

17
—
19
~
XII
~
20
14



WWW.MIKMUS.RU

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

Минобрнауки РФ
РАН
РФФИ
СМУ РАН
АВВУУ
ЕSET
АСКОН



ИМАШ РАН
17-19 декабря
2014

СБОРНИК ТРУДОВ
МИКМУС-2014



Институт машиноведения
им. А.А. Благонравова РАН

ТРУДЫ КОНФЕРЕНЦИИ



XXVI **МИКМУС**
ИМАШ РАН
международная
инновационно-ориентированная
конференция молодых учёных
и студентов

2015

ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ

Р.Ф.Ганиев	академик, директор ИМАШ РАН - председатель
Н.А.Махутов	чл.-корр. РАН
А.Ю.Албагачиев	д.т.н., проф. зав. отделом «Трение, износ и смазка. трибология»
Ю.И.Бобровницкий	д.т.н., зав. отделом «Теоретическая и прикладная акустика»
В.А.Глазунов	д.т.н., проф. зав. отделом «Механика машин и управление машинами»
О.И.Косарев	д.т.н., зав.отделом «Виброакустика машин»
Ю.Г.Матвиенко	д.т.н., проф., зав.отделом «Прочность, живучесть и безопасность машин»
В.О.Соловьев	к.т.н., зав.отделом «Вибрационная биомеханика»
А.Н.Романов	д.т.н., зав.отделом «Конструкционное материаловедение»

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

А.Н.Полилов	д.т.н., проф.– председатель
С.Ю.Мисюрин	д.ф.-м.н, уч.секр. комиссии РАН по работе с молодёжью
Г.Я.Пановко	д.т.н., проф., заслуженный деятель науки и техники РФ
М.В.Прожёга	к.т.н., зав.лабораторией
И.А.Разумовский	д.т.н., проф. – зам. председателя
Х.Ф.Саберов	к.т.н., зав.отделом НТИПВ ИМАШ РАН
Н.А.Татусь	к.т.н., руководитель рабочей группы
А.Е.Шохин	к.т.н., председатель Совета молодых учёных ИМАШ РАН

КОНФЕРЕНЦИЯ ПРОВОДИТСЯ ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

Президиума РАН,
РФФИ,
отделения ЭММПУ РАН,
Совета молодых учёных РАН,
журнала «Машиностроение и инженерное образование»,
АСКОН,
ABBV,
ESET

РАБОЧАЯ ГРУППА

Н.А.Татусь – к.т.н., руководитель

Редакционная коллегия

А.А.Мисоченко	– к.т.н., куратор секции №1 «Конструкционное материаловедение»
М.С.Пугачёв	– куратор секции №2 «Прочность, живучесть и безопасность машин»
М.В.Прожёга	– к.т.н. – куратор секции №3 «Трение, износ, смазка. Трибология»
А.Е.Шохин	– к.т.н. – куратор секции №4 «Вибрационные и колебательные процессы и системы»
В.И.Свирин	– куратор секции №5 «Биомеханика»
К.Б.Саламандра	– к.т.н. – куратор секции №6 «Механика машин и управление машинами»
А.Н.Никифоров	– к.т.н. – куратор секции №7 «Нелинейная волновая механика и технологии»
А.В.Фролова	– куратор студенческой секции
В.В.Шабалин	– администратор сайта, художественное оформление мероприятия
Т.П.Плугатарь	– организатор размещения участников

Издается при поддержке:

- Российского фонда фундаментальных исследований, проект 14-38-10008 мол_г
- Комиссии РАН по работе с молодёжью (программа «Поддержка молодых ученых в 2014 г.»).

*101990, Москва, Малый Харитоньевский переулок, д.4
Издательство ИМАШ РАН. Заказ № 7. Электронная версия.*

Российская Академия наук
РФФИ

Отделение энергетики, машиностроения, механики и
процессов управления



XXVI Международная
Инновационно-ориентированная
конференция молодых
учёных и студентов

МИКМУС-2014

17-19 декабря 2014 года

Труды конференции

Москва, 2015

Russian Academy of Sciences
Institute of Machines Science named by A.A. Blagonravov

**XXVI International Innovation Conference
of Young Scientists and Students**

ICYSS-2014

УДК 62(082)

ББК 3я43

М43

XXVI Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2014): труды конференции (Москва, 17-19 декабря 2014 года) / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2015 – 600 с.

В сборнике представлены статьи участников Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС-2014), содержание которых соответствует приоритетным направлениям развития машиноведения – науки о машинах:

- *транспортные авиационные и космические системы,*
- *индустрия наносистем и материалы,*
- *энергетика и энергосбережение.*

Интересы молодых ученых связаны с проблемами техногенной безопасности; конструкционным материаловедением; нелинейной волновой механикой; трибологией и поверхностной обработкой; механикой машин и управлением машинами; биомеханикой и медицинскими технологиями; вычислительными моделями технологических процессов и информационными технологиями; вибрационными процессами и системами, вибрационной диагностикой; энергетикой и транспортом.

Сборник отражает современные научно-технические тенденции и представляет интерес для научных работников, инженеров, аспирантов и студентов, специализирующихся в широкой области технических наук, а также представителей промышленного комплекса.

ISBN 978-5-4253-0812-2

©ИМАШ РАН, 2015

ПЛЕНАРНЫЕ ДОКЛАДЫ

МЕТОД ИНДЕНТИРОВАНИЯ, КАК СПОСОБ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

THE INDENTATION METHOD AS A WAY OF AN INTEGRATED ASSESSMENT OF TECHNICAL OBJECTS

А.С. Чернятин – к.т.н., доцент, научный сотрудник
МГТУ им. Н.Э. Баумана, ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The model problem of indentation of a spherical indenter in loaded prismatic region with linear hardening material is considered. The stresses acting on the boundary of the region and value of the yield stress are unknown parameters. To determine them the approach based on the minimization of discrepancies between the original data (on the residual displacements at the object surface due to indentation and subsequent removal of the indenter), and the results of numerical solution of the corresponding boundary problem (based on the FEM) is used. In order to evaluate a convergence process and an accuracy of the results, the investigations of influence of errors of the original data and the initial values of the unknown parameters are carried out.

The successful solution of the inverse problem with nonlinearity is made possible by the previously developed automated software package with a graphical interface that implements the proposed approach in two environments: ANSYS and MATLAB. Using of a large set of the initial data it provides the stability and authenticity of the solution of the nonlinear problem, and software package provides fast and accurate determination of the unknown parameters based on the so-called pre-formed the bank of responses – a database containing multiple solutions contact elastoplastic problem.

The results show promising solutions using the method of indentation in conjunction with the proposed approach for the following tasks: a) determining the loading of the object (active or residual stresses); b) determining the yield strength of the material (in principle, and other characteristics); c) the simultaneous determination of loading parameters and material of investigated object region.

Метод индентирования является одним из наиболее перспективных способов экспериментально-расчётной оценки физико-механических характеристик поверхностного слоя деталей [1,2]. Он заключается во вдавливания твёрдого штампа в поверхность исследуемого объекта с целью образования локальных остаточных полей деформаций, которые затем используются для установления искомых параметров состояния.

В работе на основе решения модельной задачи показана возможность применения индентирования для *одновременного* определения нагруженности объекта и предела текучести материала. В основу методики положен подход, предложенный в работах [3,4], базирующийся на поиске параметров состояния P_j ($j = 1, \dots, N_p$) из условия минимизации расхождений экспериментально получаемых (в результате индентирования) данных e_i^* и соответствующих им данных e_i , получаемых на основе численного решения соответствующей краевой задачи механики деформированного твёрдого тела (МДТТ) ($i = 1, \dots, N_e$ – номер деформационного отклика, соответствующий определённой точке измерения и компоненте вектора перемещения). На практике для регистрации деформационных откликов e_i^* подход предполагает использование методов электронно-цифровая спекл интерферометрия и корреляции цифровых изображений, которые обеспечивают получение значительных массивов полей перемещений u , v , w бесконтактным способом. Следовательно, имеется возможность использования большого объёма исходных данных (N_e), что является необходимым условием получения устойчивого и достоверного решения рассматриваемой нелинейной и некорректной упругопластической задачи. Деформационные отклики e_i соответствуют текущим значениям искомых параметров состояния P_j , которые в процессе решения задачи минимизации изменяются и считаются найденными в том случае, если достигается минимум целевой функции I , комплексно отражающей расхождение между e_i^* и e_i [3,4]. В

основе определения величин e_i лежим метод конечных элементов, позволяющий в полной мере реализовать решение необходимой краевой задачи МДТТ. Одним из важнейших элементов метода является создание так называемого банка откликов (БО) – представляющего собой совокупность данных, отражающих взаимосвязь между e_i и P_j , которая устанавливается на основе результатов предварительно и многократно решённой краевой задачи при различных значениях параметров P_j [3]. Такой подход обеспечивает быструю и точную процедуру поиска параметров состояния на основе минимизации I .

Для реализации рассматриваемого подхода разработан комплекс программ в средах ANSYS и MATLAB, охватывающих все этапы решения задачи: от формирования исходных данных e_i^* , до оценки устойчивости и точности полученного решения. В среде ANSYS разработаны макросы, обеспечивающие поэтапное решение задачи МДТТ: фактически расчёт e_i при заданных P_j , тогда как в MATLAB функционируют программы, отвечающие за формирование массива e_i^* , постановку краевой задачи (с текущими значениями P_j) и контроль её решения, формирование БО, а также решение задачи минимизации и пр. Однако и макросы, и программы полностью адаптированы к друг другу, а лежащий в основе алгоритм непрерывного взаимодействия двух сред обеспечивает комплексную автоматизацию решения.

Для оценки возможности использования подхода для задач индентирования рассмотрена модельная задача о вдавливании сферического индентора в полупространство из упругопластического материала. Решение данной задачи приводится в среде ANSYS. Полупространство представляется в виде призматического тела (рис. 1а), на границах которого тела действуют однородно распределённые напряжения s_x , s_y , а поведение материала описывается билинейным законом с условным пределом текучести σ_T (рис. 1б). Шарик, диаметром d и выполненный из абсолютно жёсткого материала, вдавливается действующей вдоль z силой F .

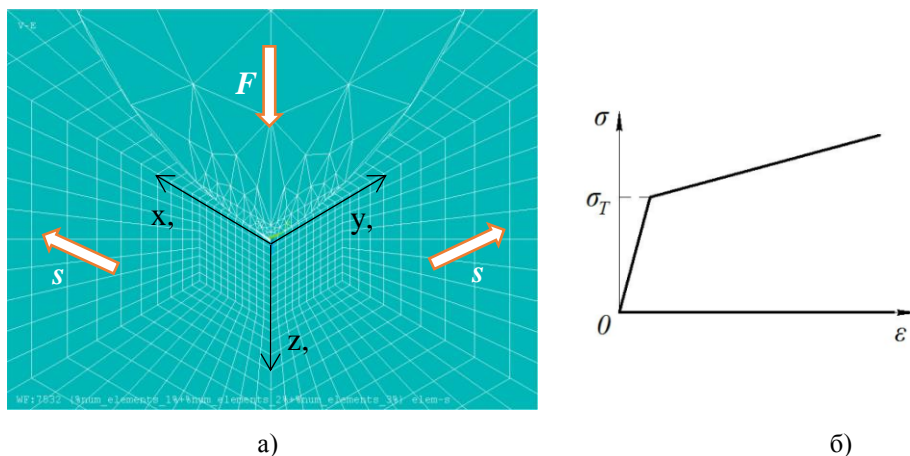


Рис. 1. Конечно-элементная модель тела (а) из упругопластического материала (б)

БХ
элементов тела и шарика имеет сгущение, а на их поверхностях создана контактная группа. В плоскостях xOz и yOz приложены симметричные граничные условия. Расчёт остаточного состояния, возникающего после вдавливания индентора с образованием развитых пластических деформаций в полупространстве, производится поэтапно, в следующем последовательности:

- 1) расчёт упругого состояния полупространства от действия s_x и s_y ;
- 2) упругопластическое решение контактной задачи о вдавливании индентора с силой F – с учётом состояния, полученного в п. 1);
- 3) решение задачи упругой разгрузки при отведении индентора в «неконтактное» состояние и наложение данного состояния на состояние, полученного в п. 2);

4) вычитание полей перемещений п. 1 из п. 3. Тем самым получаются поля перемещений, соответствующие упругопластическому деформированию

Разработанная КЭМ и процедура расчёта остаточного деформированного состояния являются основой для проведения численного эксперимента по определению параметров нагруженности области конструкций и характеристик материала по остаточным полям перемещений на поверхности области от вдавливания индентора. В качестве исходных псевдо-экспериментальных данных выступают остаточные поля перемещений u^* , v^* , w^* на поверхности тела, которые получены при определённых значениях $s_x = s_x^*$, $s_y = s_y^*$ и $\sigma_T = \sigma_T^*$. В последующем параметры $P = \{\sigma_T, s_y\}$ (при фиксированных всех остальных параметрах модели) считаются неизвестными и подлежат определению с использованием вышеизложенного подхода. Приведём последовательность решения.

Массив псевдо-экспериментальных данных e^* образован величинами u^* , v^* , w^* в точках измерения, расположенных равномерно на линиях равного уровня $u=const$, $v=const$, $w=const$ (аналогов интерференционных полос) в количестве n на линию (отметим, что поле w^* имеет значительно большую плотность полос, чем поля u^* , v^*).

Для различных комбинаций значений искоемых параметров $P(l) = \{p_1^l, p_2^l\}$ (где l – номер текущей комбинации) были определены деформационные отклики $e_i(l)$, на основе которых для каждого e_i были построены интерполирующие поверхности: $e_i = F_i(P_j)$. Совокупность параметров, определяющих эти поверхности, образуют БО. При расчёте состояний использовалась разработанная КЭМ, однако, в дальнейшем отпадает необходимость её использования (и длительного решения упругопластической задачи), а вычисление e_i при произвольных значениях параметров P_j производится достаточно быстро – посредством интерполирования.

В итоге, искоемые параметры P_j определяются из условия минимума целевой функции I , в качестве которой принимается либо среднеквадратическое отклонение (I_{rms}), либо максимальное отклонение (I_{max}) между e^* и e_i , рассчитываемыми на каждом шаге минимизации I при текущих значениях P_j . Для решения безусловной задачи минимизации используется метод деформированного многогранника.

Проведена оценка влияния погрешности экспериментальных данных на точность и устойчивость процедуры определения параметров P_j – при различных условиях решения задачи. Производится она посредством внесения случайных отклонений из заданного диапазона $\pm\delta_e$ в каждую компоненту вектора e^* , после чего определяются параметры P_j . Повторяя данную процедуру многократно, можно установить разброс отклонений значений P_j по отношению к их истинным значениям P_j^* . Кроме того, варьированию также подлежали начальные оценки искоемых параметров: $P_j^0 = P_j^* \pm \delta_p$.

В таблице 1 приведены результаты определения параметров состояния в виде математических ожиданий (M) и дисперсий (D) безразмерных величин $\tilde{P}_i = P_i / P_i^*$, полученные для случая $I = I_{rms}$, $\delta_p = \delta_e = 10\%$.

Таблица 1. Основные результаты численных экспериментов

№	e	Параметры			
		\tilde{P}_1		\tilde{P}_2	
		M	D	M	D
1	u, v, w	0,997	0,005	$P_2 = const = P_2^* \pm \delta_p$	
2	w	0,997	0,005		
3	u, v, w	$P_1 = const = P_1^* \pm \delta_p$		1,070	0,165
4	u, v			1,003	0,086
5	u, v, w	0,997	0,006	1,009	0,035

Исследование №1 и 2 показывают, что для определения σ_T (при s_y известном с некоторой погрешностью) можно использовать как только поле w , так одновременно и поля u , v , w – на точность это практически не влияет. Однако, согласно исследованиям №3, 4, для определения s_y (при неточно известном σ_T) следует использовать только поля u , v – в этом случае точность определения значительно выше, чем при использовании всех трёх полей перемещений (сказывается влияние «доминирующего» w), когда полное отклонение от точного значения может достигать 24%. Отметим, что при точном задании σ_T погрешность определения s_y не превышает 0,2%. Исследование №5 заключалось в поэтапном определении параметров состояния: сначала по полям перемещений u , v , w была определена величина σ_T , а затем, по полям перемещений u , v определяется величина s_y . В результате погрешность определения σ_T и s_y достигает не более 1% и 4,5% соответственно.

Представленные результаты в целом справедливы и для I_{\max} , отличие от I_{rms} заключается в количестве выполняемых итераций при минимизации: при использовании последней нормы их значительно меньше.

Таким образом, на основе результатов проведенных исследований можно сделать вывод о возможности применения методики индентирования в сочетании с предложенной методикой математической обработки деформационных откликов для решения задач: как самостоятельного определения нагруженности объекта или свойств материала, так и одновременного их определения.

Работа выполнена в рамках гранта РНФ 14-19-00383

Литература

1. Шабанов В.М. Сопротивление металлов начальной пластической деформации при вдавливании сферического индентора // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2008. Т. 74. № 6. С. 63-69.
2. Ковалев А. П. Основные закономерности вдавливания сферического индентора и оценка физико-механических свойств поверхностного слоя деталей // Упрочняющие технологии и покрытия. 2007. № 1. С. 36-41. С. 82–89.
3. Разумовский И.А., Чернятин А.С. Методология и программа для определения параметров напряжённо-деформированного состояния на основе обработки экспериментальных данных//Машиностроение и инженерное образование. №4. 2009. С. 26-32.
4. Razumovskii I.A., Chernyatin A.S. and Fomin A.V. Experimental_Computational Methods for Determination of the Stress_Strain State of Structural Components // Inorganic Materials. Vol. 50. N 15. pp. 1528–1536.

СЕКЦИЯ 1.
Конструкционное
материаловедение

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ И ТЕМПЕРАТУРЫ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ КОСОУГОЛЬНОМ НЕСВОБОДНОМ РЕЗАНИИ

TO THE QUESTION OF MECHANICAL STRESSES AND TEMPERATURE DETERMINATION IN CUTTING AREA BY SKEW-ANGULAR CONSTRAINED CUTTING

Р.Н. Акинъшин – аспирант

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

Abstract. The formulae, which enable to calculate cutting temperature, tangential and normal stresses in shear plane by skew-angular constrained cutting, are considered. The mathematical model of cutting tool is offered for more accurate determination of chip flow angle, cutaway layer width and thickness. The example of listed cutting process parameters determination by longitudinal turning is represented.

Методы производства изделий в машиностроении непрерывно совершенствуются. Но, несмотря на тенденцию к повышению точности заготовительных методов (литья, обработки давлением, порошковой металлургии) и получению готовых деталей без последующей механической обработки, доля обработки резанием по-прежнему занимает большую часть технологического процесса изготовления деталей. Изучение методов лезвийной обработки ведется довольно давно и в настоящее время накоплен большой теоретический и экспериментальный материал в данной области. Тем не менее, на машиностроительных предприятиях (особенно в единичном, мелко- и среднесерийном производстве) обработка ведется с режимами резания, значительно отличающимися от оптимальных, что свидетельствует о сложности процесса резания и его недостаточной изученности. Поэтому, вопросы, затрагивающие физические процессы при резании материалов, представляют большой научный и практический интерес, а оптимизация условий обработки на основе математических зависимостей, описывающих данные процессы, дает возможность снижения себестоимости машиностроительной продукции и обеспечения требуемых параметров качества изготавливаемых деталей.

Таким образом, целью работы является рассмотрение метода определения температуры резания, касательных и нормальных напряжений в условной плоскости сдвига и на передней поверхности инструмента.

В данной работе для определения характеристик процесса резания автор использует схему стружкообразования с одной плоскостью сдвига, что упрощает расчеты, результаты которых могут быть использованы при решении инженерных задач. Реальная зона деформации, как установлено [1-5], имеет более сложную форму. В ряде работ осуществляются попытки расчета параметров резания на основе зоны деформации клиновидной формы, зоны деформации, ограниченной параллельными прямыми, что значительно усложняет получаемые математические зависимости и увеличивает количество принимаемых допущений.

На основе принятой схемы стружкообразования касательные напряжения в условной плоскости сдвига рассчитываются следующим образом [1, 3, 5]:

$$\tau = P_z \cdot \cos(\varphi_y + \eta - \gamma) \cdot \sin \varphi_y / [a \cdot b \cdot \cos(\eta - \gamma)], \quad (1)$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н;

a – толщина срезаемого слоя, мм;

b – ширина срезаемого слоя, мм;

φ_y – угол наклона условной плоскости сдвига;

η – средний угол трения на передней поверхности инструмента;

γ – передний угол инструмента.

Нормальные напряжения в условной плоскости сдвига:

$$\sigma = [\tau \cdot f - 0,5 \cdot \sin(2 \cdot (\varphi_y - \gamma)) \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}(\varphi_y - \gamma))] / [\cos^2(\varphi_y - \gamma) \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}(\varphi_y - \gamma))], \quad (2)$$

где f – средний коэффициент трения на передней поверхности инструмента.

Среднее значение касательных напряжений на передней поверхности инструмента:

$$\tau_{\text{ср.и.}} = \tau \cdot a \cdot f / [c \cdot \sin \varphi_y \cdot (\cos(\varphi_y - \gamma) - f \cdot \sin(\varphi_y - \gamma))], \quad (3)$$

где c – длина контакта стружки с передней поверхностью инструмента, мм.

Среднее значение нормальных напряжений на передней поверхности инструмента:

$$\sigma_{\text{ср.и.}} = \tau_{\text{ср.и.}} / f, \quad (4)$$

Длина контакта стружки с передней поверхностью инструмента [1, 3, 5]:

$$c = a \cdot k_a^{0,1} \cdot [k_a \cdot (1 - \operatorname{tg} \gamma) + 1/\cos \gamma], \quad (5)$$

где k_a – коэффициент усадки стружки.

$$k_a = \cos(\varphi_y - \gamma) / \sin \varphi_y \quad (6)$$

Из формулы (6) можно получить зависимость для расчета φ_y :

$$\varphi_y = \operatorname{arctg}[\cos \gamma / (k_a - \sin \gamma)] \quad (7)$$

Для определения среднего коэффициента трения в работе [5] приведена следующая зависимость, полученная на основе гипотезы о минимуме мощности стружкообразования:

$$f = 1 - \operatorname{tg}(\varphi_y - \gamma) \quad (8)$$

Для сталей при расчете угла наклона условной плоскости сдвига можно воспользоваться формулой [2]:

$$\varphi_y = \pi/2 - \operatorname{arctg}[(0,237 \cdot (\eta_0 \cdot E_1 \cdot b/a)^{0,25} / v^{0,355} + \cos \gamma - \sin \gamma) / (\cos \gamma + \sin \gamma)], \quad (9)$$

где η_0 – упругая постоянная;

v – скорость резания, м/мин.

$$\eta_0 = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2, \quad (10)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона обрабатываемого и инструментального материалов;

E_1, E_2 – модули упругости обрабатываемого и инструментального материалов, МПа.

Из формулы (1) следует, что для расчета напряжений в зоне резания необходимо значение тангенциальной составляющей силы резания P_z . В настоящее время, по мнению автора, не существует теоретических зависимостей, позволяющих с достаточной точностью априорно определять силу резания. Поэтому предлагается составляющую силы резания P_z вычислять по эмпирическим формулам вида:

$$P_z = C_p \cdot t^x \cdot S_o^y \cdot v^n, \quad (11)$$

где C_p, x, y, n – постоянные для конкретных условий обработки;

t – глубина резания, мм;

S_o – подача на оборот, мм/об.

Зависимость (11) необходимо получать экспериментальным путем для конкретного обрабатываемого материала или использовать справочные данные [6].

В литературе для расчета толщины и ширины срезаемого слоя предлагаются следующие зависимости [1-5]:

$$a = S_o \cdot \sin \varphi \quad (12)$$

$$b = t / (\sin \varphi \cdot \cos \lambda), \quad (13)$$

где φ – главный угол резца в плане;

λ – угол наклона режущей кромки резца.

Формулы (12, 13) получены на основе упрощенного представления сечения срезаемого слоя в виде параллелограмма, т.е. не учитывают наличие радиуса при вершине режущего инструмента. Поэтому их применение для реального инструмента, имеющего радиус при вершине r и тем более для инструмента, оснащенного круглыми пластинами, приводит к значительным погрешностям. Чтобы повысить точность расчетов автор предлагает математическую модель режущего инструмента, в которой режущие кромки задаются уравнениями прямых и окружностей (рис. 1).

На рис. 1 схематично изображен режущий инструмент в виде сменной многогранной пластины, которые в последнее время находят все более широкое применение в производстве. Цифрами «1-4» обозначены прямолинейные и радиусные части режущих кромок инструмента, цифрами «1'-4'» обозначены те же части режущих

кромки, но смещенные на величину подачи S_o . Горизонтальная прямая «5», проведенная на расстоянии t от вершины пластины, изображает глубину резания.

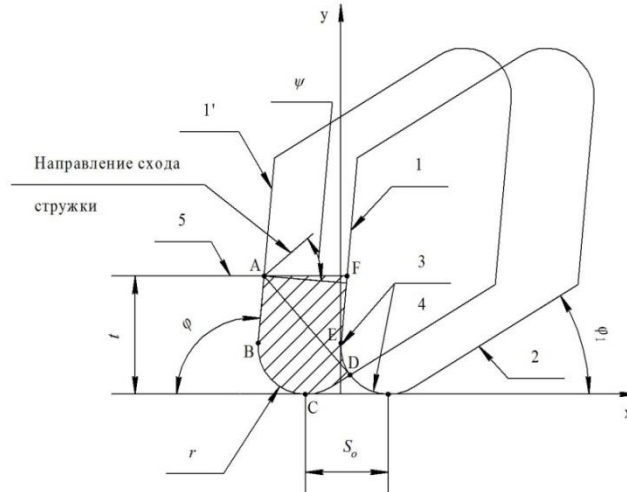


Рис. 1. Модель режущего инструмента

На основе принятых в теории резания [1-5] понятий фигура ABCDEF представляет собой сечение срезаемого слоя (на рисунке показана заштрихованной), ширина срезаемого слоя b равна длине линии ABC, а толщина срезаемого слоя a имеет переменное значение. Для расчетов в литературе предлагается использовать среднее значение толщины срезаемого слоя a_{cp} равное отношению площади срезаемого слоя (площади фигуры ABCDEF) к ширине срезаемого слоя b (длине линии ABC).

Для определения значений перечисленных величин части режущих кромок описываются в системе координат x - y уравнениями:

$$\begin{aligned} \langle 1 \rangle: y &= k_1 \cdot x + b_1 & \langle 1' \rangle: y &= k_1 \cdot (x + S_o) + b_1 \\ \langle 2 \rangle: y &= k_2 \cdot x + b_2 & \langle 2' \rangle: y &= k_2 \cdot (x + S_o) + b_2 \\ \langle 3 \rangle: y &= r + (2 \cdot x \cdot r - x^2)^{0,5} & \langle 3' \rangle: y &= r + (2 \cdot (x + S_o) \cdot r - (x + S_o)^2)^{0,5} \\ \langle 4 \rangle: y &= r - (2 \cdot x \cdot r - x^2)^{0,5} & \langle 4' \rangle: y &= r - (2 \cdot (x + S_o) \cdot r - (x + S_o)^2)^{0,5} \\ \langle 5 \rangle: y &= t \end{aligned}$$

На основе решения несложных математических уравнений, вычисляются координаты характерных точек А, В, С, D, E, F; площадь фигуры ABCDEF, длина линии ABC и, соответственно, характеристики сечения срезаемого слоя.

Представленная схема режущего инструмента (рис. 1) позволяет рассчитывать еще один важный параметр несвободного косоугольного резания – угол схода стружки ψ .

Угол схода стружки ψ – угол между вектором суммарной скорости схода стружки и перпендикуляром к главной режущей кромке [1-5].

В работе [4] направление суммарной скорости схода стружки предлагается определять как перпендикуляр к отрезку, соединяющему крайние точки работающих участков режущих кромок инструмента (на рис. 1 перпендикуляр к отрезку AD).

Направление схода стружки необходимо знать, поскольку значения угла наклона условной плоскости сдвига, коэффициента усадки стружки, длины контакта стружки с передней поверхностью инструмента определяются в плоскости, проходящей через векторы скорости стружки и скорости резания, т.е. в плоскости стружкообразования [1-5].

Зная значения напряжений в зоне резания, можно вычислить температуру резания. В работе [1] для вывода расчетной формулы используется термомеханический подход к процессу резания:

$$T_{рез} = \tau \cdot [k_a + 1/k_a - 2 \cdot \sin \gamma] / C_v \cdot \cos \gamma + 0,75 \cdot \tau_{ср.н.} \cdot (v \cdot c)^{0,5} / C_v \cdot (k_a \cdot \omega)^{0,5}, \quad (14)$$

где C_v – удельная объемная теплоемкость, Дж/К·м³;

ω – коэффициент температуропроводности, м²/с.

В [4] предложена другая формула для определения температуры резания, полученная с помощью методов теории подобия:

$$T_{рез} = 0,95 \cdot \tau \cdot P e^{0,375} \cdot E^{-0,055} / [C_v \cdot B^{0,0625} \cdot F^{0,15} \cdot D^{0,045} \cdot (1 - \sin \gamma)^{0,65} \cdot (\sin \alpha)^{0,03}], \quad (15)$$

где Pe, E, B, F, D – безразмерные комплексы (критерии подобия).

Приведенные зависимости не являются общепринятыми, их вывод основан на использовании целого ряда допущений и упрощении реального процесса резания, поэтому расчеты, выполненные по данным формулам, имеют определенные погрешности.

На рисунках 2 и 3 представлены примеры расчета параметров процесса резания в виде графиков их зависимостей от скорости резания при постоянных глубине резания и подаче на оборот для точения стали 07X16H6. Графики построены на основе значений, вычисленных в программе Microsoft Office Excel по рассмотренным ранее формулам (1-15). Расчет тангенциальной составляющей силы резания P_z выполнен по эмпирической зависимости, приведенной в справочной литературе [6]. Для расчета приняты следующие геометрические параметры реза: $r = 0,40$ мм; $\varphi = 95^\circ$; $\varphi_1 = 5^\circ$; $\gamma = 7^\circ$; $\alpha = 6^\circ$; $\lambda = 6^\circ$; $\rho = 40$ мкм, соответствующие режущему инструменту фирмы Iscar (державка DWLNL 2020K-08W, пластина WNMG 080404-PP (IC907)). Угол схода стружки при данных условиях $\psi = 46,78^\circ$; значения переднего и заднего углов в плоскости стружкообразования $\gamma_\psi = 0,46^\circ$, $\alpha_\psi = 8,68^\circ$; значения толщины и ширины срезаемого слоя $a = 0,069$ мм, $b = 0,729$ мм.

Полученные графики (рис. 2, 3) хорошо согласуются с общепринятым характером изменения параметров процесса резания при варьировании режимов резания [1-5]. Разумеется, рассмотренные зависимости требуют уточнения и экспериментальной проверки.

Таким образом, в данной работе для случая косоугольного несвободного резания представлены теоретические зависимости, позволяющие на основе известных значений физико-механических свойств обрабатываемого материала и тангенциальной составляющей силы резания при заданных режиме резания, геометрии и материале инструмента определять касательные и нормальные напряжения в условной плоскости сдвига и на передней поверхности инструмента, температуру резания, а также средний коэффициент трения на передней поверхности инструмента, угол наклона условной плоскости сдвига, коэффициент усадки стружки, длину контакта стружки с передней поверхностью инструмента. Перечисленные величины необходимы для расчета параметров качества поверхностного слоя детали, погрешностей, оказывающих влияние на точность размера, формы и взаимного расположения поверхностей детали, и, в итоге, для выбора оптимальных условий обработки.

Определение характеристик процесса резания выполнено на основе схемы стружкообразования с одной плоскостью сдвига, что упрощает математические выражения и дает возможность выполнять расчеты в общедоступной программной среде Microsoft Office Excel или в ее бесплатном аналоге Open Office Calc. Использование указанных программных продуктов облегчает применение расчетов в инженерной практике.

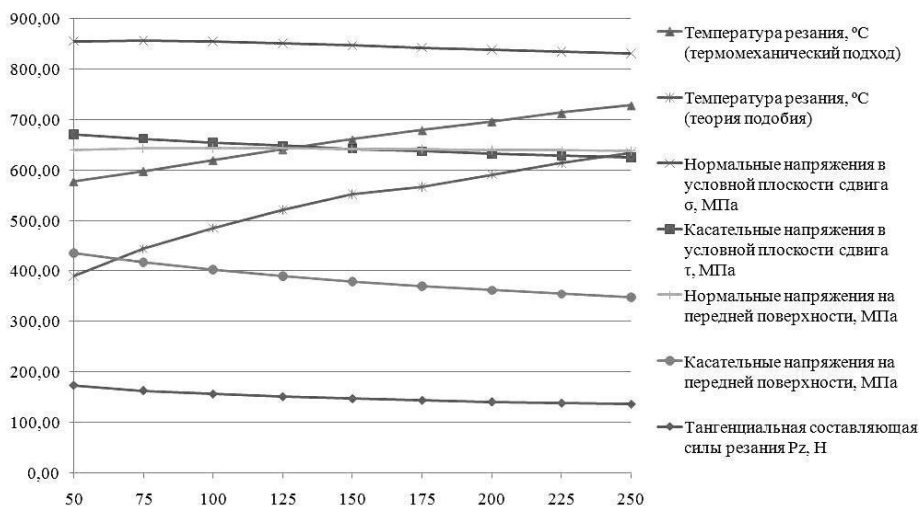


Рис. 2. Графики зависимостей параметров процесса резания от скорости резания при точении стали 07X16H6 ($t = 0,50$ мм, $S_o = 0,10$ мм/об)

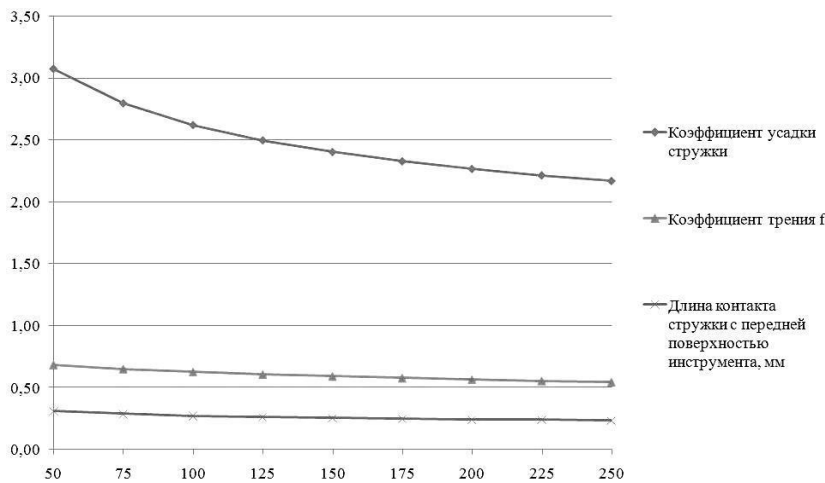


Рис. 3. Графики зависимостей коэффициента усадки стружки, длины контакта стружки с передней поверхностью инструмента, коэффициента трения от скорости резания при точении стали 07X16H6 ($t = 0,5$ мм, $S_o = 0,1$ мм/об)

Литература

1. Васин С.А., Верещака А.С., Кушнер В.С. Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании: учебник для техн. вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 448 с.
2. Грубый С.В. Разработка методологии управления режимными параметрами и процессом изнашивания инструментов как основы повышения эффективности лезвийной обработки: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2004. 535 с.
3. Рыжкин А.А., Шучев К.Г., Климов М.М. Обработка материалов резанием: учебное пособие. Ростов н/Д: Феникс, 2008. 411 с.
4. Силин С.С. Метод подобия при резании материалов. - М.:Машиностроение, 1979. 152с.
5. Солоненко В.Г., Рыжкин А.А. Резание металлов и режущие инструменты: учебное пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 2007. 413 с.
6. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. М.: Машиностроение-1, 2001. 944 с.

**ЕДИНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ПОИСКОВАЯ СИСТЕМА
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ**
*UNIFIED INFORMATION RETRIEVAL SYSTEM TECHNOLOGICAL
EQUIPMENT*

А.М.Арзыбаев – к.т.н.
ИМАШ РАН

Abstract. The solution search and selection of process equipment in the archives of the company are offered. Methods of identification of technical documentation were considered classifier machine-tool device was described.

Основную группу технологической оснастки составляют приспособления механосборочного производства. Приспособлениями в машиностроении называют вспомогательные устройства к технологическому оборудованию, используемые при выполнении операций обработки, сборки и контроля.

Частая смена объектов производства, связанная с нарастанием темпов технического прогресса, требует создания конструкций приспособлений, методов их расчета, проектирования и изготовления, обеспечивающих неуклонное сокращение сроков подготовки производства.

Затраты на изготовление технологической оснастки составляют 15... 20 % от затрат на оборудование для технологического процесса обработки деталей машин или 10-24 % от стоимости машины. Станочные приспособления занимают наибольший удельный вес по стоимости и трудоемкости изготовления в общем количестве различных типов технологической оснастки[1].

Проектирование станочных приспособлений ведется, как правило, по следующей схеме: формулирование технического задания – разработка конструктивных вариантов приспособлений – сравнительный анализ вариантов – принятие решения.

Большим подспорьем в разработке приспособлений является ознакомление с чертежами аналогичных приспособлений, хранящихся в архиве предприятия. Однако поиск чертежей приспособлений затруднен из-за несовершенства методов идентификации документации в архиве. Если раньше их недостатки компенсировались в некоторой степени с помощью конструкторов работающих на предприятии 30–40 лет, то теперь таких специалистов практически не осталось и находить аналоги в архиве стало практически невозможно.

В связи с изложенным, создание единого автоматизированной информационно-поисковой системы приспособлений имеет большое практическое значение[2].

Эта система была создана в Институте Машиноведения РАН. При ее разработке был предложен оригинальный классификатор приспособлений, который включает классификационные признаки, описывающие как постановку задачи, так и признаки, отражающие конструкцию приспособлений.

В основе системы лежит база данных, содержащая на каждое приспособление в архиве его цифровой код и инвентарный номер, присвоенный ему в архиве.

Конструктор при поиске приспособления – аналога задает первую часть кода, описывающего постановку задачи (габариты заготовки, комплект технологических баз и др.), по которой устанавливается наличие чертежей приспособлений(Рис.1).

Если такое приспособление имеется в архиве, то на экране компьютера высвечивается код этого приспособления и его инвентарный номер, по которому в архиве находят чертежи приспособления.

Формирование базы данных осуществляется на основе кодирования чертежей приспособлений, имеющих в архиве, а так же кодированием новых приспособлений одновременно с присвоением им инвентарных номеров.

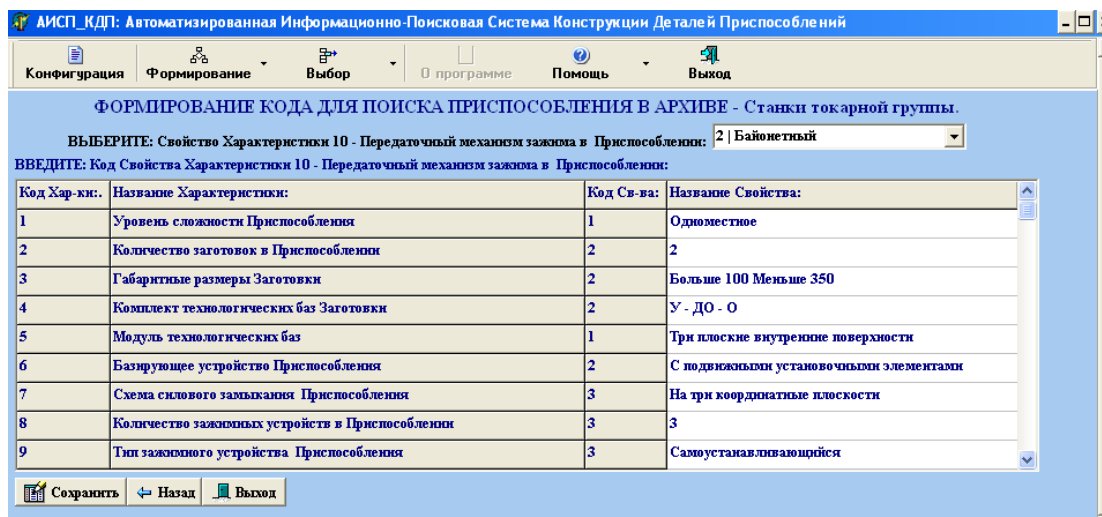


Рис.1. Окно поиска приспособления

Работа с системой ведется в диалоговой форме, что делает ее предельно простой для пользователей. Применение системы создает условия компетентного, качественного и оперативного отбора самим конструктором ряда альтернативных вариантов станочных приспособлений, при сокращении затрат времени на традиционные рутинные процедуры проектирования.

Литература

1. Схиртладзе А.Г. Станочные приспособления. М.: Машиностроение, 2010.
2. Арзыбаев А.М. Автоматизированная информационно-поисковая система конструкторской документации приспособлений//«Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» Москва, ИМАШ РАН, 13-15 мая 2014 г.С.95-98.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА НАДРЕЗА EXPERIMENTAL METHOD FOR DETERMINING THE COEFFICIENT OF THE NOTCH

М.Р.Байгузин – аспирант, С.С.Пилипенко – к.т.н. доцент
А.П.Потапенков – д.т.н. профессор
Норильский Индустриальный Институт

Abstract. The article deals with the experimental determination method of metals cut coefficient based on step cutting of wedge shaped sheet samples by means of inclined blades. This method allows to significantly increase the accuracy of cut coefficient due to direct measurement of the cutting area geometric parameters which in its turn will increase the calculation accuracy of cutting forces by inclined blades.

Опытным путем установлено [1], что процесс резания металла методом скалывания состоит из трех периодов (рис.1): вмятия ножей в металл; собственно резания (сдвиг металла по плоскости резания); скалывания (отрыва оставшейся части сечения).

В первый период усилие резания постепенно увеличивается до максимального значения P_{\max} . Длительность этого периода характеризуется коэффициентом ε_B , равным отношению глубины внедрения ножей в металл при вмятии Z_B к исходной высоте сечения полосы h , т.е. $\varepsilon_B = Z_B / h$.

Во втором периоде усилие резания уменьшается с учетом уменьшения площади сечения металла. Момент окончания второго периода и начала третьего характеризуется коэффициентом надреза ε_H , равным отношению глубины внедрения ножей в конце периода резания Z_H к исходной высоте полосы, т.е. $\varepsilon_H = Z_H / h$.

В расчетные формулы усилия резания наклонными ножами как раз и входит коэффициент надреза. Например, широко используемая формула А.А.Королёва [1], имеет вид:

$$P_{\max} = \frac{(2 - \varepsilon_H) \varepsilon_H}{2 \operatorname{tg} \alpha} h^2 k \sigma_B, \quad (1)$$

где P_{\max} - максимальное усилие при резании наклонными ножами (рис.2,а); k - коэффициент учитывающий боковой зазор, затупление ножей, изгиб листа, соотношение пределов прочности по нормальным и касательным напряжениям; σ_B - предел прочности материала листа; $\angle \alpha = (1 \div 6)^\circ$ - угол наклона ножа.

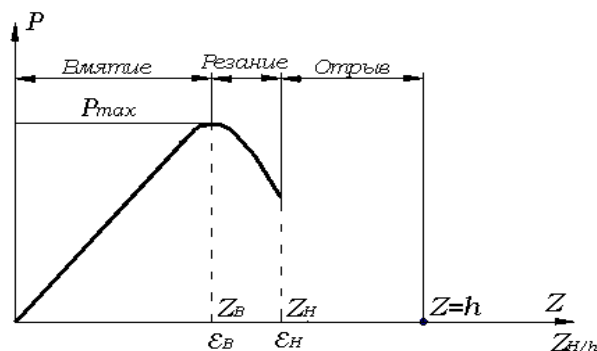


Рис. 1. График зависимости усилия резания P от глубины внедрения ножей в металл (график $P=f(z)$)

Очевидно, что достоверность расчетов по формуле [1] будет во многом определяться достоверностью значений коэффициента надреза ε_H .

В работе [1] приведены значения коэффициентов ε_H некоторых металлов, полученных при резании образцов небольшого сечения параллельными ножами. Там же указывается на их невысокую достоверность. Поэтому задача повышения достоверности при опытном определении коэффициентов надреза является актуальной.

Зависимость получена из условия, что усилие резания наклонными ножами определяет зона резания, которая имеет форму трапеции (трапеция $ABCD$, рис.2,а), основания которой соответственно равны: $AD = h$, $BC = (h - Z_H)$. При этом высота трапеции (ширина зоны резания b_p) $DC = b_p = Z_H / \operatorname{tg} \alpha$.

Поскольку для конкретно разрезаемого листа h , Z_H и $\angle \alpha$ -величины постоянные, зона резания не будет изменять своих размеров и при резании широких листов ($b_p \gg b$, b - ширина листа), она будет смещаться по ширине листа (справа налево, рис.2,а). При этом усилие резания будет также оставаться постоянным и будет смещаться только линия его действия.

При резании узких полос ($b < b_p$, рис.2,б), усилие резания по аналогии будет определяться трапецией $BCEF$, размеры которой меньше размеров трапеции $ABCD$. Величина усилия резания P будет соответственно меньше P_{\max} и тем меньше, чем меньше ширина полосы b .

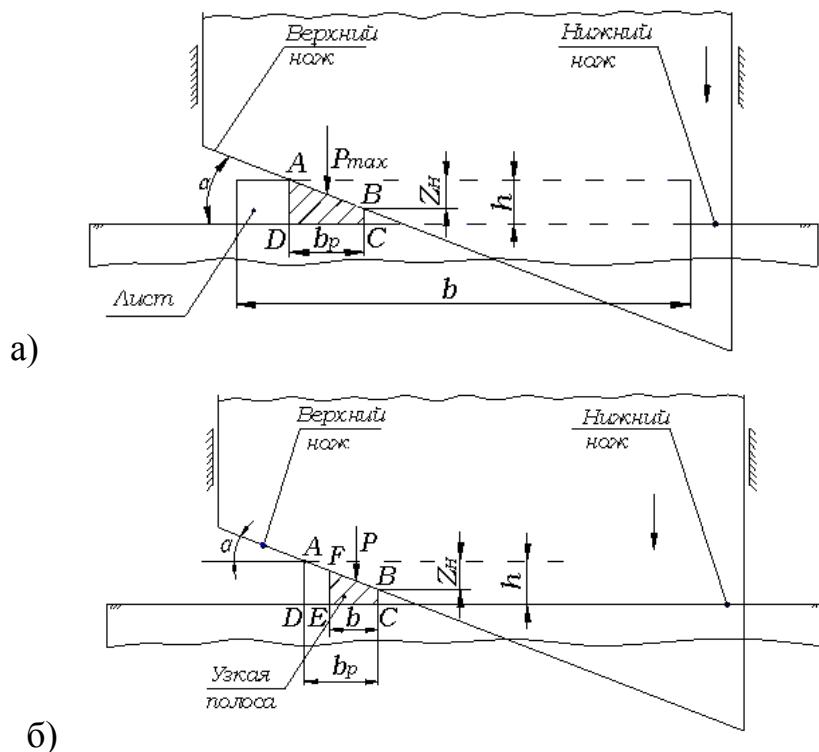


Рис. 2. Схемы резания наклонными ножами:

а – широкого листа ($b > b_p$); б – узкой полосы ($b < b_p$)

В соответствии со схемой резания широких листов (рис.2,а) зависимость для определения коэффициента надреза можно представить в виде:

$$\varepsilon_H = \frac{b_p \cdot \operatorname{tg} \alpha}{h} \quad (2)$$

Определить ширину зоны резания при резании широких листов затруднительно. Используя же клиновые образцы (рис.3), у которых начальная (минимальная) ширина b_0 значительно меньше ширины зоны резания b_p , можно, осуществляя шаговую резку с

шагом t , достигнуть на узкой длине образца l_y значения ширины зоны резания b_r , равной ширине зоны резания широких листов ($b_r = b_p$).

Ширина b_r на клиновом образце является границей перехода от области резания узких полос к области резания широкого листа.

В области резания узких полос, как показано выше, усилие резания увеличивается с увеличением ширины полосы, при резании широкого листа – имеет постоянное максимальное значение.

Фиксируя любым способом усилие резания и измеряя ширину образца в зоне каждого реза, мы сможем построить график зависимости усилия резания от ширины реза (график $P = f(b)$).

Очевидно, что этот график будет иметь два характерных участка: восходящая линия, соответствующая результатам шаговой резки узкой части образца и горизонтальная линия на уровне максимального усилия при резании широкого листа. Точка пересечения этих линий и будет определять величину b_r .

Чтобы получить необходимый результат, клиновидный образец должен гарантированно иметь на рабочей части узкую зону l_y ($b < b_p$) и широкую зону ($b > b_p$). Для выполнения этого условия при формировании размеров образца нужно знать ориентированное значение коэффициента надреза исследуемого металла. Для этого, учитывая наличие справочных данных по относительному удлинению, можно использовать зависимость: $\varepsilon_H = (1,2 \div 1,6)\delta$ [1].

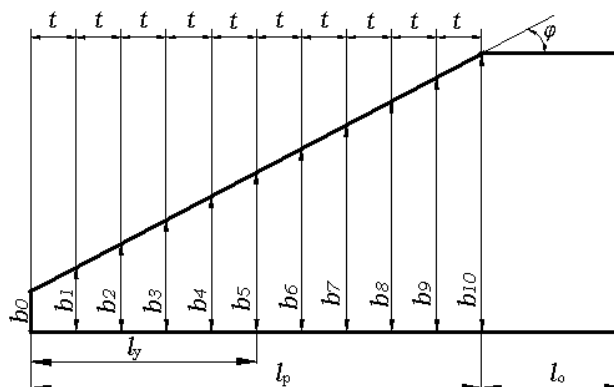


Рис. 3. Форма и размеры клиновидного образца

С учетом этой зависимости и рис.2,б $b_p = b_r = (1,2 \div 1,6) \frac{\delta h}{\text{tg } \alpha}$.

Наименьшую ширину образца b_0 (рис.3) принимаем равной $0,25b_p$ (по меньшему значению b_p), т.е.

$$b_0 = 0,25 \cdot 1,2 \delta h / \text{tg } \alpha = 0,3 \delta h / \text{tg } \alpha$$

Длину узкой части отрезка l_y определяем числом точек на восходящей линии графика $P = f(b)$ (числом ее резов Z) и шагом резки t , который будет определяться конструкцией блока резки. При общем анализе свяжем его с толщиной листа h , как $t = k \cdot h$, где k - целое число. Тогда $l_y = Zkh$. Рабочую длину образца определим из равенства узкой и широкой зон: $l_p = 2l_y = 2Zkh$. При практических расчетах можно принять: $k = 3$; $Z = 5$. Образец должен иметь также нерабочую зону l_0 , размер которой принимается конструктивно.

Величину b_r ориентировочно рассчитываем по среднему значению ε_H : $b_r = 1,4 \delta h / \text{tg } \alpha$.

Тогда разность $\Delta b = b_r - b_0 = 1,1\delta / \text{tg}\alpha$ и угол клиновидности образца φ (рис.3)

$$\text{равен: } \varphi = \text{arctg} \frac{\Delta b}{l_y} = \text{arctg} \left(\frac{1,1\delta}{Zk\text{tg}\alpha} \right).$$

Способ осуществляется следующим образом: для исследуемого металла устанавливаем справочную величину относительного удлинения δ . Применительно к блоку резки (известен угол наклона ножа α) устанавливаем величины k и Z , толщину листа h и вычисляем размеры образца (рис.3), используя приведенные выше зависимости.

В качестве примера приведем результаты эксперимента, проведенного на лабораторном прессе усилием 100 кН. Используемый металл – сталь 20 (относительное удлинение $\delta = 0,25$; угол наклона ножа $\alpha = 2^\circ$ ($\text{tg} 2^\circ = 0,0349$); толщина листа $h = 3\text{мм}$. Принимаем $Z = 5$; $k = 3$.

$$\text{Тогда: } b_0 = 0,3\delta h / \text{tg}\alpha = \frac{0,3 \cdot 0,25 \cdot 3}{0,0349} 6,45\text{мм};$$

$$\varphi = \text{arctg} \left(\frac{1,1\delta}{Zk\text{tg}\alpha} \right) = \text{arctg} \left(\frac{1,1 \cdot 0,25}{5 \cdot 3 \cdot 0,0349} \right) = \text{arctg}(0,5253) = 26^\circ 43';$$

$$t = k \cdot h = 3 \cdot 3 = 9\text{мм};$$

$$l_p = 2Zkh = 2 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 3 = 90\text{мм}.$$

Далее изготовили образец и осуществили шаговую резку с фиксацией усилия резания P и ширины реза b . Результаты эксперимента занесли в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты эксперимента

№ реза параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ширина реза $b, \text{мм}$	11,18	15,91	20,64	25,37	30,1	34,83	39,56	44,28	49	50,73
усилие резания $P, \text{кН}$	8,1	13,1	18,5	25,1	34,06	36,05	36,095	36,03	36,07	-

Увеличение усилия резания при первых пяти резах указывает на их нахождение в узкой зоне образца. Практическое равенство усилий резания при последующих резах говорит об их нахождении в широкой зоне. Учитывая, это построили график $P = f(b)$ для первых пяти резов (кривая резания рис.4) и провели горизонтальную линию, соответствующую $P_{\text{max}} = 36,06\text{кН}$ (среднее значение для 6-9^{ого} резов). Продлили кривую резания вверх до пересечения с линией P_{max} . Точка пересечения этих линий определила величину b_r . В нашем случае $b_r = 31,8\text{мм}$.

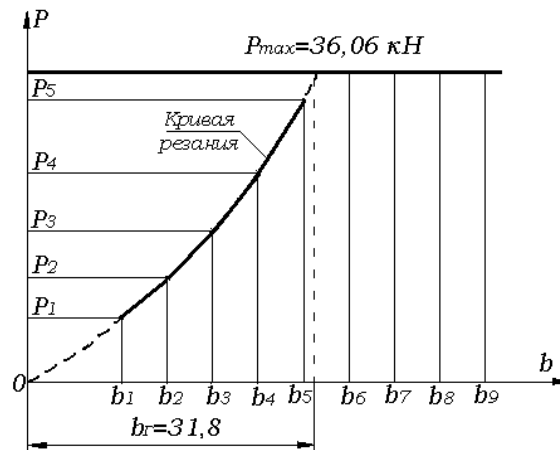


Рис. 4. График зависимости усилия резания от ширины зоны резания (график $P=f(b)$)

Вычисляем коэффициент надреза:

$$\varepsilon_H = \frac{b_\Gamma}{h} \operatorname{tg} \alpha = \frac{31,8 \cdot 0,0349}{3} = 0,37$$

Предложенный и осуществленный способ экспериментального определения коэффициента надреза металлов базирующийся на шаговой резке клиновых листовых образцов наклонными ножницами позволит существенно повысить достоверность коэффициента надреза, вследствие непосредственного измерения геометрических параметров зоны резания, что в свою очередь повысит точность расчета усилий резания наклонными ножами.

Литература

1. Королёв А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Металлургия». 1985.-376 с.

**ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ АУСТЕНИТНОЙ СТРУКТУРЫ
ВЫСОКОМАРГАНЦЕВОЙ СТАЛИ 110Г13Л**
*INCREASE OF STABILITY OF THE AUSTENITIC HIGH MANGANESE STEEL
110G13L*

А.А.Белов – студ., Р.И.Искендеров – студ., Н.И.Габельченко – к.т.н., доцент,
Е.Ю.Карпова – к.т.н., доцент

Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)

Abstract. It is shown that the main cause of premature failure of 110G13L steel castings is the presence of undissolved carbides in the metal. We developed heat treatment mode which allows to obtain only austenitic structure and stable properties of high-manganese steel castings.

Постоянно повышающиеся требования потребителей к качеству выпускаемой металлопродукции вызывают необходимость совершенствования существующих и поиска новых научно – технических и технологических решений, направленных на повышение свойств, служебных и эксплуатационных характеристик известных и широко используемых в настоящее время сталей. В этой связи, получение гарантированной аустенитной структуры высокомарганцевой стали 110Г13Л обеспечит надежность таких литых деталей, как траки тракторов, лопасти смесителей, корпуса вихревых и шаровых мельниц, щеки и конуса дробилок, зубья и передние стенки ковшей экскаваторов, железнодорожные крестовины и др. тяжелонагруженных деталей, работающих под действием статических и высоких динамических нагрузок и от которых требуется высокая износостойкость.

Уникальность высокомарганцевой стали 110Г13Л обусловлена сочетанием относительно высоких пластических свойств металла аустенитной структуры и способностью упрочнения рабочих поверхностей под действием рабочих нагрузок. Для устранения карбидов цементитного типа, которые всегда образуются в этой стали, отливки подвергаются термической обработке (закалка от 1050-1100⁰ С и охлаждение в воде), однако это не всегда эффективно, что приводит к неравномерности структуры и завышению твердости металла и, как следствие, к преждевременному выходу из строя литых деталей.

Для решения этой проблемы необходимо было установить и проанализировать причины неэффективности проводимой термической обработки и предложить пути решения данной проблемы.

Методикой исследования предусматривалось: проведение металлографических исследований структуры образцов, замеры твердости и микротвердости с целью выявления причин повышенной твердости, и проведение дополнительных мероприятий способствующих снижению и стабилизации твердости металла отливок. При проведении металлографических исследований структуры применялся оптический микроскоп Olympus VX-51, твердость измерялась на прессе Бринеля, микротвердость – микротвердомером ПМТ-3 (HRC нагрузки 20, 50 г). Устранение карбидов проводилось термической обработкой по скорректированному режиму.

Для исследования были отобраны образцы, вырезанные из трех траков, разрушение которых произошло до выработки гарантированного ресурса работы (один из траков разрушился во время сборки, рис. 1. Отливки были после стандартной термообработки, закалка на твердость 155-229 HB.

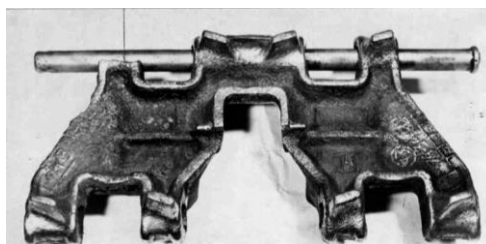


Рис.1. Трак, разрушившийся при сборке

Исследованиями установлено, что химический состав образцов соответствовал ГОСТу 977 – 88 с учетом допустимого отклонения по углероду, табл. 1.

Таблица 1. Химический состав металла исследуемых траков

№ об.	C, %	Mn, %	Si, %	Cr, %	Ni, %	P, %
1.	1,54	11,89	0,77	0,26	0,52	0,126
2.	1,3	11,50	0,68	0,26	0,50	0,128
3.	1,42	11,75	0,7	0,15	0,32	0,108

Из образцов изготавливались микрошлифы и протравливались 4% - ным спиртовым раствором азотной кислоты. Микроструктура образцов представлена на рис. 2.

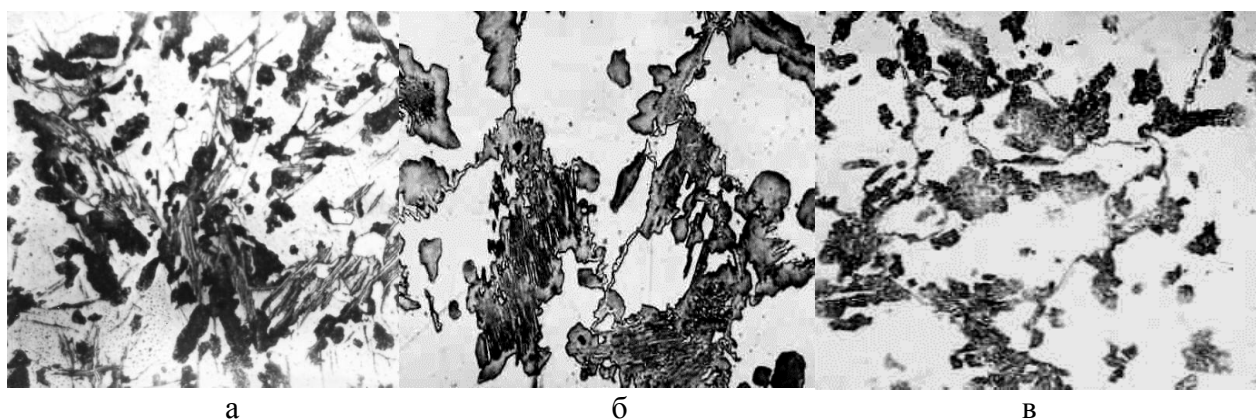


Рис. 2. Микроструктура образцов разрушенных траков, $\times 500$:

а – микроструктура образца 1.; б – микроструктура образца 2, в – микроструктура образца 3

Металлографическими исследованиями было установлено, что исходная микроструктура образцов состояла из аустенита и большого скопления крупных карбидов цементитного типа. Такая структура соответствует восьмому баллу микроструктур по ГОСТ 23.1.165-86 и является недопустимой для данного вида отливок. Следовательно, термическая обработка, которая проводилась для устранения карбидов, не привела к необходимым результатам, и структура отливок осталась такой, которая характерна для литого состояния металла.

Значения твердости исследуемых образцов имели завышенные показатели и большой разброс по величине (180 – 260 НВ), что не соответствует ГОСТу 977-88.

Микротвердость карбидов оказалась крайне неравномерна и находилась в пределах НРС 21-55, рис. 3. Причем, как видно из рис. 3, большинство карбидов имели низкую твердость.

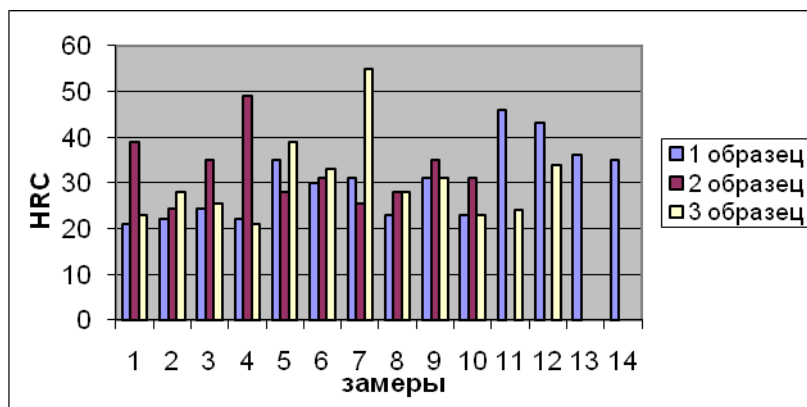


Рис. 3. Микротвердость исследованных образцов

Это свидетельствует о низкой термодинамической активности углерода при образовании карбидов и о дефиците в них углерода [1]. Такие карбиды крайне плохо растворяются при нагреве, что и произошло в исследуемых отливках.

Если рассмотреть правый угол равновесной диаграммы Fe-Fe₃C с нанесенными линиями изоактивности углерода, рис. 4 видно, что область гомогенности цементита, характеризующаяся снижением растворимости углерода при повышении температуры, имеет существенно разную термодинамическую активность углерода $a_c^{Fe_3C}$ для стехиометрической и не стехиометрической концентрации [2].

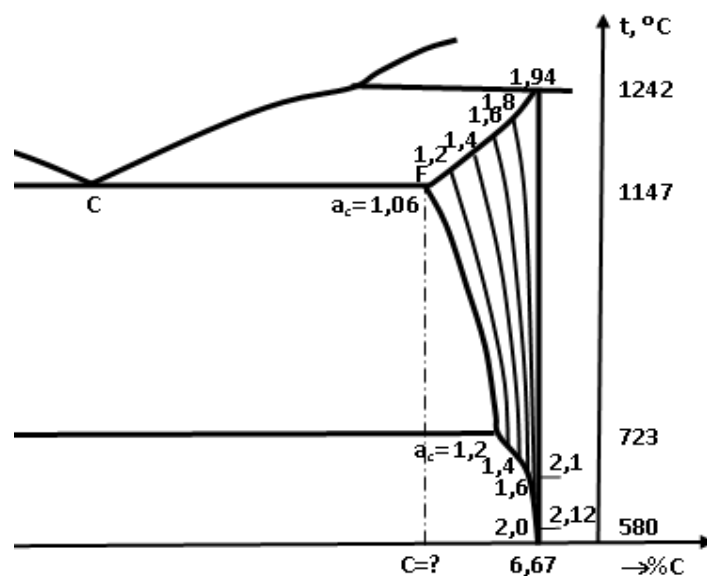


Рис. 4. Область гомогенности цементита в Fe-Fe₃C – системе с линиями изоактивности углерода

Другими словами, цементит стехиометрического состава, т.е. содержащий 6,67% С, имеет максимальную термодинамическую активность и поэтому, как наиболее метастабильное соединение, легко растворяется в аустените при нагреве до температуры закалки и, наоборот, если образуются карбиды с дефицитом по углероду, они будут крайне устойчивы и нечувствительны к повторным нагревам.

С учетом вышеизложенного, для устранения карбидов в исследуемых отливках была проведена термообработка по следующему режиму: медленный нагрев до температуры 700°C, выдержка 30 мин., скоростной нагрев до температуры 1100°C, охлаждение в воде.

При медленном нагреве и изотермической выдержке при температуре 700°C формируются карбиды стехиометрического состава, т.е. с концентрацией углерода, 6,67%

[3, 4]. Дальнейший скоростной нагрев позволяет избежать изменения состава карбидов. Полученные карбиды с высокой активностью углерода легко растворяются при температуре 1100°C , и полученная аустенитная структура фиксируется охлаждением в воде. Соответственно, для успешного растворения карбидов в процессе термообработки нужно стремиться к тому, чтобы активность углерода в карбидах была максимальной.

После проведения термической обработки по предложенной выше схеме микроструктура состояла из чистого аустенита и мелких одиночных карбидов, что соответствует 1–2 баллу допустимых микроструктур по ОСТ 23.1.165-86, рис. 5. Твердость образцов составила 197–207 НВ.

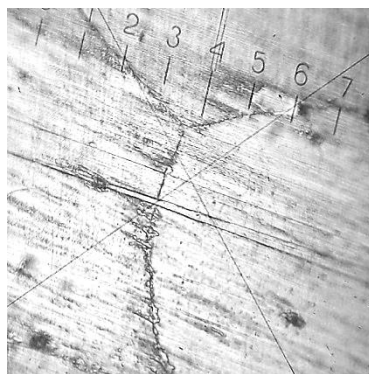


Рис. 5. Структура металла после термической обработки по скорректированному режиму $\times 480$

В результате произошла стабилизация свойств металла, а именно, твердость металла стала равномерной и соответствовала аустенитной структуре стали 110Г13Л после термообработки и техническим требованиям на отливки.

Таким образом для получения однородной аустенитной структуры и стабильных механических свойств отливок из стали 110Г13Л необходимо учитывать термодинамическую активность углерода при образовании карбидов цементитного типа, и, при наличии в литом состоянии карбидов не стехиометрического состава, следует проводить термическую обработку по следующему режиму: медленный нагрев до температуры 700°C , выдержка 30 мин. (время выдержки выбирается в соответствии с толщиной стенки отливки), скоростной нагрев до температуры 1100°C , охлаждение в воде.

Литература

1. Волкова, Н.В. Определение температуры формирования метастабильных карбидов цементитного типа в структуре стали 110Г13Л / Волкова Н.В., Габельченко Н.И. // Техника и технология: новые перспективы развития : матер. VII междунар. науч.-практ. конф. (26.11.2012) / Науч. журнал «Естеств. и техн. науки», Изд-во «Спутник+». - М., 2012. - С. 203-205.
2. Жуков, А. А. Геометрическая термодинамика / А. А. Жуков.– М.: Metallургия, 1979.–256 с.
3. Габельченко, Н.И. Specific features in the formation of cementite-type carbides in high-manganese steel structures-pag 337 (Article) = [Besonderheiten bei der Ausbildung von Karbiden des Zementit-Typs im Hartmanganstahlgefuge] / Габельченко Н.И., Волкова Н.В., Bast J. // Metall. - 2013. - Vol. 67, Issue 7-8 (July). - С. 328-331.
4. Габельченко, Н. И. Получение однородной аустенитной структуры в отливках из стали 110Г13Л / Н. И. Габельченко, Ю. В. Гребнев, Н. В. Волкова, А. А. Зенин.// Известия ВолГТУ. «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении». – 2010. – № 4. – С. 151-154.

УЛУЧШЕНИЕ СТРУКТУРЫ И ПЛАСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛИТОЙ УГЛЕРОДИСТОЙ СТАЛИ 45Л ТЕРМОЦИКЛИРОВАНИЕМ *IMPROVEMENT OF STRUCTURE AND PLASTIC CHARACTERISTICS OF CAST CARBON STEEL 45L BY THERMOCYCLING*

Р.И.Искендеров – студ., А.А.Белов – студ., Е.Ю.Карпова – к.т.н., доцент,
Н.И.Габельченко – к.т.н., доцент

Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)

Abstract. The paper discusses the conditions of formation of the main types of defect structures and their influence on the mechanical properties of cast steel. A comparative analysis of the effectiveness of normalization and thermocycling treatment for correction of defect structures in medium carbon steel, the effect of thermal cycling on the structure and properties of cast steel 45L experimentally studied.

В отечественном машиностроении для изготовления деталей, работающих в условиях высоких нагрузок и интенсивного износа, широко применяется литейная сталь 45Л. В литом состоянии структура стали имеет ряд дефектов, снижающих механические и эксплуатационные свойства деталей, поэтому отливки нуждаются в термообработке. Традиционно применяемая нормализация не всегда эффективна вследствие развития микроликвационной неоднородности, наследственности и других эффектов, характерных для литой стали.

В этой связи поиск новых способов термообработки стальных отливок и оптимизация их режимов является актуальной задачей.

В качестве наиболее перспективного вида термического упрочнения литых деталей в данной работе была выбрана термоциклическая обработка – маятниковая ТЦО.

В состоянии после литья сталь 45Л не обладает требуемыми механическими свойствами вследствие формирования неблагоприятной структуры.

Основными дефектами структуры, ухудшающими ударную вязкость, показатели пластичности, а также предел текучести литой стали 45Л являются крупнозернистое строение, расположение феррита по границам зерен в виде сетки и видманштеттовая структура [1]. Пластическое течение и разрушение развиваются вдоль пластин видманштеттова феррита не только в состоянии литья, но и после термообработки стали (рисунок 1). Хотя, собственно, пластины феррита после термообработки уже исчезли, но появились скопления сверхмелких частиц цементита, образовавшихся вдоль границ этих исчезнувших пластин, чем и объясняется наследственность видманштетта [2,3].

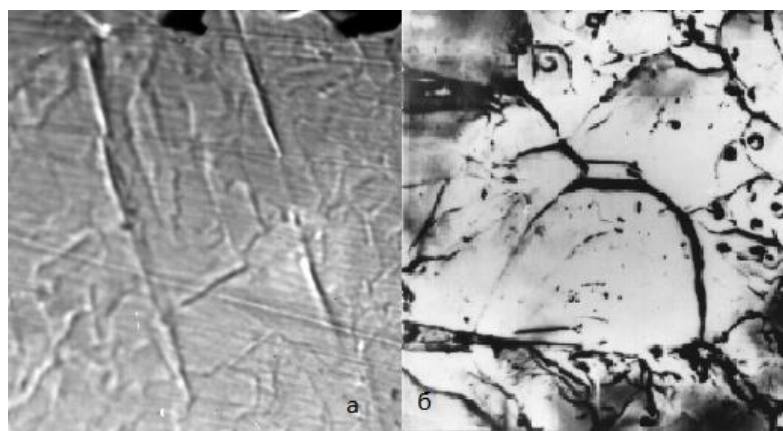


Рис.1. Деформационный рельеф (а, $\times 100$) и излом (б, $\times 6000$) разрушенного образца, в отожженном состоянии

Нормализация отливок из стали 45Л часто вызывает образование в их структуре дендритно-ориентированное расположение перлита и феррита и резко снижает вязко-

пластические свойства (рисунок 2). Развитие этого вида структурной неоднородности связано с ликвационной поляризацией первичной (дендритной) структуры по компонентам, противоположно влияющим на термодинамическую активность углерода [4]. В результате микроликвации компонентов в дендритных ветвях активность углерода всегда выше, чем в междуветвиях, при нормализации они обезуглероживаются и в определенной степени ферритизируются, междуветвия сохраняют перлитную структуру. Ликвационная поляризация первичной структуры термически устойчива, но может быть уменьшена термоциклической обработкой. ТЦО также эффективно измельчает зеренную структуру стали.

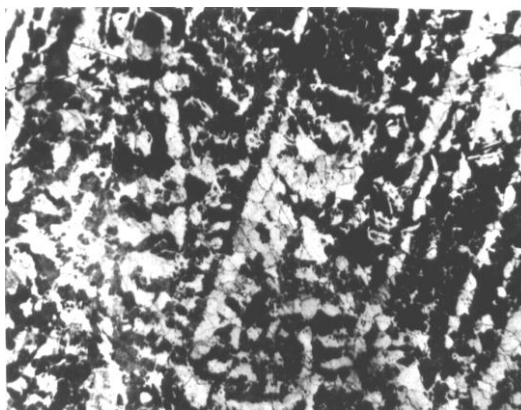


Рис.2. Дендритная ориентация перлитно- ферритной структуры в литой стали 45Л, $\times 100$.

Для преобразования структуры и повышения свойств сталей и сплавов разработаны и применяются в машиностроении следующие виды ТЦО:

- маятниковая ТЦО используется для измельчения зерна сталей ферритно-перлитного класса;
- среднетемпературная ТЦО, предназначена для получения сорбитообразной структуры конструкционных углеродистых сталей взамен термического улучшения;
- ЦЭТО (циклическая электротермическая обработка) - высокотемпературная ТЦО с электронагревом применяется для получения максимальной прочности при удовлетворительной пластичности;
- низкотемпературная ТЦО чугуна применяют для изменения микроликвационной неоднородности чугуна по кремнию и получения гомогенной перлитной структуры металлической основы.

Для обработки отливок из стали 45Л в большей степени подходит маятниковая ТЦО

В научно-технической литературе влияние маятниковой ТЦО на структуру и свойства неплохо описано для деформированной углеродистой стали [5,6]. Маятниковая ТЦО эффективно измельчает зерно стали, повышает ударную вязкость, пластические свойства и снижает хладноломкость (температура перехода в хрупкое состояние снижается до -40°C , против 0°C для нормализованной стали).

Было выполнено исследование влияния ТЦО на структуру и свойства литой стали 45Л. ТЦО проводили в лабораторной печи. Контролировали величину зерна аустенита и ударную вязкость стали.

Были опробованы 2 интервала термоциклирования при $550\text{--}900^{\circ}\text{C}$ и $600\text{--}1000^{\circ}\text{C}$, количество циклов варьировали в пределах от 0-8, охлаждение в каждом цикле проводили на воздухе (спокойном или с обдувом), после последнего цикла опытные отливки (образцы) охлаждали на воздухе или закачивали в воду. Исследования показали, что зерно эффективно измельчается с увеличением числа циклов до 5-6, при числе циклов свыше 6-7 изменение величины зерна не происходит.

Аналогично измельчению зерна проявляется влияние ТЦО на ударную вязкость.

Поскольку при проведении исследования большой разницы в эффективности повышения верхней температуры цикла не было замечено, из экономических соображений (экономия энергоресурсов и жароупоров) в качестве рекомендуемого был выбран интервал термоциклирования 550-900°C, количество термоциклов было принято равным 6.

Таким образом испытания ТЦО по разработанному режиму в сравнении с нормализацией по штатному режиму (880°C, выдержка 140 мин) показали неоспоримое преимущество термоциклической обработки по достигаемым вязко-пластическим свойствам, а также по величине зерна и гомогенности перлитно-ферритной структуры.

Литература

1. Ильинский В.А. Особенности морфологии и структуры видманштеттова и полиэдрического феррита в низкоуглеродистых сталях. / Ильинский В.А., Карпова Е.Ю., Костылева Л.В., Габельченко Н.И. // Изв. ВолгГТУ. Серия "Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении". Вып. 4: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград.- 2010. - № 4. - С. 154-158.
2. Карпова Е.Ю. Исследование отпуска видманштеттова феррита в процессе охлаждения стальных отливок./ Е.Ю.Карпова, Л.В.Костылева, В.А.Ильинский// Металловедение и термическая обработка металлов.- 1998, №1, -С.20-23
3. Карпова Е.Ю. Анализ пересыщения видманштеттова феррита углеродом./ Е.Ю.Карпова, Л.В.Костылева, В.А.Ильинский// Изв. вузов. Черная металлургия. – 2009.- № 3. – С.28-31
4. Ильинский В.А. Влияние дендритной ликвации элементов на структуру среднеуглеродистых сталей и чугунов. /В.А. Ильинский, Л.В. Костылева, Ю.В. Гребнев // Литейное производство. - 1984. № 4. -С. 26.
5. Пантелеев, И.А. Разработка режимов термоциклического отжига заготовок из быстрорежущих сталей с целью улучшения технологической пластичности; дис. канд.техн .наук: 05.16.09.- Москва.- 2011.
6. Федюкин В.К. Термоциклическая обработка металлов и деталей машин./ В.К.Федюкин, М.Е. Смагоринский// Л.: Машиностроение.- 1989. - 254с.

ОБ УСТОЙЧИВОЙ ДЕФОРМАЦИИ МЕТАЛЛОВ В СОСТОЯНИИ СВЕРХПЛАСТИЧНОСТИ

ABOUT STABLE DEFORMATION OF METAL IN A SUPERPLASTICITY STATE

Д.О. Киселев – магистр 2 года обучения, Ю.Г. Калпин – д.т.н., проф.
Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ).

Abstract. The analysis of various tension models in superplasticity conditions showed that the strain-rate sensitivity of deformations resistance promotes increase in stability only in the processes proceeding with acceleration. The explanation of the strengthening curves characteristic at tension in a superplasticity state with a constant strain rate of specimen and also the physical and mathematical description of the processes occurring at the same time is given below.

Сверхпластичностью называются высокие значения относительного удлинения при растяжении, характерные для горячей пластической деформации некоторых металлов в определённом температурно-скоростном интервале. При этом в ряде случаев не делают различия между деформацией устойчивой (сопровождающейся увеличением сил при растяжении) и неустойчивой распределённой, когда сила растяжения убывает, но нет ярко выраженной шейки на образце, то есть деформация не сосредоточивается в области, прилегающей к наименьшему поперечному сечению, а продолжается и в других сечениях, достаточно удаленных от минимального. Неустойчивая распределённая деформация характерна для случаев, когда сопротивление деформации металла описывается вязкой моделью, то есть сечения, которые больше минимального, продолжают деформироваться, хотя и с меньшей скоростью, чем минимальное. Образец принимает коническую форму, которая видна невооружённым глазом.

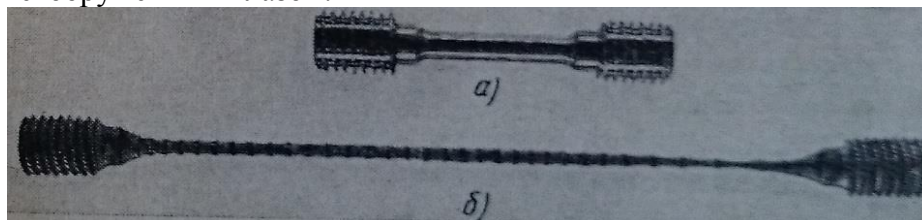


Рис. 1 – образец из титанового сплава ВТ3-1 с исходной неравномерностью деформации в виде кольцевых проточек: а – до деформации; б – после деформации в состоянии сверхпластичности [1]

Между тем, в классических случаях растяжения в состоянии сверхпластичности [2,3,4] конусообразности образца явно не наблюдается и, скорее всего, мы имеем дело со случаем устойчивой деформации.

Известно, что устойчивая деформация продолжается до тех пор, пока выполняется условие

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} \geq \sigma, \quad (1)$$

где σ, ε – напряжение и деформация вдоль оси растяжения.

Проверим, увеличивается ли устойчивая деформация, если сопротивление деформации испытуемого металла зависит не только от деформации, но и от скорости деформации, то есть

$$\sigma = A \cdot \varepsilon^n \cdot \frac{\dot{\varepsilon}^m}{\dot{\varepsilon}_0^m} \quad (2)$$

где $\dot{\varepsilon}_0, A, n, m$ – коэффициенты.

Вычислим величину $\frac{d\sigma}{d\varepsilon}$:

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} \geq B \cdot n \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot \dot{\varepsilon}^m + B \cdot m \cdot \varepsilon^n \cdot \dot{\varepsilon}^{m-1} \cdot \frac{d\dot{\varepsilon}}{d\varepsilon} \leq B \cdot \varepsilon^n \cdot \dot{\varepsilon}^m. \quad (3)$$

После преобразований получаем:

$$n \cdot \dot{\varepsilon} + m \cdot \varepsilon \cdot \frac{d\dot{\varepsilon}}{d\varepsilon} \leq \varepsilon \dot{\varepsilon}. \quad (4)$$

Учтём так же, что

$$\frac{d\dot{\varepsilon}}{dt} = \frac{d\dot{\varepsilon}}{d\varepsilon} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (5)$$

отсюда

$$\frac{d\dot{\varepsilon}}{d\varepsilon} = \frac{\ddot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}}, \quad (6)$$

После упрощений получаем, что устойчивая деформация продолжается, пока выполняется условие

$$\varepsilon_{уст.} \geq \frac{n \cdot \dot{\varepsilon}}{\varepsilon - \frac{m \cdot \dot{\varepsilon}}{\varepsilon}}. \quad (7)$$

Анализ выражения (7) показывает, что скоростная зависимость сопротивления деформации увеличивает устойчивую деформацию только в том случае, когда процесс осуществляется с ускорением.

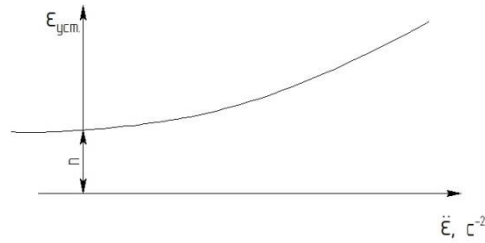


Рис. 2 – график, рассчитанный по формуле (7)

Между тем испытания на растяжение чаще всего проводят на испытательных машинах, захваты которых перемещаются с постоянной скоростью деформирования, а так как образец растягивается - с уменьшением скорости деформации.

Теоретически устойчивая деформация будет продолжаться сколь угодно долго, если выполняется условие $\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = \sigma$. Решение этого уравнения дает

$$\sigma = \sigma_0 \cdot e^{\varepsilon}, \quad (8)$$

где σ_0 – коэффициент,

то есть кривая упрочнения должна представлять собой экспоненту. В природе материалы с таким законом упрочнения не встречаются, если речь идёт о холодной деформации.

В 80-х годах прошлого столетия в МАМИ аспирант Т. Седлецки под руководством А.Д. Матвеева провёл испытания свинцово-оловянного сплава (33% олова) на растяжение при постоянной скорости деформации. Цилиндрические образцы 10 мм были получены прессованием слитков диаметром 60 мм. Они были подвергнуты растяжению при комнатной температуре на универсальной испытательной машине с корректировкой скорости растяжения в процессе деформации в двух вариантах: 1) с обеспечением постоянной скорости деформации по длине образца и 2) с обеспечением постоянной скорости деформации по сечению образца.

На рисунке 3 приведены результаты испытаний. Они позволяют сделать вывод: вопреки распространённому мнению, металл в состоянии сверхпластичности упрочняется, причём интенсивность упрочнения возрастает с увеличением деформации. Именно такой характер упрочнения позволяет объяснять сверхвысокую устойчивость растяжения.

Похожие результаты получены также А.Е. Гвоздевым [5] при растяжении стали Р6М5 в состоянии фазовой сверхпластичности.

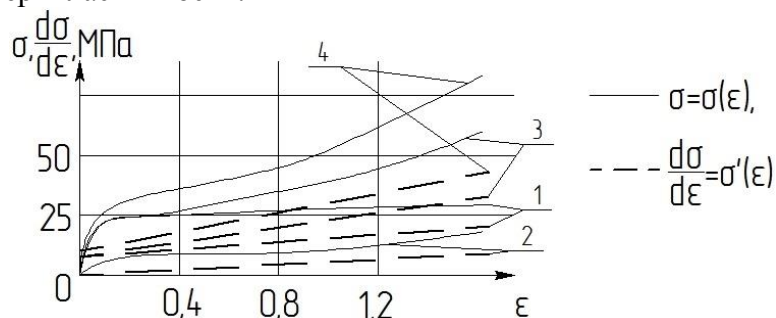


Рис. 3 Изменение напряжения текучести от деформации в условиях сверхпластичности. 1- при скорости деформации 10^{-3} с^{-1} по длине образца; 2, 3, 4 – соответственно при скоростях деформации $10^{-3,5} \text{ с}^{-1}$, 10^{-3} с^{-1} , $10^{-2,5} \text{ с}^{-1}$ по сечению образца

Поскольку относительное удлинение является сложным показателем, зависящим как от степени неравномерности деформации по длине образца, которое, в свою очередь, связано со степенью скоростного упрочнения, так и от пластичности металла (при растяжении – от относительного сужения образца), температурно-скоростные режимы деформации, соответствующие области сверхпластической деформации чаще всего не совпадают с режимами, обеспечивающими оптимальные условия деформации, если только речь не идёт о технологических процессах, в которых достижение высоких значений удлинения без локализации деформации является основной задачей, то есть в процессах листовой штамповки.

Известно [6], что деформация в условиях сверхпластичности осуществляется, главным образом за счёт межзёрненной деформации, а внутризёрненная деформация практически не идёт. Соответственно, не протекает и рекристаллизация зёрен. Межзёрненная деформация не может осуществляться без аккомодации границ зёрен.

Мы полагаем, что фактический объём приграничных областей, подвергающихся деформации при аккомодации, непрерывно увеличивается по мере того, как каждое зерно соприкасается то с одним, то с другим соседним зерном. Математическую интерпретацию этого явления можно дать на основе универсальной модели сопротивления деформации [7]. Универсальная модель включает в себя элемент 1, который описывает внутризёрненную пластическую деформацию с упрочнением по деформации и разупрочнением по времени; элемент 2, который описывает межзёрненное скольжение и другие явления, протекающие по законам деформации вязкого тела; и элемент 3, который описывает аккомодацию зёрен. Однако авторы не учитывали увеличение фактической площади поперечного сечения образцов за счёт упрочнения пограничных областей зёрен.

Поскольку сверхпластическая деформация протекает без деформации и разупрочнения зёрен, элемент 1 в дальнейшем не рассматриваем. Механизм вязкого течения описывается зависимостью

$$P_1 = \sigma_1 \cdot F_1, \quad (9)$$

где σ_1 – соответствующее напряжение, $\sigma_1 = \mu \cdot \dot{\epsilon}$, F_1 – площадь поперечного сечения образца, μ – коэффициент вязкости.

$$P_2 = \sigma_2 \cdot F_2, \quad (10)$$

где σ_2 – сопротивление деформации за счёт аккомодации зёрен, F_2 – фактическая площадь, участвующая в этой деформации.

Площадь поперечного сечения образца при устойчивом растяжении определяется зависимостью

$$F = F_0 \cdot e^{-\epsilon}, \quad (11)$$

где F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца, ϵ – деформация (растяжения).

Сопротивление деформации за счёт аккомодации опишем известной формулой

$$\sigma_2 = \sigma_0 \cdot \varepsilon^n. \quad (12)$$

Долю площади, приходящейся на деформируемые пограничные области, учтём с помощью коэффициента $a \cdot (1 + \varepsilon^k)$, где a и k – коэффициенты, $k > 1$.

Тогда

$$P = \sigma_1 \cdot F_1 + \sigma_2 \cdot F_2. \quad (13)$$

После подстановки в формулу соответствующих значений напряжений и площадей получим

$$\frac{dP}{d\varepsilon} = \mu \cdot F_0 \left(\frac{\ddot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}} - \dot{\varepsilon} \cdot e^{-\varepsilon} \right) + \sigma_0 \cdot F_0 \cdot a [n \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot (1 + \varepsilon^k) \cdot e^{-\varepsilon} + \varepsilon^n \cdot k \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot e^{-\varepsilon} - \varepsilon^n \cdot (1 + \varepsilon^k) \cdot e^{-\varepsilon}] \geq 0 \quad (14)$$

Устойчивая деформация будет протекать до тех пор, пока сила растяжения растёт, т.е.

$$\frac{dP}{d\varepsilon} \geq 0. \quad (15)$$

Из опытов Т. Седлецки и других экспериментов, полученных при растяжении с постоянной скоростью деформации можно определить коэффициенты a и k , а также уточнить значение фактической доли площади, участвующей в упрочнении металла в опытах, когда деформация осуществляется путём межзёрненного скольжения, сопровождающегося аккомодацией границ.

Выводы

1) Установлено, что механизм упрочнения, определенный зависимостью (2) объясняет увеличение устойчивой деформации при растяжении только в том случае, когда деформация идёт с ускорением.

2) Предложено физическое обоснование и дано математическое описание значительной устойчивой деформации, наблюдаемой в опытах Пирсона, Бочвара, Свидерской, Седлецки и других.

Литература

1. Смирнов О. М., Чумаченко Е. Н., Цепин М. А. - Сверхпластичность. Материалы, теория, технологии. Изд-во Либроком, 2005. 320 с.
2. Pearson С.Е. - Journ. Inst. of Metals, 1934, №54.
3. Бочвар А.А. Сверхпластичность металлов и сплавов. М.: Наука, 1969. 36 с.
4. Седлецки Т. - Локализация пластической деформации и ее влияние на предельное формоизменение при одноосном растяжении и при раздаче конца труб. Дисс. канд. техн. Наук. М.: МАМИ, 1984. 160 с.
5. Гвоздев А.Е. – Деформирование и структурообразование быстрорежущих сталей в условиях сверхпластичности. Автореферат дисс. докт. техн. наук. Тула: ТГУ, 1991. 39 с.
6. Новиков И.И., Портной В.К. – Сверхпластичность металлических материалов с ультрамелкозернистой структурой. – Металловедение и термическая обработка металлов, 1977, №8. с. 28-34.
7. Калпин Ю.Г., Перфилов В.И., Петров П.А., Рябов В.А., Филиппов Ю.К. - Сопротивление деформации и пластичность при обработке металлов давлением. Учебное пособие. М.: МГТУ «МАМИ», 2007. 244 с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ МЕХАНИЧЕСКОГО
ПОВЕДЕНИЯ НАНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МАТЕРИАЛОВ И
ПОКРЫТИЙ МЕТОДОМ НАНОИНДЕНТИРОВАНИЯ**
*THE INVESTIGATION OF MECHANICAL BEHAVIOR PECULIARITIES OF
NANOSTRUCTURED MATERIALS AND COATINGS BY NANOINDENTATION
METHOD*

Ю.В.Корнев¹ – к.т.н., **М.В.Мурашов**² – к.ф.-м.н., **Е.В.Торская**³ – к.ф.-м.н., **О.В.Бойко**¹
¹Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт прикладной механики РАН
²Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
³Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН

Abstract. The review of nanoindentation method capabilities is presented. The most interesting experimental results obtained by authors at investigation of mechanical behavior of nanostructured composite materials and coating are given.

Описание физико-механических характеристик материалов в наномасштабе позволяет изучать закономерности поведения их приповерхностных слоёв и субмикронных объёмов, кластеров. Это особенно актуально в свете развития нанотехнологий и, как следствие, непрерывного уменьшения размеров микромеханических и электронных компонентов, плёночных покрытий и т. д. Основным методом, позволяющим определять физико-механические характеристики различных материалов и покрытий в наномасштабе, в настоящее время является наноиндентирование, с помощью которого можно получать до двух десятков разнообразных механических характеристик материала [1, 2].

Одним из приборов, позволяющих определять методом наноиндентирования механические свойства широкого спектра материалов в наномасштабе, является измерительный комплекс NanoTest 600 (Micro Materials Ltd., Англия). Измерительный комплекс NanoTest 600 имеет теоретическое разрешение по внедрению 0,001 нм и позволяет определять на образцах и покрытиях толщиной от 20 нм следующие характеристики: твёрдость и приведенный модуль упругости в зависимости от внедрения, определение адгезии тонких пленок, «скретч»-тест, износостойкость поверхности и др.

Суть метода заключается во внедрении геометрически и физически аттестованной пирамиды (пирамида Берковича с углом при вершине 65,3° и радиусом закругления 200нм) в материал и определении с высокой точностью зависимости нагрузка – внедрение (глубина индентирования), рис. 1. При расчёте приведённого модуля упругости применяется модель Оливера-Фарра [3], в соответствии с которой описывается часть зависимости нагрузка-глубина индентирования на цикле разгрузки.

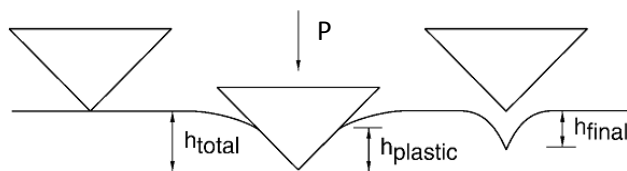


Рис. 1. Схема эксперимента по наноиндентированию, где h_{total} – максимальная глубина индентирования (h_{max}); $h_{plastic}$ – пластическое внедрение (h_c); h_{final} – необратимая деформация; P – нагрузка

Пластическое внедрение (h_c) (рис. 1) определяется из уравнения:

$$h_c = h_{max} - \varepsilon(CP_{max}) \quad (1)$$

где C – это податливость контакта (эквивалентна тангенсу угла наклона кривой разгрузки при максимальной нагрузке). Значение ϵ зависит от геометрии индентора, для индентора Берковича $\epsilon = 0,75$. P_{\max} – максимальная нагрузка.

Функция зависимости площади контакта от глубины погружения $A(h_c)$ определяется при калибровке прибора на специальном калибровочном образце – кварце. Для вычисления модуля упругости (модуль Юнга) образца, обрабатывается часть кривой при разгрузке в соответствии с соотношением:

$$C = \frac{dh}{dP} = \frac{\pi^{0,5}}{2E_r A^{0,5}} \quad (2)$$

где C – податливость контакта, а E_r – приведённый модуль упругости, который связан с модулем упругости соотношением:

$$\frac{1}{E_r} = \frac{(1-\nu_s^2)}{E_s} + \frac{(1-\nu_i^2)}{E_i} \quad (3)$$

где ν_s – коэффициент Пуассона образца, ν_i – коэффициент Пуассона индентора (0,07 [3]), E_s – модуль упругости образца, E_i – модуль упругости индентора (1141 GPa [3]).

При исследовании твердых однородных тел (кварц, металлы и т.д.) и покрытий метод хорошо себя зарекомендовал [2]. Разработаны и приняты международные стандарты по определению механических свойств металлических материалов методом наноиндентирования (например, ISO 14577). При этом, отмечается ряд факторов, которые существенно влияют на результаты механических испытаний данным методом: шероховатость поверхности, температурный дрейфт, неидеальная геометрия индентора, особенности структуры материала и др. Также разработаны методики обработки данных и подготовки образцов, в которых учитываются данные факторы [2, 3].

Учёт особенностей структуры материала и свойств поверхности особенно актуален при определении механических свойств структурно-сложных композиционных сред на основе полимеров, изделия из которых всё шире применяются в промышленности. В [4, 5] отмечается необходимость корректировки существующей модели Оливера-Фарра при испытании некоторых полимерных образцов (на основе полистирола) – пластиков.

Исследование механических свойств дисперсно-наполненных наноструктурированных эластомерных композитов методом наноиндентирования показывает их сильную зависимость (например, приведённого модуля упругости E) от нагрузки и глубины наноиндентирования h (или пластического внедрения h_{pl}), т.е., своего рода масштабный эффект, рис. 2. Как известно, из литературы (см., например, [6]), масштабные эффекты достаточно часто проявляются при исследовании механических свойств различных материалов. Примером тому может служить, в частности, зависимость напряжения разрушения от размера зерна для металлов (формула Холла-Петча) или эффективной степени наполнения от размера частиц наполнителя в случае полимерных композитов. В работе [7] рассматриваются возможные физические причины проявления масштабного эффекта в подобных материалах в процессе испытаний методом наноиндентирования.

В следующей части работы изучались упругие свойства твёрдых плёнок в экспериментах по наноиндентированию. При этом, программное обеспечение измерительного комплекса Nanotest 600 рассчитано на индентирование однородных материалов, то есть при исследовании тел с твердыми покрытиями полученный интегральный модуль будет заведомо меньше модуля упругости покрытия и больше модуля подложки. При анализе данных наноиндентирования был предложен метод расчёта модуля упругости твёрдого покрытия с учётом деформации подложки [8]. Результаты были получены для ряда покрытий с различной толщиной (от 70 нм) и механическими свойствами.

На рисунке 3 представлены: 1 – экспериментальная кривая (средние значения); 2 – расчетная кривая, полученная для композиции сталь с модулем упругости 210 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,3 и покрытие с модулем упругости 420 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,22; 3 и 4 – расчетные кривые, полученные по теории Герца для однородных материалов с модулями упругости подложки и покрытия соответственно. Удовлетворительное совпадение кривых 1 и 2 позволяет использовать полученное значение модуля упругости для дальнейшего расчета напряженного состояния в покрытии при фрикционном нагружении.

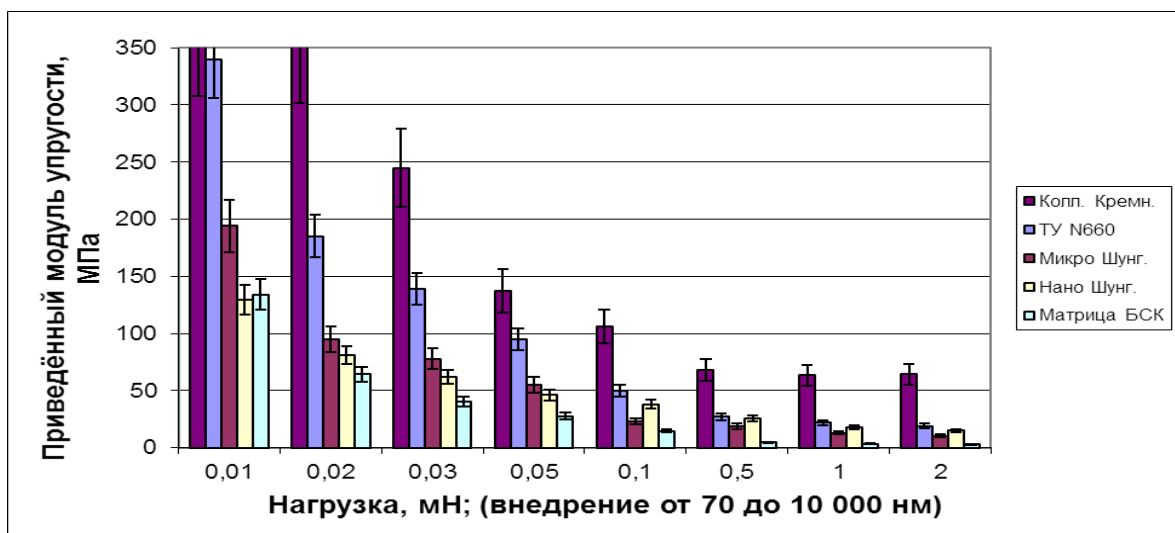


Рис. 2. Приведённый модуль упругости для эластомерных композитов с различными наполнителями, полученный в экспериментах по наноиндентированию

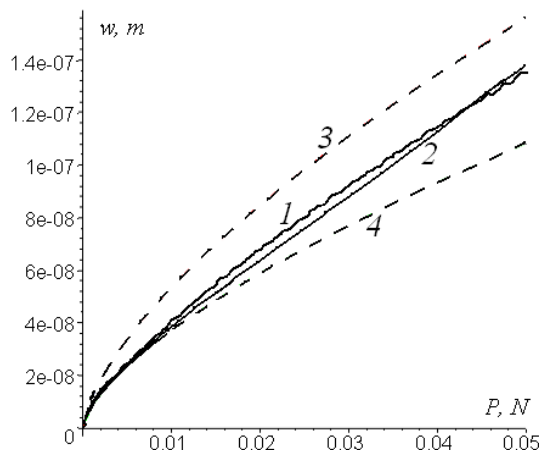


Рис. 3. Зависимость внедрения от нагрузки для композиции Ni-P покрытие – стальная подложка. 1 – усредненные результаты эксперимента, 2 – расчетная кривая, 3 и 4 – расчетные кривые для однородных материалов, Ni-P и стали соответственно

Одной из проблем микромеханики является взаимодействие двух шероховатых поверхностей. При исследовании образца алюминиевого сплава AD1 предполагалось существенное влияние на деформирование измененных в результате наклепа от обработки на металлорежущем станке свойств материала, что, главным образом, может определять величину площади фактического контакта. Для разрешения этого вопроса проведено численно-экспериментальное исследование взаимодействия элемента шероховатости с индентором. Сравнялось поведение бугорка шероховатости (глубина проникновения в него индентора) при физическом эксперименте и при численном расчете со свойствами материала бугорка, взятыми из макроэксперимента (сжатие цилиндрического образца диаметром 20mm). Представляется, что внедрение индентора в бугорок шероховатости, с

одной стороны, формирует напряженно-деформированное состояние, отличное от ситуации при вдавливании индентора в гладкую поверхность, а с другой — может являться моделью взаимодействия бугорков шероховатости в реальном контакте [9].

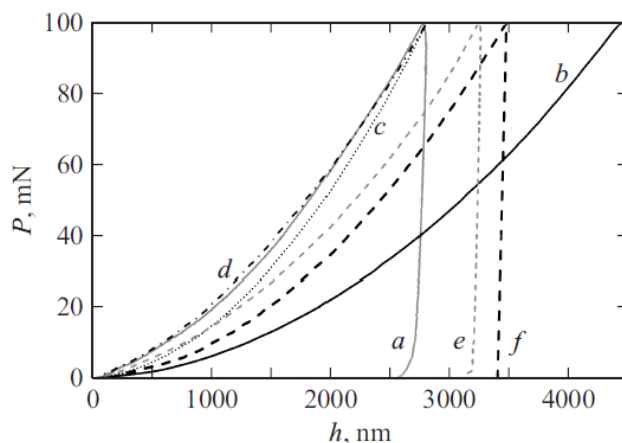


Рис. 4. Зависимость глубины погружения h от нагрузки на индентор P . Шероховатая поверхность: физический эксперимент — a , конечно-элементный расчет — b , расчет со скорректированной кривой упрочнения — c , расчет с дополнительным учетом размерного эффекта — d . Полированная поверхность: физический эксперимент — e , конечно-элементный расчет — f

Полученные в ходе эксперимента данные представлены на рис. 4. Видно, что для шероховатой поверхности сплава AD1 экспериментальные и расчётные кривые не совпадают. В связи с этим, в модель были внесены корректировки, учитывающие упрочнение поверхности материала, а также размерный эффект. После учёта данных факторов экспериментальные и расчётные данные стали совпадать (кривые a и d , рис.4). Для полированной поверхности имеем близкие значения механических свойств в эксперименте и расчёте без учёта корректировок.

Таким образом, в данной части работы установлено, что в контактных моделях для элементов шероховатости поверхности, применение механических свойств, определённых из макроэкспериментов, требует корректировки, учитывающей наклёп поверхностного слоя материала и размерный эффект.

Литература:

1. Головин Ю. И. Наноиндентирование и его возможности М.: Машиностроение, 2009. 312 с.
2. Anthony C. Fisher-Cripps “Nanoindentation”, Springer-Verlag, New York, 2002, 197p.
3. Oliver W. C., Pharr G. M. // Journal of Materials Research, 1992, V. 7, № 6, p. 1564-1583.
4. D. Tranchida, S. Piccarolo, J. Loos, A. Alexeev, // Applied physics letters 2006, Volume 89, issue17, article 171905.
5. D. Tranchida, S. Piccarolo, J. Loos, A. Alexeev. //Macromolecules, 2007, vol. 40, № 4, p. 1259-1267.
6. Микклинтон Ф., Аргон А. Деформация и разрушение металлов. – М.: Мир, 1970. – 443с.
7. Яновский Ю.Г., Валиев Х.Х., Корнев Ю.В., Карнет Ю.Н., Бойко О.В., Косичкина К.П., Юмашев О.Б. // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2010. – Т.16. – №2. – С.291-304.
8. I.G. Goryacheva, E.V. Torskaya, N.K. Myshkin, D.M. Gutsev V.G. Kudritskii, I.N. Kovaleva, Y.V. Kornev // Journal of Friction and Wear, 2012. Т. 33. № 6. p. 407-414.
9. М. V. Murashov, Yu. V. Kornev //Technical Physics, 2014, Vol. 59, N 3, p. 383-389.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ СТАЛИ ПОСЛЕ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ОБРАБОТКИ

THE RESEARCH OF STEEL SURFACE AFTER VARIOUS METHODS OF TREATMENT

М.А. Леушка, Ал.Ф. Гайсин, С.Ю. Петряков

ФГБОУ ВПО КНИТУ – КАИ им. А. Н. Туполева, г. Казань

Abstract. The research can interest all factories using metal during production, and thus faced with wear, poor surface hardness and erosion. In this paper we study round plates of electrical steel after mechanical, chemical, plasma- electrolyte and laser treatment. Scanning electron microscope, metallographic microscope, nanoindenter, profilometer were used during research. We carried out a comparative analysis of the surface characteristics of the plates before and after treatment. The results of the state and properties of the surface-treated products research and images of the surface profile are represented.

Обработка поверхности металлических изделий продолжает оставаться актуальной темой для разработок во многих отраслях промышленности. Metallovedenie позволяет на строго научной основе подбирать металлы и их сплавы для всевозможных деталей и конструкций, работающих в самых различных условиях; устанавливать наиболее правильные режимы различных технологических процессов тепловой обработки. Знание metallovedeniya необходимо для правильного ведения процесса термической обработки,ковки, штамповки, литья, сварки [1].

Износ приводит к снижению функциональных качеств изделий и к потере их потребительской ценности, что ежегодно вызывает потери основного капитала предприятий. С технической точки зрения износ вызывает ухудшение эксплуатационных характеристик объекта, с экономической – потерю стоимости объекта в процессе его эксплуатации. С целью снижения миллионных убытков в работе проведен анализ наиболее применяемых способов модификации поверхности [2].

Методы

Механическая обработка образца производилась на шлифовальном станке; электрохимическая - в электролите с добавлением кислоты; лазерная обработка - посредством лазера Nd: YAG, $\lambda=1064$ нм и дистанции 335 нм; плазменная - в ванной с электролитом (соляной раствор) при напряжении 380 В и непосредственным воздействием многоканального разряда на деталь. Магнитные свойства стали не были рассмотрены в ходе эксперимента.

Для исследования был применен металлографический микроскоп, профилометр, наноиндентор, сканирующий электронный микроскоп. Снимки поверхности представлены ниже, твердость измерена по шкале Виккерса.

Металлографические исследования применяются при необходимости проведения исследований различных объектов, имеющих непрозрачную структуру; по цветовой гамме и ширине границ зерен судят о свойствах металла. При индентировании используют прецизионное локальное силовое воздействие на материал, одновременно регистрируя деформационный отклик. В профилометрах сигнал получается от датчика с алмазной иглой, перемещающейся перпендикулярно контролируемой поверхности. В ходе сканирующей электронной микроскопии для зондирования исследуемой поверхности используется сканирование по ней сфокусированного пучка электронов. Для формирования изображения используется детектирование различных сигналов, включая вторичные электроны, обратно рассеянные электроны, рентгеновское излучение и ток через образец. [3]

Результаты

К пластинам ротора электродвигателя (образцам) в процессе эксплуатации предъявляются следующие требования:

1. Материал - Сталь 2411-ТО-ТШ 50Н класс 1 ГОСТ 10160-75
2. Толщина - $0,35 \pm 0,04$
3. Неплоскостойкость - до 0,5 мм
4. Отсутствие ржавчины после обработки
5. Требования по зачистке заусенцев: отсутствие заусенцев
6. По ГОСТ 10160-75 деталь поставляется с электроизоляционным слоем с двух сторон.

Анализ выявил наличие ферритного слоя на образце до обработки и проявлению феррита и ϵ -цементита (ϵ -Fe₃C) на образцах после обработок. На поверхности образца до обработки присутствует электроизоляционный слой. Поверхность представлена в виде “легких” борозд, которые образовались в результате прокатки (изготовления) стали (рис.1). Края имеют значительные неровности и заусенцы. Параметры шероховатости: $R_a = 0.77 \mu\text{м}$, $R_{\text{max}} = 8.36 \mu\text{м}$, $R_z = 5.32 \mu\text{м}$. На снимках, полученных с помощью металлографического микроскопа, видно, что в поперечном сечении образца располагаются кристаллиты. Фиолетово - синим показан феррит, в углах пересечения кристаллитов расположен цементит (в виде белых пятен).

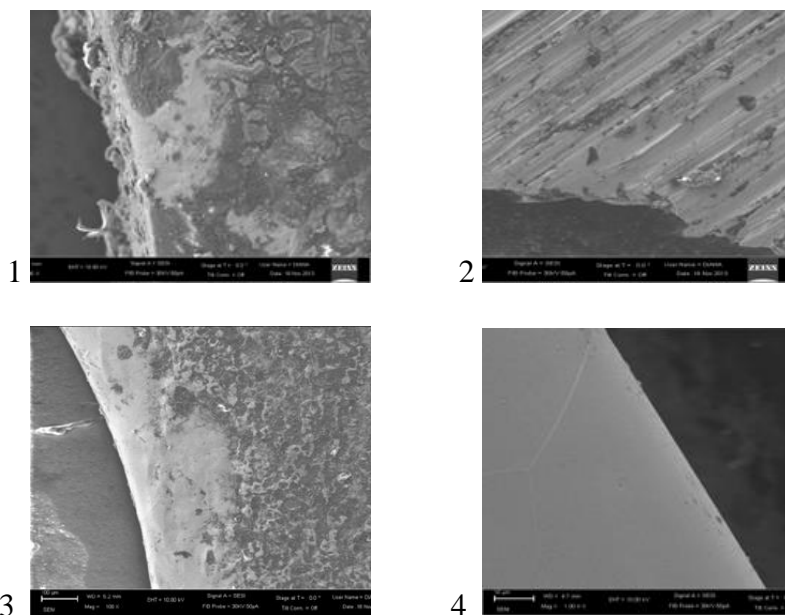


Рис. 1. Снимки поверхности, полученные с помощью сканирующего электронного микроскопа. 1 – до обработки, 2 – после механической обработки, 3 – после плазменной обработки, 4 – после электрохимической обработки

Поверхность образца после электрохимической обработки была хорошо отполирована и не имеет заусенцев по краям. На профиле поверхности видно, что поверхность образца хорошо отполирована. Внешне можно отметить зеркальный блеск поверхности детали после электрохимической обработки. Параметры шероховатости: $R_a = 0.25 \mu\text{м}$, $R_{\text{max}} = 2.86 \mu\text{м}$, $R_z = 1.46 \mu\text{м}$. На металлографическом снимке показано, что образец после электрохимической обработки увеличил толщину поверхностного слоя. По данным твердомера, образец после электрохимической полировки увеличил твердость примерно в 8 раз (рис. 2).

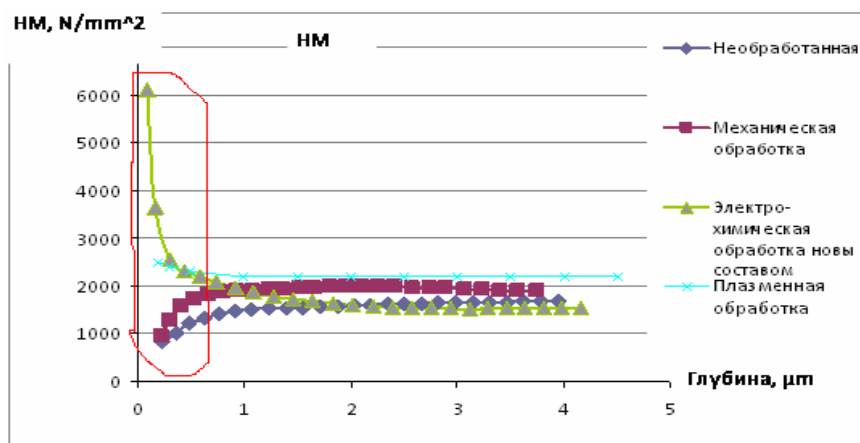


Рис. 2. Микротвердость образцов по шкале Виккерса после модификации

Плазменная обработка привела к удалению заусенцев и уменьшению шероховатости и сохранению электроизоляционного поверхностного слоя. Параметры шероховатости: $R_a = 0.66 \text{ мкм}$, $R_{max} = 6.4 \text{ мкм}$, $R_z = 4.49 \text{ мкм}$. На краях образца после механической обработки по сравнению с краями исходного (неполированного) образца, количество и размер заусенцев увеличились. Механическая обработка стали привела к появлению борозд на поверхности. На профиле поверхности отчетливо видно борозды вдоль поверхности образца. Сравнивая параметры шероховатости неполированного образца и образца после механической обработки, можно утверждать, что механическая обработка привела к ухудшению шероховатости. Механическая обработка привела к нарушению электроизоляционного поверхностного слоя. Параметры шероховатости: $R_a = 1.13 \text{ мкм}$, $R_{max} = 7.78 \text{ мкм}$, $R_z = 6.59 \text{ мкм}$. В результате лазерной обработки поверхность образца оплавилась. Края образца остались такими же, как и в исходном, неполированном образце, - остались заусенцы; шероховатость образца снизилась.

Выводы

Все виды обработок привели к снятию ржавчины с поверхностного слоя. Плазменная и электрохимическая виды обработок удалили заусенцы по краям, после механической, лазерной полировки заусенцы остались. По степени шероховатости образцов можно выделить следующие виды обработок (от грубого к более гладкому): после механической обработки - неполированный (исходный) - после плазменной обработки - после лазерной обработки - после электрохимической обработки

Лазерная обработка привела к оплавлению поверхностного слоя. Электрохимическая обработка привела к повышению твердости поверхностного слоя, за счет воздействия электролита на поверхностный слой. В результате воздействия электролита с поверхности образца вымывается ферритный слой, цементит в свою очередь, за счет своей химической стойкости, мало подвержен воздействию электролита. В итоге на поверхности уменьшается концентрация феррита, а количество цементита остается прежним. За счет цементита и повышается твердость. Механическая обработка привела лишь к появлению борозд на поверхности образца.

Литература:

1. Абрикосов А. А. Основы теории металлов/ А. А. Абрикосов. - [2-е изд., доп. и испр.]. - Москва: Физматлит, 2009. - 598 с., [1] л. портр. : ил.; 22
2. Арзамасов Б.Н., Макарова В. И., Мухин Г. Г. И др. Материаловедение: учебник для вузов / Изд.8-е. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2208. – 648 с.
3. «Заводская лаборатория. Диагностика материалов» № 10, 2013. Том 79

ПРОЦЕСС ОБРАТНОГО ПРЕВРАЩЕНИЯ В ТРУБЕ ИЗ СПЛАВА С ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ, НАХОДЯЩЕЙСЯ В КОНТАКТЕ С УПРУГОЙ ТРУБОЙ¹

THE PROCESS OF REVERSE PHASE TRANSFORMATION IN SHAPE MEMORY ALLOY TUBE, WHICH IS CONTACTING THE ELASTIC TUBE

А.Е.Машихин – аспирант
МГУ им.Ломоносова

Abstract. The problem is about axisymmetric stress-strain state in thick-walled cylinder from shape-memory alloy (SMA) in a contact with elastic cylinder was solved. The approximate analytical solution was obtained. The problem models the process of putting the SMA coupling on parts of elastic tube to provide the strong junction with the help of reverse phase transformation process.

Соединительные муфты из сплавов с памятью формы (СПФ) [1] находят широкое применение в аэрокосмической промышленности, где они используются в качестве соединительных конструкций для частей трубопровода гидравлической системы самолетов и т.п. Сам процесс усадки муфты на трубопровод состоит из двух этапов. На первом этапе происходит предварительная раздача муфты из СПФ, что в простейшем случае представляет собой аналог задачи Ламе для трубы из СПФ, которая нагружается либо монотонно возрастающим внутренним давлением в режиме мартенситной неупругости, либо постоянным внутренним давлением во время охлаждения через интервал температур прямого мартенситного превращения. На втором этапе происходит процесс создания термомеханического соединения, который в простейшем случае моделируется путем решения аналога задачи Гадолина о контактном взаимодействии двух труб: внутренняя является упругой, а внешняя выполнена из СПФ и нагревается через интервал температур обратного мартенситного фазового превращения.

В основном задачи об осесимметричном деформированном состоянии толстостенных цилиндров из СПФ в различных постановках решались численно (как например в [2-3]). Задача о прямом превращении в толстостенном цилиндре из СПФ под действием постоянного внутреннего давления в рамках модели линейного деформирования СПФ при фазовых превращениях [4-5] решалась аналитически в [6]. Аналогичная задача, но уже в рамках модели нелинейного деформирования СПФ при фазовых и структурных превращениях [7-8], решена аналитически в [9].

Трудность решения задачи о взаимодействии упругого толстостенного цилиндра и цилиндра из СПФ состоит в том, что на границе между ними напряжения и смещения, входящие в граничное условие для цилиндра из СПФ, заранее не известны и их нужно находить в процессе решения задачи. В [10] в рамках линейной модели деформирования СПФ [6,7] было получено аналитическое решение задачи о прямом превращении в трубе из СПФ, надетой с натягом на упругую трубу, что моделирует процедуру хранения муфты из СПФ для последующего этапа создания термомеханического соединения.

В данной работе было получено аналитическое решение задачи об обратном мартенситном превращении в трубе из СПФ, контактирующей с упругой трубой, т.е. был исследован процесс создания термомеханического соединения.

Рассматривается задача, где на упругий цилиндр 1 с внутренним радиусом, равным c , и внешним радиусом a насажен цилиндр 2 из СПФ с внутренним радиусом a и внешним радиусом b . Цилиндр 2 из СПФ уже был предварительно роздан под действием постоянной нагрузки в случае прямого превращения или монотонной нагрузкой в полностью мартенситном состоянии как в случае мартенситной неупругости ([9]). До раздачи начальное значение внутреннего радиуса второго цилиндра равно d . После

¹ Работа выполнена при финансовом содействии РФФИ, проект № 14-01-00189

раздачи внутреннее давление на муфту из СПФ убирается и она мгновенно одевается на упругий трубопровод. За счет снятия давления и упругих деформаций уже в мартенситном состоянии муфта из СПФ начинает давить на упругий трубопровод. Далее происходит нагревание муфты из СПФ в результате чего она «вспоминает» исходную форму и образуется прочное соединение.

Задача предполагает осесимметричной. В качестве системы координат берется цилиндрическая СК (r, φ, z) , ось z которой совпадает с осью цилиндра, r, φ - радиальная и кольцевая координаты. Рассматривается состояние плоской деформации, когда

$$\varepsilon_z = 0 \quad (1)$$

Материал цилиндра считается несжимаемым:

$$\varepsilon_r + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_z = 0 \quad (2)$$

т.е. объемный эффект реакции и упругая объемная деформация не учитываются. Здесь $\varepsilon_r, \varepsilon_\varphi, \varepsilon_z$ - компоненты тензора деформации. Граничные имеют следующий вид:

$$u_r^{(1)}(a) = u_r^{(2)}(a) \quad (3)$$

Здесь u_r - радиальная компонента вектора перемещений. Следует отметить, что смещения, входящие в (3), отсчитываются от различных начальных состояний.

$$\sigma_r^{(1)}(a) = \sigma_r^{(2)}(a) = -p_a, \quad \sigma_r^{(1)}(c) = -p_c, \quad \sigma_r^{(2)}(b) = -p_b \quad (4)$$

здесь давление p_a заранее неизвестно. В дальнейшем для простоты мы считаем, что внешние силы отсутствуют, поэтому в (4) надо положить p_c и p_b равными нулю.

Для упругого цилиндра учитываются лишь упругие деформации, которые также происходят без изменения объема. Для цилиндра из СПФ учитываются фазово-структурные и упругие деформации. Температурными деформациями в обоих случаях пренебрегается.

Для упрощения определяющих соотношений модели нелинейного деформирования СПФ принимается положение об активных процессах пропорционального нагружения ([7,8]). Для применения положения необходимо, чтобы рассматриваемый процесс начинался при нулевых фазово-структурных деформациях из полностью аустенитного, или полностью мартенситного состояния, разгрузка отсутствовала ($\sigma_i \geq 0$), происходило пропорциональное изменение компонент девиатора напряжений. Условие на разгрузку и пропорциональность девиаторов проверяется позже по готовому решению.

Кроме того, принимается предположение о том, что величина q в каждый момент времени не зависит от радиуса r . Фактически речь идет о несвязной постановке задачи для СПФ, в рамках которой не учитывается влияние действующих напряжений на величину параметра фазового состава. В принятых предположениях задача о прямом превращении сводится к отысканию напряжений, деформаций и смещений как функций двух независимых переменных: радиуса r , меняющегося от a до b и параметра фазового состава q , меняющегося от единицы до нуля.

Имеем систему для решения поставленной задачи:

$$\begin{aligned}
\frac{C^{(2)}(q)}{r^2} &= \frac{\sqrt{3}}{2} \left(\rho_D q \varphi(\sigma_i^{(2)}) + \frac{\sigma_i^{(2)}}{3G(q)} \right) \\
\int_1^{b/a} \frac{\sigma_i^{(2)}}{\xi} d\xi &= \frac{\sqrt{3}}{2} p_a \\
\sigma_r^{(2)} &= -p_a + \frac{2}{\sqrt{3}} \int_1^{r/a} \frac{\sigma_i^{(2)}}{\xi} d\xi \\
\varepsilon_\varphi^{(2)} &= -\varepsilon_r^{(2)} = \frac{C^{(2)}(q)}{r^2} \\
\sigma_\varphi^{(2)} &= \sigma_r^{(2)} + \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_i^{(2)}
\end{aligned} \tag{5}$$

здесь первое уравнение системы (5) представляет собой выражение для компоненты $\varepsilon_\varphi^{(2)}$, (состоящее из фазово-структурной и упругой деформации), второе и третье уравнения — проинтегрированное уравнение равновесия с учетом граничных условий (4), четвертое уравнение — следствие условия несжимаемости (2), предположения о плоской деформации (1) и уравнения совместности деформаций и, наконец, пятое есть следствие предположения о плоской деформации и определяющих соотношений.

Выражая значение давления p_a на контакте двух цилиндров из решения задачи об упругой трубе и подставляя это значение в систему (5) с учетом граничных условий (3), получим полную систему для решения задачи.

На рисунках ниже представлено решение поставленной задачи для трубы из СПФ, контактирующей с упругой трубой из алюминиевого сплава. На рис. 1 и 2 представлены значения кольцевых напряжений σ_φ в зависимости от параметра фазового состава q на внутренней поверхности муфты из СПФ для одного и того же упругого трубопровода с относительной толщиной $c/a = 0.9$ и разных значений толщин муфты из СПФ и предварительной раздачи ε_{raz} . Рис.1 соответствует муфте из СПФ с относительной толщиной $b/a = 1.1$; рис.2 соответствует муфте из СПФ с относительной толщиной $b/a = 1.5$. На обоих рисунках снизу вверх идут кривые, соответствующие значениям предварительной раздачи $\varepsilon_{raz} = 1\%; 2\%; 3\%; 4\%$; соответственно.

На рис.2 видно, что при некоторых значениях предварительной раздачи ε_{raz} , равной 2% и больше, на графике зависимости σ_φ от q наблюдается внутренний максимум вблизи $q = 0.1$. При дальнейшем уменьшении q значения кольцевых напряжений падают. Т.е. максимальные кольцевые напряжения достигаются вовсе не в полностью аустенитном состоянии, а несколько раньше. Это явление проиллюстрировано на рис.3, где представлены графики распределения по радиальной координате кольцевых напряжений в муфте из СПФ для различных значений q . Решение получено для упругой трубы с относительной толщиной $c/a = 0.9$ и муфты из СПФ с относительной толщиной $b/a = 1.5$ (предварительная раздача $\varepsilon_{raz} = 2\%$). Линии для $q=0$ и $q=0.05$ пересекаются и для $r=a$ кольцевые напряжения при $q=0.05$ выше, чем при $q=0$.

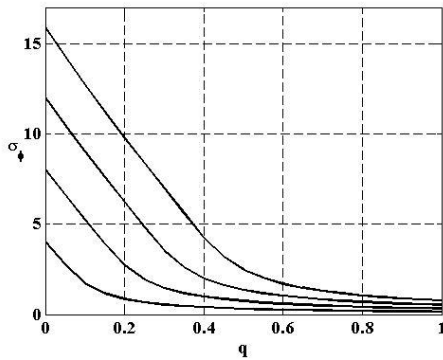


Рис.1 Кольцевые напряжения в зависимости от q на внутренней стороне муфты из СПФ ($b/a=1.1$) при значениях раздачи: 1%, 2%, 3%, 4%

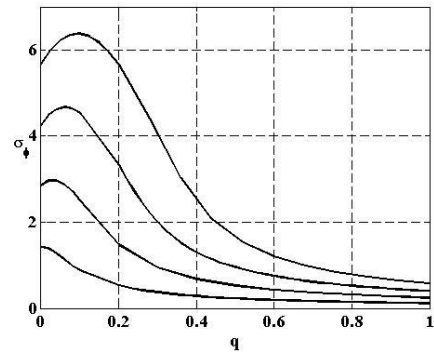


Рис.2 Кольцевые напряжения в зависимости от q на внутренней стороне муфты из СПФ ($b/a=1.5$) при значениях раздачи: 1%, 2%, 3%, 4%

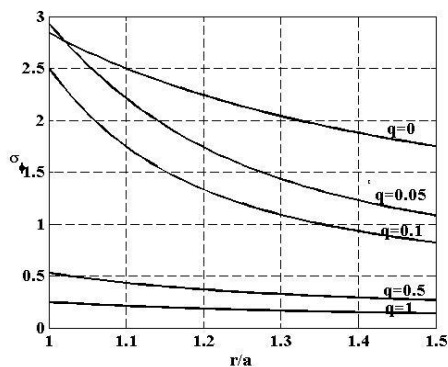


Рис.3 Кольцевые напряжения в зависимости от r при разных значениях q для муфты из СПФ ($b/a=1.5$) при раздате, равной 2%

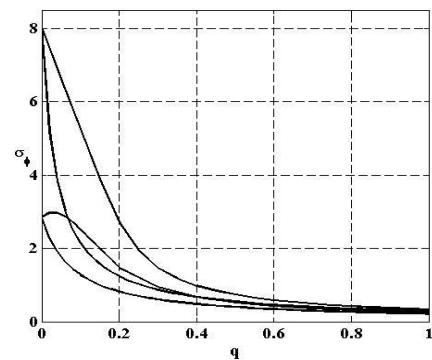


Рис.4 Сравнение кольцевых напряжений на внутренней стороне двух муфт из СПФ ($b/a=1.1$ и $b/a=1.5$) в случае полного и приближенного решения (раздача 2%)

В случае если рассматривается толстый упругий трубопровод и тонкая муфта из СПФ, то кривые выглядят аналогично представленным на рис.1 с той лишь разницей, что значения напряжений несколько выше. Внутреннего максимума на графике зависимости кольцевого напряжения от q в этом случае не наблюдается.

Таким образом, можно говорить, что внутренний максимум для кольцевых напряжений возникает лишь в случае, когда муфта из СПФ заметно толще упругой трубы, а величина предварительной раздачи достаточно велика.

При малых значениях напряжений функция распределения интенсивности микронапряжений $\varphi(\sigma_i)$ может быть разложена в ряд с точностью до членов первого порядка – тогда первое соотношение системы (5) представляет собой линейное уравнение относительно интенсивности напряжений σ_i и система (5) разрешается аналитически.

На рис.4 представлено сравнение значений кольцевых напряжений на внутренней поверхности муфт в случае решения системы (5) и приближенного решения, для упругого трубопровода с относительной толщиной $c/a = 0.9$ и двух муфт из СПФ с относительными толщинами $b/a = 1.1$ и $b/a = 1.5$, розданных с одинаковой предварительной раздочей $\varepsilon_{раз} = 2\%$. Первый и третий сверху от левого края – это графики полного решения для муфт с относительными толщинами $b/a = 1.1$ и $b/a = 1.5$ соответственно; второй и четвертый – приближенное решение для $b/a = 1.1$ и $b/a = 1.5$ соответственно. При этом получается, что в аустенитном состоянии значения напряжений для разных решений приблизительно совпадают, однако для промежуточных значений q различия весьма существенны. В частности, в приближенном решении для

случая достаточно толстой муфты промежуточный максимум для кольцевых напряжений отсутствует.

Таким образом, получено, что в случае использования толстых муфт и тонких трубопроводов при достаточно большой предварительной раздате максимальные значения кольцевых напряжений в муфте наблюдаются не в конечной точке обратного мартенситного превращения, а несколько раньше, когда материал муфты находится в двухфазном состоянии. Поэтому оценка прочности муфты из СПФ по результатам решения задачи о создании термомеханического соединения в упругой постановке, соответствующей аустенитному фазовому состоянию материала может привести к некорректным результатам. При использовании тонких муфт из СПФ для достаточно больших величин предварительной раздаты напряжения в муфте в процессе создания соединения могут быть весьма велики, поэтому необходимо учитывать не возвращаемые при обратном превращении пластические деформации СПФ.

Литература

1. Материалы с эффектом памяти формы: Справ. Изд. / Под. ред. Лихачева В.А. – Т. 2. – СПб.: Изд-во НИИХ СПбГУ 1998 г.- 374 с.
2. Лихачев В.А., Малинин В.Г., Шляхов С.А. Расчет напряженно-деформированного состояния толстостенной трубы, изготовленной из материала с памятью формы и испытывающей действие переменной температуры и давления // Материалы с новыми функциональными свойствами. Материалы семинара. Новгород; Боровичи. 1990. С. 161-163.
3. Кузнецов А.В. Численное решение связанной осесимметричной задачи о прямом превращении для сплавов с памятью формы // Механика композиционных материалов и конструкций. – 1996. – Т.3-4. – С.71.
4. Мовчан А.А. Микромеханический подход к описанию деформации мартенситных превращений в сплавах с памятью формы // Изв. РАН. МТТ. – 1995. – №1. – С.197-205.
5. Мовчан А.А., Со Н. Термодинамическое описание поведения сплавов с памятью формы с помощью аддитивного потенциала Гиббса // Прикладная механика и техническая физика. 2006. № 4. С. 98-103
6. Мовчан А.А. Аналитическое решение задач о прямом и обратном превращении для сплавов с памятью формы // Изв. РАН. МТТ. – 1996. – №.4. – С.136-144.
7. Мовчан А.А., Мовчан И.А., Сильченко Л.Г. Микромеханическая модель нелинейного деформирования сплавов с памятью формы при фазовых и структурных превращениях // Изв. РАН. МТТ. – 2010. – №3. – С.118-130.
8. Мовчан А.А., Сильченко Л.Г., Сильченко Т.Л. Учет явления мартенситной неупругости при обратном фазовом превращении в сплавах с памятью формы // Изв. РАН. МТТ. – 2011. – №2. – С.44-56.
9. Мовчан А.А., Машихин А.Е. Деформирование кругового цилиндра из сплава с памятью формы при структурном переходе или прямом фазовом превращении // Механика композиционных материалов и конструкций -2012. Т.18, №2. - С. 235-247.
10. Мовчан А.А., Кузнецов А.В., Нуриманов А.Х. Метод расчета упругого носителя для соединительной муфты из сплава с памятью формы // Известия Вузов. Авиационная техника. 1998. № 2. С. 1-6.

Работа выполнена при финансовом содействии РФФИ, проект № 14-01-00189

**ВЛИЯНИЕ НАНОСИМОГО МЕТАЛЛА НА СВОЙСТВА
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ**
*INFLUENCE OF THE APPLIED METAL ON PROPERTIES OF GASDYNAMIC
COVERINGS*

**М.С.Пугачев, В.Е. Архипов - к.т.н, А.А. Дубравина, А.Ф. Лондарский - к.т.н.
Г.В. Москвитин - д.т.н., проф., А.Ф. Мельшанов**
ИМАШ РАН

Abstract. Influence of structure gasdynamic coverings from copper and nickel on their properties is considered. Values of the maximum hardness 1700 MPa for a covering copper and 2700 MPa for nickel are received. The mechanisms influencing a gain of hardness coverings are revealed, for copper it is connected with plastic deformation of particles, and for nickel crushing of particles on fragments of 100×10^{-9} m in size.

Модификация структуры и свойств поверхности железоуглеродистых сплавов с использованием газодинамического методов нанесения покрытий позволяет значительно повысить ресурс деталей и изделий, работающих при высоких нагрузках в условиях воздействия температуры и агрессивной среды.

Суть метода состоит в направлении на обрабатываемую поверхность порошков чистых металлов, химических соединений или их смесей потоком газа, скорость которого превышает скорость звука. Для получения сверхзвуковой скорости газ предварительно подогревается и под избыточным давлением подаётся в сверхзвуковое сопло (сопло Лавалья). За счёт адиабатического расширения и резкого снижения давления в области расположенной за соплом, мелкодисперсные частицы порошка попадают в поток газа, которым они ускоряются и приобретают необходимую скорость и энергию. При соударении с поверхностью они преобразуют (модифицируют) её структуру и формируют покрытие.

В настоящей работе представлены результаты исследования структуры и свойств покрытий, нанесённых на поверхность образцов из стали с использованием металлов, отличающихся физико - механическими характеристиками.

Напыление никеля и меди на образцы из стали 20 осуществлялось с использованием газодинамической установки модели «ДИМЕТ – 404». В качестве порошка для напыления покрытия применялась механическая смесь частичек никеля или меди с корундом в соотношении 1:1. В качестве исходного компонента для получения порошковой смеси используются дендриты меди размером до 40×10^{-6} м и никеля размером до 45×10^{-6} м, полученные электролитическим методом, с содержанием меди и никеля не менее 99,5% и 99,0% соответственно [1].

Твёрдость меди при минимальном времени напыления (1 цикл) с температурой 360°C составляет 1278 МПа рис. 1. Повышение температуры напыления до 540°C сопровождается возрастанием твёрдости до 1350 МПа, которая снижается ближе к поверхности слоя до 1170 МПа и затем на глубине 50×10^{-6} м от поверхности падает до 950 МПа. При минимальном времени напыления повышение температуры приводит к возрастанию твёрдости покрытия, что связано с увеличением энергии частиц и, следовательно, к большей деформации пластичных частиц твёрдыми частицами.

Увеличение времени напыления (три цикла) при использовании низкой температуры потока воздуха 180°C сопровождается повышением твёрдости меди до 1750 МПа, которая снижается к середине слоя до уровня 1500 МПа, а затем резко падает до 980 МПа на глубине 50×10^{-6} м от поверхности.

Напыление при аналогичном времени воздействия на поверхность образцов из стали с использованием температуры потока воздуха 360°C приводит к повышению твёрдости до уровня 1450-1500 МПа, которая ближе к поверхности падает до 1350 МПа. Напыление при максимальной температуре 540°C так же сопровождается повышением

твёрдости слоя меди до 1500-1550 МПа. Таким образом, повышение времени напыления (количества циклов) сопровождается повышением твёрдости во всём диапазоне температур. Фактор влияния энергии частиц на повышение твёрдости при незначительной продолжительности процесса является доминирующим.

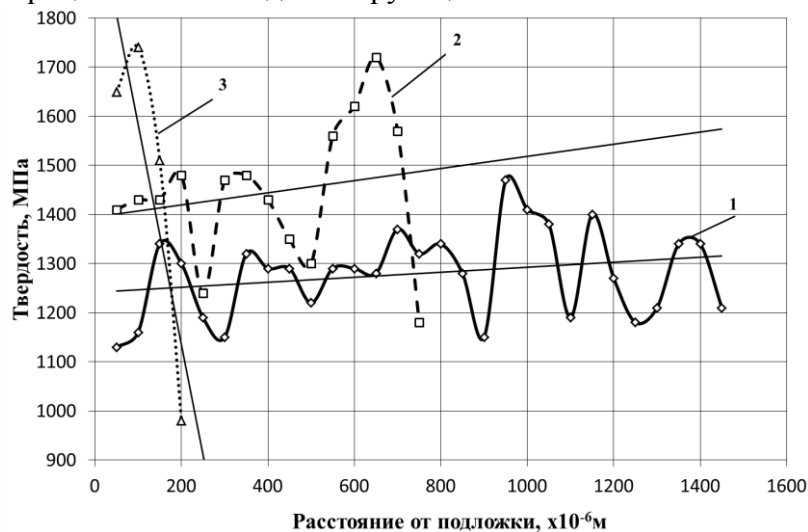


Рис. 1 Распределение твёрдости по глубине слоя меди, нанесённого при пяти циклах воздействия с температурой: 1- 540°C, 2-360°C, 3-180°C

Дальнейшее повышение времени напыления (пять циклов) не столь однозначно влияет на тенденцию изменения твёрдости. При низкой температуре напыления 180°C твёрдость сохраняется на том же уровне 1750 МПа, что можно интерпретировать как отсутствие повышения степени деформации пластичных частиц при воздействии на них твёрдыми частицами. Повышение температуры напыления до 360°C сопровождается возрастанием твёрдости до 1600 МПа. Энергия потока частиц имеет прямо пропорциональную зависимость от температуры, что должно сопровождаться большей деформацией частиц меди. Однако дальнейшее повышение температуры напыления до 540°C приводит к существенному падению твёрдости нанесённой на сталь меди до 1300 МПа. Такое снижение твёрдости можно объяснить только влиянием нагретого до 540°C потока воздуха на структуру меди, так как энергия частиц возрастает с повышением температуры. Таким образом, при увеличении продолжительности процесса нанесения покрытия с использованием максимальной температуры доминирующее влияние на формирование твёрдости меди оказывает температура процесса напыления.

Резкое снижение твёрдости ближе к поверхности покрытия (100×10^{-6} м и менее) при всех вариантах напыления может быть связано с нагревом поверхностного слоя металла покрытия под воздействием потока воздуха.

Твёрдость покрытия меди после напыления на образцы для рентгеноструктурного и металлографического исследования при температуре 180°C, 360°C и 540°C составляет 1445 МПа, 1150 МПа и 1100 МПа соответственно. Уменьшение твёрдости покрытия при напылении на значительные участки связано с продолжительностью процесса нанесения покрытия и, соответственно увеличением времени воздействия нагретого воздуха на нанесённый металл. Влияние потока воздуха на твёрдость наблюдается во всём диапазоне напыления, особенно при напылении с использованием средней и высокой температуры, когда твёрдость нанесённой меди практически не отличается. Температура рекристаллизации меди находится в интервале 180-300°C, что в той или иной степени обуславливает проявление выявленной тенденции.

Металлографические исследования покрытий, нанесённых при 180°C и 540°C, показали наличие в металлической матрице частиц корунда с максимальным размером до 20×10^{-6} м.

Спектральный анализ показал, что массовая доля алюминия в покрытии, нанесённом при высокой температуре (540°C), составляет 1,09%. При понижении температуры напыления массовая доля алюминия в покрытии меди повышается до 1,3%.

Травление меди выявило, что структура покрытия состоит из частиц разного размера и формы. Часть частиц имеет вытянутую форму длиной до 8×10^{-6} м. Другие частицы имеют более округлую форму размером $5-6 \times 10^{-6}$ м.

Исследование структуры покрытия меди по толщине слоя позволило выявить, что большая часть частичек располагаются параллельно поверхности подложки, а линия соприкосновения нанесённого покрытия и подложки не содержит дефектов (пор, трещин и т.д.), что должно обеспечить высокую адгезионную прочность.

В таблице 1 приведены результаты исследования микроструктуры. Видно, что с увеличением температуры нанесения покрытий с 180°C до 540°C уровень упругих микродеформаций уменьшается практически вдвое.

Таблица 1

Температура нанесения покрытия, [°C]	Параметр решетки [ангстрем]	Микродеформации, $\times 10^{-4}$
180	3,6160±0,0001	56,8±0,8
360	3,6156±0,0001	36,4±0,6
540	3,6159±0,0001	30,2±0,6

Улучшение состояния тонкой структуры покрытия меди при повышении температуры напыления так же было отмечено при исследовании удельного электрического сопротивления [2,3].

Увеличение периода решётки, а чистая медь, полученная электролитическим методом, должна иметь структуру без искажений с параметром решётки 3,6150 А, объясняется наличием в твёрдой матрице мелкодисперсных частиц корунда и их механическим воздействием на микрообъёмы металла с искажением тонкой структуры.

Максимальной твердостью 2700 МПа обладает покрытие никеля полученное при температуре 180°C (рис. 2).

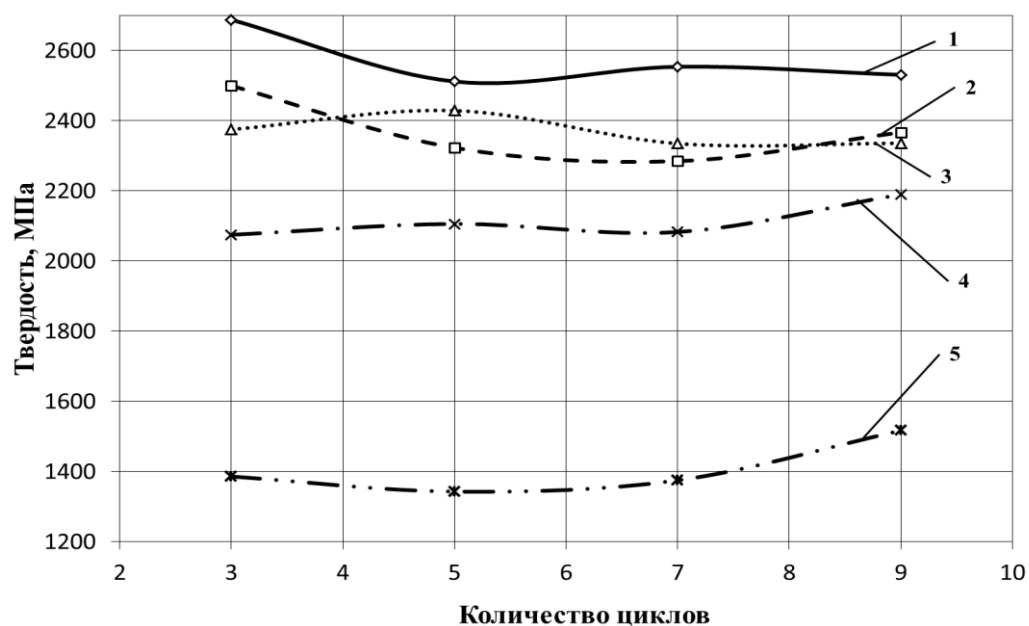


Рис. 2. Изменение твёрдости покрытия никеля в зависимости от времени и температуры напыления: 1 – 180°C, 2 – 360°C; 3 – 540°C; 4 – 540°C с последующей термической обработкой в печи при температуре 530°C и выдержке 2 часа; 5 – 540°C с последующей термической обработкой в печи при температуре 830°C и выдержке 4 часа.

Термическая обработка в печи покрытия никеля при температуре 530°C и времени выдержки 2 часа незначительно влияет на твёрдость, однако, дальнейшее повышение температуры и времени термической обработки в печи сопровождается понижением твёрдости никеля до уровня 1400 МПа.

Согласно данным рентгеноструктурного анализа нанесённое покрытие является однофазным и состоит из никеля в кристаллическом состоянии.

В таблице 2 приведены результаты анализа структуры покрытия никеля, нанесённого в интервале температур 360-540°C. Видно, что все исследованные параметры структуры: параметр решётки, размер ОКР и микродеформация имеют близкие значения и не зависят от температуры напыления.

Таблица 2

Температура напыления [°C]	Параметр решетки [ангстрем]	Размер ОКР, D [нм]	Микродеформация, $\times 10^{-4}$
360	3,5255±0,0001	103±3	47±2
450	3,5256±0,0001	105±3	50±2
540	3,5254±0,0001	106±3	50±2

Области когерентного рассеивания - элементарные фрагменты (блоки мозаики), на которые раздробилось зерно никеля под воздействием твёрдых частиц корунда. Размер этих элементов — фрагментов структуры покрытия составляет порядка 105×10^{-9} м. Можно утверждать, что основным механизмом повышения твёрдости наносимого покрытия является измельчение зерна никеля под воздействием твёрдых и хрупких частиц корунда. Именно поэтому при нанесении покрытия не наблюдается существенной зависимости твёрдости от времени процесса.

Выводы

Газодинамическое напыление смесью частиц меди и оксида алюминия позволяет получить покрытие твёрдостью до 1700 МПа. Основной прирост твёрдости (до 80%) связан с пластической деформацией частиц меди и их наклёпом.

Газодинамическое напыление смесью частиц никеля и оксида алюминия позволяет получить покрытие твёрдостью до 2700 МПа. Прирост твёрдости в основном связан с дроблением частиц никеля на фрагменты (блоки мозаики) размером порядка 100×10^{-9} м.

Механизм формирования свойств покрытий при газодинамическом напылении определяется пластичностью металла. В более пластичной меди процесс связан в первую очередь с накоплением дефектов кристаллического строения, а в никеле с дроблением исходной структуры на фрагменты.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 14-08-00634 А.

Литература

1. Димет. Применение технологии и оборудования. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dimet-r.narod.ru/> - (Дата обращения 14.10.2014).
2. Повышение качества газодинамических покрытий / В.Е. Архипов [и др.] // Технология машиностроения. -2012.-№8.-С.48-51.
3. Свойства медных покрытий, нанесённых газодинамическим напылением / В.Е. Архипов [и др.] // Упрочняющие технологии и покрытия. -2011.-№9.-С.17-23.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОБ ОБРАТНОМ ФАЗОВОМ ПЕРЕХОДЕ ДЛЯ СТЕРЖНЕЙ ИЗ СПЛАВА С ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ ПРИ КРУЧЕНИИ SOLUTION THE PROBLEM OF REVERSE PHASE TRANSITION FOR TORSION RODS FROM SHAPE MEMORY ALLOY

Е.Б. Саганов – аспирант

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

Abstract. In this paper the problem of the reverse phase transition under the constant torque for rods with solid circular cross-section from shape memory alloy (SMA) in the framework of non-linear model of straining of SMA in phase and structure transition is solved. The analysis is performed in uncoupled formulation considering of elastic deformation. Diagrams of dimensionless stress for the various stages of heating rod are shown. Graphic dependences of the dimensionless twist from the martensitic volume fraction for different values of the dimensionless torque under whose action reverse phase transition are obtained.

Введение

Сплавы с памятью формы [1] находят применение в качестве основных исполнительных элементов устройств, принцип действия которых основан на способности материалов с эффектом памяти формы производить перемещения и создавать значительные усилия. Простейшим примером служит термомеханический привод, представляющий собой спиральную пружину, которую предварительно деформируют осевой силой в мартенситном состоянии или за счет явления накопления деформаций прямого мартенситного превращения, протекающего под действием внешнего напряжения. При нагреве она восстанавливает первоначальные размеры и осуществляет работу по преодолению противодействующих сил в процессе обратного мартенситного превращения [2]. Другим примером может послужить силовозбудитель крутящего момента, принцип действия которого изложен в [3].

В данной работе в рамках модели нелинейного деформирования СПФ при фазовых и структурных превращениях [4-7] в несвязной постановке получено решение задачи об обратном мартенситном превращении в стержне сплошного круглого поперечного сечения, находящемся под действием постоянного крутящего момента. При решении задачи учитываются не только фазовые и структурные, но и упругие деформации.

Постановка задачи кручения стержней из СПФ на случай обратного фазового перехода

При решении задачи кручения стержней сплошного круглого поперечного сечения из СПФ принимается гипотеза плоских сечений для полных деформаций и положение об отсутствии деформации. В этом случае в полярной системе координат отлична от нуля только деформация сдвига и соответствующие им касательные напряжения:

$$\gamma_{z\varphi} = \theta r = \sqrt{3}\varepsilon_i; \quad \tau_{z\varphi} = \sigma_i / \sqrt{3} \quad (1)$$

здесь θ – крутка, угол закручивания на единицу длины, r – текущий радиус стержня, ε_i , σ_i – интенсивность деформаций и напряжений соответственно. Крутящий момент вычисляется на основе следующего соотношения:

$$M = 2\pi \int_0^a \tau r^2 dr = 2\pi / \sqrt{3} \int_0^a \sigma_i r^2 dr \quad (2)$$

здесь a – внешний радиус стержня. В рамках модели нелинейного деформирования СПФ при фазовых и структурных превращениях [4-7], в случае малых деформаций, предполагается аддитивное представление девиатора деформаций:

$$\varepsilon'_{ij} = \varepsilon_{ij}^{el} + \varepsilon_{ij}^{phst}$$

здесь $\varepsilon_{ij}^{e'}$ - девиатор упругой деформации:

$$\varepsilon_{ij}^{e'} = 1/G(q) = q/G_M + (1-q)G_A$$

приращение девиатора неупругой деформации:

$$d\varepsilon_{ij}^{phst'} = d\varepsilon_{ij}^{ph'} + d\varepsilon_{ij}^{st}$$

приращение девиатора фазовых деформаций при обратном превращении $dq < 0$:

$$d\varepsilon_{ij}^{ph'} = \omega_{ij}^- dq, \quad \omega_{ij}^- = \varepsilon_{ij}^{phst'} / q \quad (3)$$

приращение структурных деформаций при обратном превращении $dq < 0$:

$$d\varepsilon_{ij}^{st} = \frac{3}{2} \rho_d \frac{\sigma_{ij}'}{\sigma_i} q F_2'(\sigma_i) d\sigma_i \text{ при } d\sigma_i > 0 \text{ и } \sigma_i \geq \sigma_i^{\max} \quad (4)$$

иначе $d\varepsilon_{ij}^{st} = 0$. Здесь q – объемная доля мартенситной фазы, $G_{A,M}$ – модуль сдвига аустенитной и мартенситной фазы соответственно, σ_{ij}' – девиатор напряжений, ε_{ij} , ε_{ij}^e , ε_{ij}^{phst} – полная, упругая и фазово-структурная деформация, ρ_d – интенсивность кристаллографической деформации фазового превращения, $F_2(\sigma_i)$ – функция распределения интенсивности микронапряжений в мартенситном состоянии, штрих обозначает производную.

Решение задачи об обратном фазовом переходе под действием постоянного крутящего момента в несвязанной постановке

В данном разделе рассматривается процесс нагрева стрежня из СПФ, находящегося под действием постоянного крутящего момента, через интервал температур обратного фазового превращения (ОФП), которому предшествовал прямой фазовый переход (ПФП) при тех же статических граничных условиях. Предполагается, что параметр фазового состава q не зависит от координат точек тела. Это возможно в случае равномерного распределения температуры по сечению стрежня и при условии, что решение задачи выполнено в несвязанной постановке [10,11].

В [6-8] доказано, что для фрагмента ОФП, который начинается из произвольной точки, с начальным условием для фазово-структурных деформаций:

$$\varepsilon_{ij}^{phst'}(q_0, \sigma_{ij}^{0'}) = \varepsilon_{ij}^{0phst'} \quad (5)$$

определяющие соотношения для компонент девиатора неупругой деформации (3) и (4) сводятся к конечному алгебраическому уравнению, в случае справедливости положения об активных процессах пропорционального нагружения (АППН) и совпадении функций распределения микронапряжений в аустенитном и мартенситном состоянии:

$$\varepsilon_{ij}^{phst'} = \frac{3}{2} \rho_d \frac{\sigma_{ij}'}{\sigma_i} q F_1(\sigma_i) + \left(\varepsilon_{ij}^{0phst'} - \frac{3}{2} \rho_d \frac{\sigma_{ij}^{0'}}{\sigma_i^0} q_0 F_1(\sigma_i^0) \right) \frac{q}{q_0} \quad (6)$$

верхний индекс 0 у компонент уравнения (6) означает, что данные величины получены из решения соответствующей несвязанной задачи о прямом фазовом переходе на момент окончания охлаждения стрежня [9].

В виду справедливости положения об АППН при прямом мартенситном переходе [9], величины входящие в граничное условие (5) удовлетворяют следующему соотношению:

$$\varepsilon_{ij}^{0phst'} = \frac{3}{2} \rho_d \frac{\sigma_{ij}^{0'}}{\sigma_i^0} q_0 F_1(\sigma_i^0) \quad (7)$$

Учитывая (7), уравнение (6) переписывается в новом виде:

$$\varepsilon_{ij}^{phst'} = \frac{3}{2} \rho_d \frac{\sigma_{ij}'}{\sigma_i} q F_1(\sigma_i) \quad (8)$$

При этом полная деформация системы складывается из упругих и фазово-структурных составляющих:

$$\varepsilon_{ij}' = \frac{3}{2} \rho_d \frac{\sigma_{ij}'}{\sigma_i} q F_1(\sigma_i) + \sigma_{ij}' / 2G(q) \quad (9)$$

Умножая уравнение (9) само на себя и сворачивая по двум индексам получим:

$$\varepsilon_i = \rho_d q F_1(\sigma_i) + \sigma_i / 3G(q) \quad (10)$$

Подставляя в уравнение (10) соотношения (1) получим:

$$\theta r / \sqrt{3} = \rho_d q F_1(\sigma_i) + \sigma_i / 3G(q) \quad (11)$$

Вводя безразмерные величины: $\theta^1 = \theta a$, $s = \sigma_i / \sigma_0$, $g = G(q) / \sigma_0$, $\xi = r / a$ уравнения (2) и (11) примут следующий вид:

$$m = \sqrt{3} M / 2\pi a^3 \sigma_0 = \int_0^1 s \xi^2 d\xi \quad (12)$$

$$\theta^1 \xi / \sqrt{3} = s / 3g + \rho_d q \Phi(s) \quad (13)$$

Алгоритм решения системы (12), (13) следующий. Зная значение безразмерной крутки θ^1 накопленной на момент окончания ПФП выполняется отрицательный шаг по q . Для массива равноотстоящих значений безразмерной координаты $\xi \in [0,1]$ при новом значении $q_{new} = q_{old} + dq$ и старом θ_{old}^1 уравнение (13) решается относительно безразмерных напряжений s . В итоге получается массив значений s в точках с координатами задаваемыми массивом ξ . После этого величина безразмерного крутящего момента m определяется путем вычисления интеграла (12). В случае если m отлично от заданного начального момента под действием которого происходит ОФП, то выполняется отрицательный шаг по θ^1 и уравнения (13) решается вновь. Данный процесс продолжается до удовлетворения сходимости по величине m . Далее следует новый шаг по q с отрицательным шагом dq .

Решение выполнено для $E_A = 84000$ МПа, $E_M = 28000$ МПа, $\nu_A = \nu_M = 0.3$, $F_1(\sigma_i) = \Phi(\sigma_i / \sigma_0) = \Phi(s) = 1 - \exp(-s^\alpha)$ и значений коэффициента $\alpha = 1$.

В [9] отмечено, что распределение напряжений по сечению стрежня является функцией крутящего момента m и параметра фазового состава q . Чем выше значение m , тем больше влияние изменения q на распределение напряжений по сечению стрежня. Данная тенденция сохраняется и на случай ОФП. На рис. 1 а, б приведены эпюры безразмерных напряжений для значения $m = 0.002$ и 0.01 на случай ОФП. Кривые линии соответствуют определенному значению параметра фазового состава из массива $q = (0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 0.1)$ сверху вниз. Для $m = 0.002$ кривые почти совпадают (рис. 1а) в отличие от графиков соответствующих $m = 0.01$ (рис. 1б). Наклонная жирная прямая – есть решение упругой задачи, когда материал стрежня полностью перешел в аустенитную фазу. Из рис. 1а,б следует что положение об АППН не выполняется (нет монотонного роста напряжений в каждой точке сечения стрежня). Вследствие этого, при решении задач кручения стержней из СПФ, вместо алгебраического соотношения (8) для девиатора фазово-структурных деформаций необходимо использовать дифференциальные зависимости (3,4). На рис 3 приведены зависимости безразмерной крутки от параметра фазового состава q для значений безразмерного крутящего момента $m = 0.001, 0.002, 0.003, 0.005, 0.01$ и 0.02 снизу вверх. Как видно из рис. 3, данные зависимости близки к линейным. При этом читать графики следует справа налево (уменьшение q).

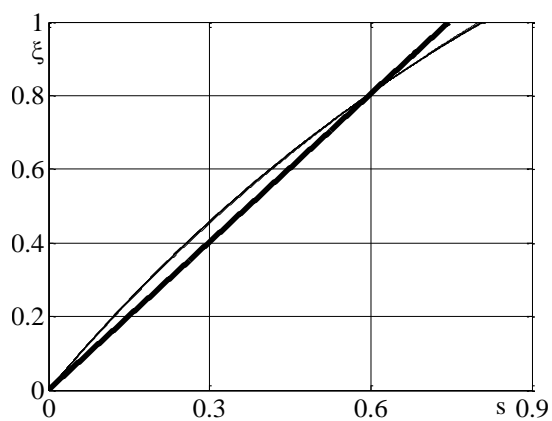


Рис. 1 а. Этюры безразмерных напряжений
($m = 0.002$)

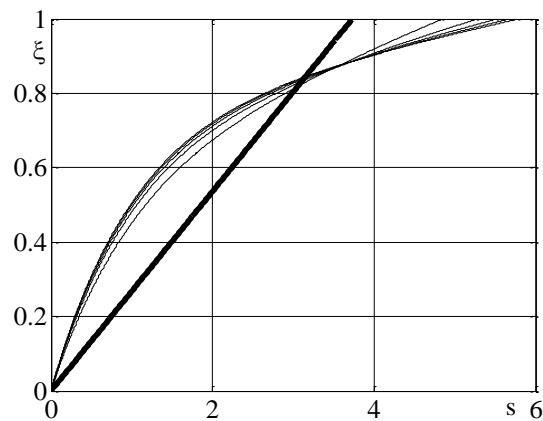


Рис. 1 б. Этюры безразмерных напряжений
($m = 0.01$)

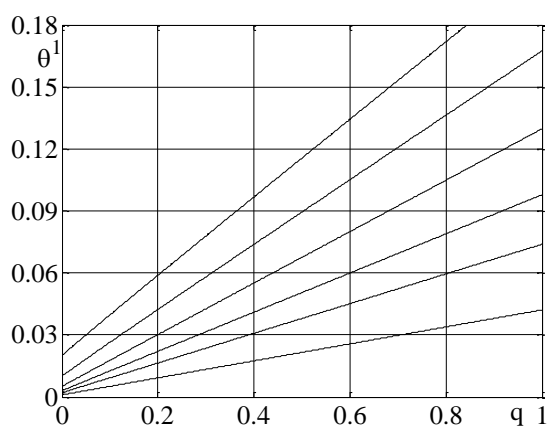


Рис. 3. Зависимости безразмерной крутки
от объемной доли мартенситной фазы

Выводы

В ходе работы установлено, что при нагреве стержня распределение напряжений по его сечению является функций параметра фазового состава и крутящего момента, под действием которого происходит ОФП. При этом не выполняется положение об АППН. Полученные в ходе решения зависимости безразмерной крутки от параметра фазового состава близки к линейным. Аналогичные результаты были получены ранее в [9] на случай ПФП.

Работа выполнена при финансовом содействии РФФИ, проект № 14-01-00189.

Литература:

1. Лихачев В.А., Кузьмин С.Л., Каменцева З.П. Эффект памяти формы Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1987. – 216 с.
2. Беляев С.П., Волков А.Е., Ермолаев В.А., Каменцева З.П., Кузьмин С.Л., Лихачев В.А., Мозгунов В.Ф., Разов А.И., Хайров Р.Ю. Материалы с эффектом памяти формы. – Т.4. – СПб.: Изд-во НИИХ СПбГУ, 1998. – 268с.
3. Мовчан А.А., Ньюнт С., Семенов В.Н. Проектирование силовозбудителя крутящего момента из сплава с памятью формы. Труды ЦАГИ 2004 В.2664 С. 220-230.
4. Мовчан А.А., Мовчан И.А., Сильченко Л.Г. Микромеханическая модель нелинейного деформирования сплавов с памятью формы при фазовых и структурных превращениях. Изв. РАН. МТТ. – 2010. – №3. – С.118-130.
5. Мовчан А.А., Мовчан И.А., Сильченко Л.Г. Влияние структурного превращения и нелинейности процесса деформирования на устойчивость стержня из сплава с памятью формы. Известия РАН. МТТ. – 2010. – №6. –С. 137-147.

6. Мовчан А.А., Сильченко Л.Г., Сильченко Т.Л. Учет явления мартенситной неупругости при обратном фазовом превращении в сплавах с памятью формы. Изв. РАН. МТТ. – 2011. – №2. – С.44-56.
7. Мовчан А.А., Казарина С.А., Мишустин И.В., Мовчан И.А. Термодинамическое обоснование модели нелинейного деформирования сплавов с памятью формы при фазовых и структурных превращениях. Деформация и разрушение материалов. 2009. №8. С. 2-9.
8. Мовчан А.А., Танг Зин Аунг. Анализ работы пружин из сплава с памятью формы в рамках модели нелинейного деформирования этих материалов. Механика композиционных материалов и конструкций. 2009. Т. 15. №4. С. 591-600.
9. Саганов Е.Б., Решение задачи о прямом мартенситном переходе в стержне из сплава с памятью формы, находящемся под действием постоянного крутящего момента. Механика композиционных материалов и конструкций. 2014. Т. 20. №3. С. 454-468.
10. Мовчан А.А. Исследование эффектов связности в задачах изгиба балок из сплава с памятью формы. ПМТФ. 1998. Т. 39, №1. С. 87 - 97.
11. Мовчан А.А. Учет переменности упругих модулей и влияния напряжений на фазовый состав в сплавах с памятью формы. Изв. РАН. МТТ. – 1998. – №1. – С. 79-90.

**УСТАНОВЛЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИК МОДУЛЕЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ НА
СТАНОЧНОМ ПАРКЕ ПРЕДПРИЯТИЯ**
*DETERMINATION THE POSSIBILITIES OF OBTAINING CHARACTERISTICS
OF DETAILS SURFACES MODULES ON THE PARK OF TOOL MACHINE IN
ENTERPRISE*

А.В.Сахаров – к.т.н.

Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

Abstract. The article illustrated a method of determination the possibilities obtaining a given sizes and precision of modules surfaces details on the existing equipment stock enterprise.

Способы оценки возможности выполнения производственных заказов, существующие на машиностроительных предприятиях характеризуются большими затратами времени и труда и часто носят субъективный характер. Для того чтобы снизить затраты времени и повысить точность оценки возможностей производства по выпуску продукции было предложено определять технологические возможности станочного парка предприятия по изготовлению модулей поверхностей (МП) деталей [1].

Технологические возможности станочного парка предприятия складываются из технологических возможностей каждого станка. Проведенное исследование [2] позволило разработать методику определения технологических возможностей станка.

В условиях модульной технологии оценка возможности выполнения производственных заказов на действующем станочном парке предприятия заключается в сравнении номенклатуры МП деталей производственного заказа с номенклатурой МП, изготавливаемой станками предприятия [1]. Но такое сравнение не показывает возможность получения требуемых характеристик МП деталей на действующем станочном парке предприятия. Поэтому возникла задача по разработке методики установления возможности получения характеристик МП деталей на станочном парке предприятия.

Под характеристиками МП деталей подразумеваются диапазоны размеров, точность и шероховатость МП. При определении технологических возможностей станочного парка предприятия также устанавливаются характеристики МП, получаемые на каждом станке. Следовательно, задача заключается в том, чтобы сравнить характеристики МП деталей и характеристики МП, получаемые на станочном парке предприятия.

Решение задачи по установлению возможности получения характеристик МП деталей на станочном парке должно начинаться с формирования исходных данных, к которым относятся: чертежи деталей в модульном исполнении, таблицы с диапазонами размеров, точностью и шероховатостью МП деталей и диапазоны значений характеристик МП, получаемые на станочном парке.

Разработанная методика состоит из следующих этапов:

1. Определение в станочном парке станка (станков), на котором можно изготовить МП *i*-й детали производственного заказа;
2. Сравнение габаритных размеров детали с габаритными размерами рабочего пространства станка, на котором можно изготавливать МП детали;
3. Построение гистограмм с диапазонами размеров МП детали;
4. Определение возможности получения на станке диапазонов размеров МП детали через построение сводных гистограмм по каждому размеру МП детали и по размерам МП, получаемым на станке;

5. Определение возможности получения на станке заданной точности МП детали с помощью построения сводных таблиц по точности МП детали и по точности МП, получаемой на станке.

6. Определение возможности получения на станке заданной шероховатости МП детали посредством построения сводных таблиц по шероховатости МП детали и шероховатости одноименных МП, получаемой на станке.

Определим по методике возможность получения характеристик МП вала редуктора на станочном парке, состоящем из токарного и фрезерного станка. Ограничимся диаметральными размерами МП вала редуктора и токарным станком модели 16А20Ф3.

Исходные данные:

1. Чертеж вала редуктора в модульном исполнении (рис.1);
2. Сводная таблица характеристик МП вала редуктора (таблица 1);
3. Диапазоны значений диаметральных размеров МП, получаемых на токарном станке 16А20Ф3 (рис.2).

Габаритные размеры вала редуктора (190x48мм) вписываются в габариты рабочего пространства токарного станка 16А20Ф3 (750x200мм), поэтому переходим к третьему этапу – построению гистограммы (рис.3) с диапазонами диаметральных размеров МП вала редуктора (таблица 1).

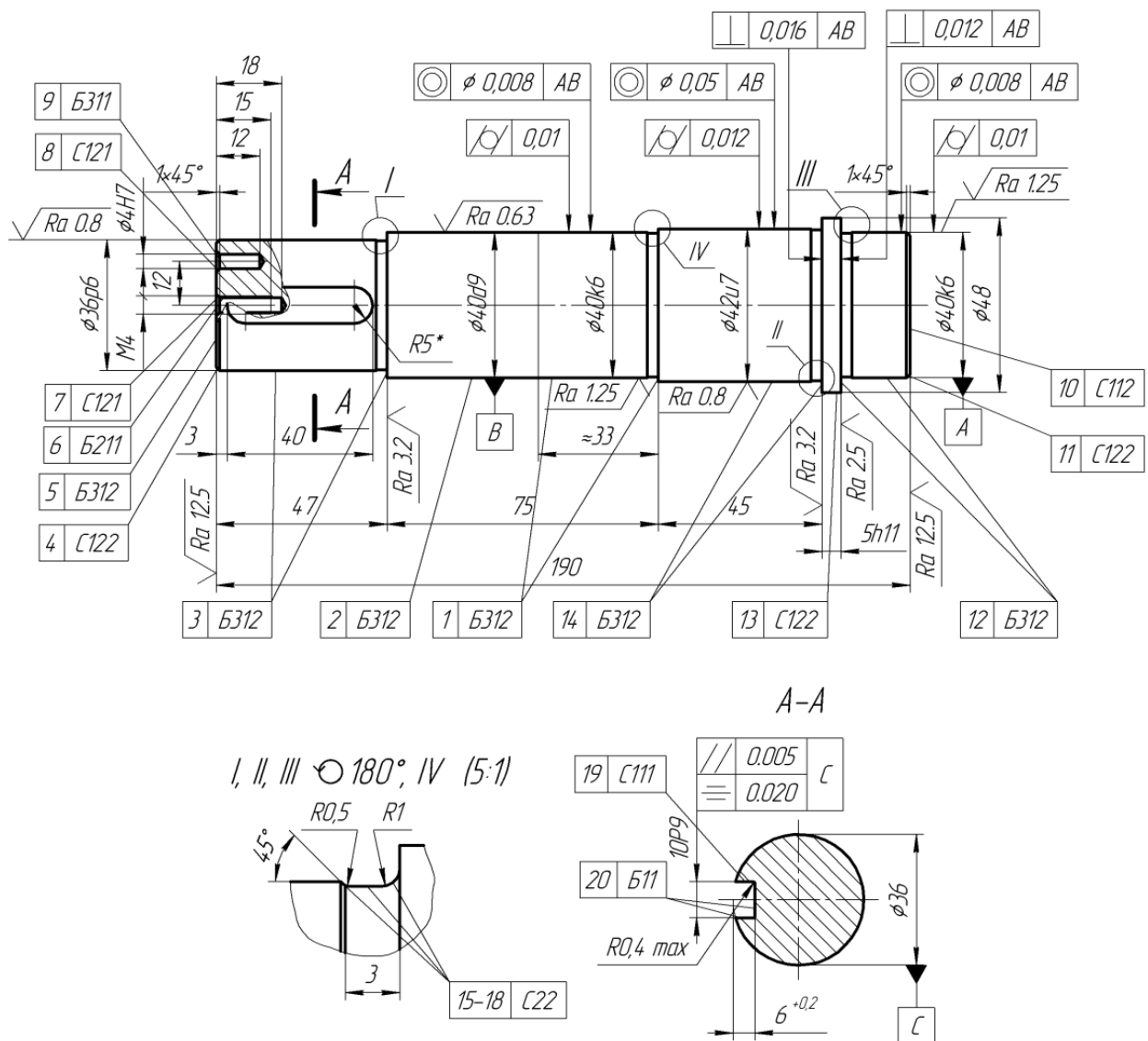


Рис.1. Чертеж вала редуктора в модульном исполнении

Таблица 1.

Характеристики МП вала редуктора

МП	Б11	Б211	Б311	Б312	С111	С112	С121	С122	С22
Диапазоны значений размеров МП вала редуктора, мм									
d	–	0-4	0-4	36-42	–	0-40	–	0-48	–
l	0-40	0-15	0-12	18-47	0-40	–	–	–	–
D	–	–	–	40-48	–	–	–	–	–
c	–	–	–	–	–	–	0-1	0-1	–
r	–	–	–	–	–	–	–	–	0,5-1
b	0-10	–	–	–	–	–	–	–	0-3
h	0-6	–	–	–	0-6	–	–	–	–
Квалитеты точности МП вала редуктора									
IT(d)	–	8	7	6-9	–	–	–	–	–
IT(l)	14	14	14	14	14	–	–	11	–
IT(h)	13	–	–	–	13	–	–	–	–
IT(b)	9	–	–	–	–	–	–	–	–
Шероховатость МП вала редуктора, мкм									
Ra	3,2	2,5	6,3	0,63-12,5	6,3	12,5	6,3	6,3-12,5	6,3

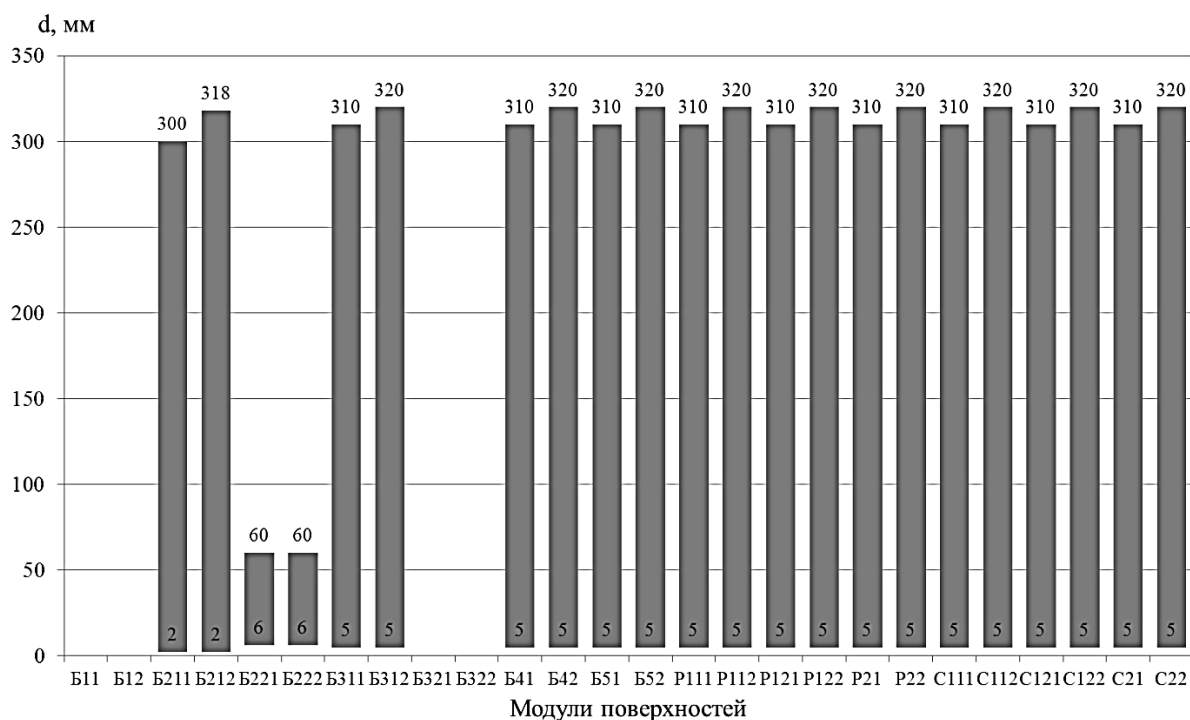


Рис.2. Гистограмма диаметральных размеров МП, получаемых на токарном станке 16A20Ф3

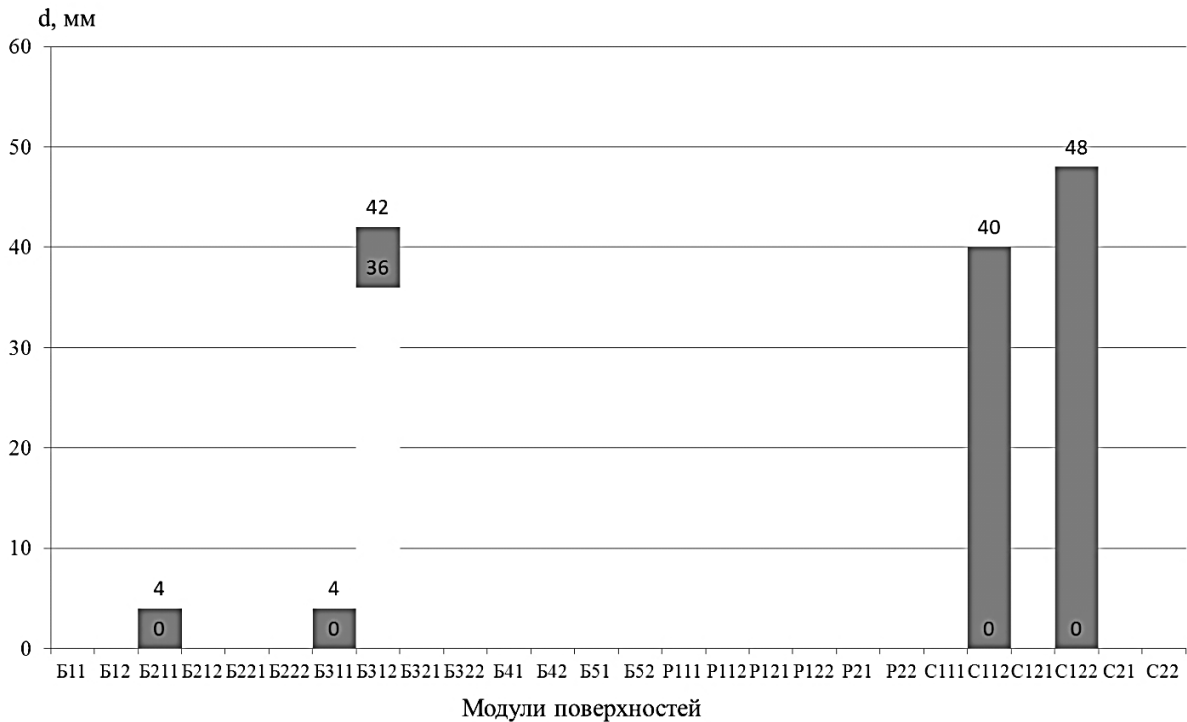


Рис.3. Гистограмма диаметральных размеров МП вала редуктора

На рис.3 видно, что диаметральные размеры имеют пять видов МП вала редуктора: B211, B311, B312, C112 и C122.

Имея две гистограммы (рис.2, 3), переходим к решению четвертой задачи – определению возможности получения диапазонов диаметральных размеров МП вала редуктора на токарном станке 16А20Ф3. Для этого построим сводную гистограмму (рис.4).

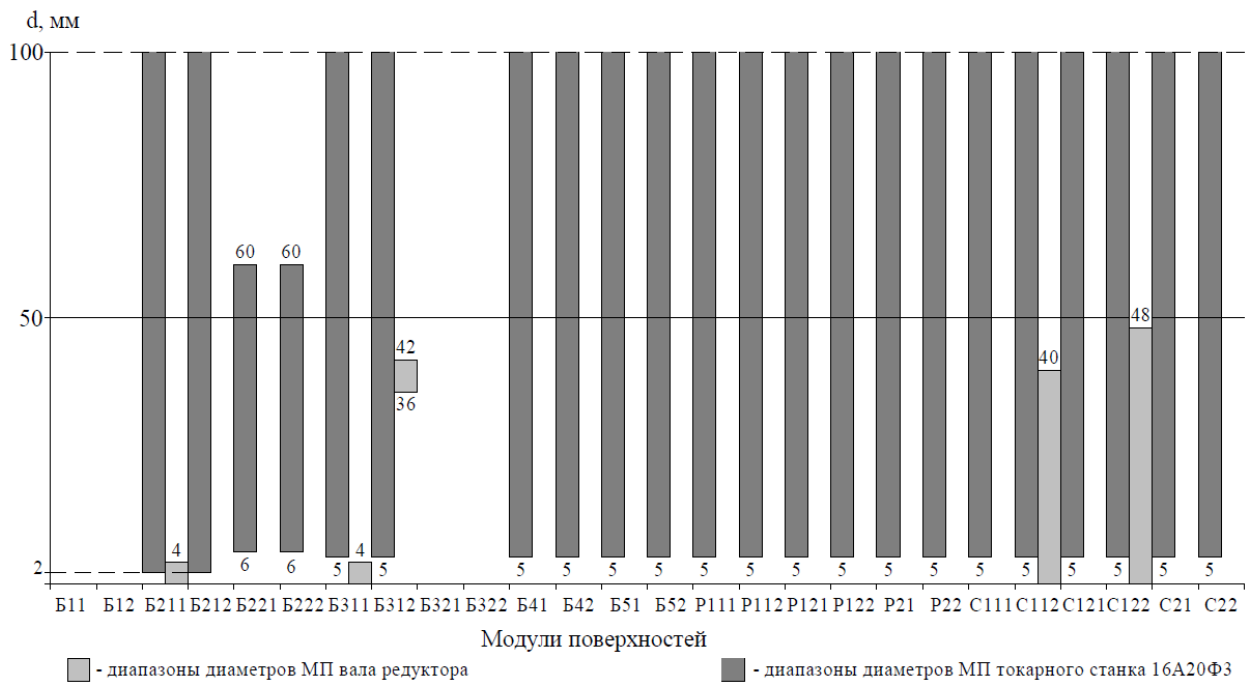


Рис.4. Сводная гистограмма диаметральных размеров МП вала редуктора и диаметральных размеров МП, получаемых на токарном станке 16А20Ф3

Анализ гистограммы на рис.4 показывает, что из пяти видов МП вала редуктора в диапазоны диаметральных размеров одноименных МП, получаемых на токарном станке 16А20Ф3, полностью укладываются только диапазоны диаметров МП Б312 вала редуктора.

Диапазон диаметров МП Б211 вала редуктора перекрыт диапазоном диаметров МП Б211 токарного станка 16А20Ф3 на 50%, МП С112 – на 87,5%, МП С122 – на 89,6%.

Вместе с тем диапазон диаметральных размеров МП Б311 вала редуктора вообще не перекрыт соответствующим диапазоном токарного станка 16А20Ф3.

Таким образом, на токарном станке 16А20Ф3 невозможно полностью получить диапазоны диаметральных размеров МП вала редуктора.

Рассмотренный пример показал, что предложенная методика позволяет без разработки технологических процессов, в сжатые сроки и с высокой точностью определять возможность получения диапазонов размеров МП деталей на имеющемся станочном парке предприятия.

Литература

1. Сахаров А.В. Определение возможности выполнения производственных заказов при имеющемся станочном парке предприятия//Сборник трудов Юбилейной XXV Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов МИКМУС-2013, 13-15 ноября 2013г. – с.311-314.
2. Сахаров А.В. Установление технологических возможностей станков для проектирования технологических процессов и обоснования производственной программы: дис. ... канд. техн. наук. Москва. 2012. 135 с.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ВСПЕНЕННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

FOAMED POLYMERIC MATERIALS MASHINING

Ю.В. Столянков - к.т.н., Э.Я. Бейдер - к.т.н.

Г.Н. Петрова - к.т.н. Н.М. Скляревская

ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов»,
ГНЦ РФ

Abstract. In article some features of domestic manufactured foamed polymeric materials on the basis of foamed polyimide of constructional assignment are considered. Comparison with foreign analogs is also provided in the article. The resource- and energy saving three-layered sandwich panels technology is described. Description of processing device for mechanical treatment of the foamed polymeric materials is also provided.

Создание материалов, способных интегрироваться в структуру и становиться неотъемлемой частью конструктивных элементов современных и перспективных изделий промышленного производства, является актуальной задачей сегодняшнего дня, успешное решение которой и определит уровень развития материального производства [1, 2].

Под вспениванием материала понимается формирование замкнуто-пористой ячеистой структуры материала с заполнением воздухом или каким-либо другим газообразным веществом. Таким образом формируются пены, характерной чертой которых является замкнуто-пористая структура. Ячеистая структура образуется из-за выделения газообразных продуктов вследствие физико-химических процессов при взаимодействии или испарении (процессы десорбции) компонентов формирующегося пеноматериала. Свойства пен зависят от размеров элементарных ячеек, их формы и распределения. Этим определяется, прежде всего, плотность материала. Плотность может варьироваться в широких пределах, определяя наименование и сферу применения материала: от сверхлегких ($3-50 \text{ кг/м}^3$) до супертяжелых (более 700 кг/м^3) [3]. Чем ниже плотность, тем ниже прочность. При определенном уровне свойств материал переходит из разряда конструкционного в разряд функциональных материалов, например материал для гашения вибрации, шумопоглощения, теплоизоляции и др.

К разряду вспененных полимерных материалов относятся и пенополиимиды, которые обладают уникальным сочетанием свойств: широким диапазоном рабочих температур, пожаробезопасны, инертны в коррозионном отношении, грибоустойки, устойчивы к радиационному воздействию и ультрафиолетовому излучению, обладают высокими диэлектрическими характеристиками. Работы с пеноматериалами на основе пенополиимидов начались более полувека назад, и в настоящее время они нашли широкое применение в авиационной, космической и атомной промышленности. Лидером производства полиимидных пеноматериалов конструкционного назначения является компания «Evonic» (Германия), которая под торговой маркой «Rohacell» выпускает следующие полиимидные пены: «Rohacell WF», «Rohacell WF-НТ» и др. Такие материалы характеризуются высокими значениями компрессионной ползучести при стабильности геометрической формы. Это позволяет изготавливать на их основе силовые стрингер-профили несущих конструкций сложной формы длиной до 2,5 м. Заполнение полиимидным пеноматериалом тонкостенный профиль из двухслойного углепластика позволяет повысить его жесткость и сопротивляемость осевой нагрузке. Выполненные по технологии внутрислоевого прессования лопасть вертолета с использованием полиимидного пеноматериала в качестве материала сердцевинки в пять раз дешевле аналогичной лопасти, изготовленной с использованием сотового наполнителя и имеет эксплуатационный ресурс, превосходящий ресурс аналога в семь раз [4]. Отечественный материал-аналог марки ВПП-3 по прочностным свойствам (прочность на растяжение, прочность на сжатие) не уступает зарубежному марке Rohacell и может быть применен в

качестве легкого заполнителя в составе трехслойных панелей сложной конфигурации конструкционного назначения [5].

Использование пенополиимидных пенопластов в составе трехслойных сэндвич-конструкций позволяет значительно снизить трудоемкость изготовления, а значит и стоимость деталей силового набора. К основным требованиям, предъявляемым к наполнителю, является уровень прочности материала на сдвиг и прочность на сжатие. Для формирования трехслойной панели необходимо создать во внутренней ее полости избыточное внутрислоистное давление, достаточное для формирования монолитного пластика обшивки. При этом сердцевина должна превосходить по размеру полость пресс-формы. При смыкании частей пресс-формы во внутренней ее полости создается начальное избыточное давление. Нагрев пакета до 70°C приводит к повышению внутрислоистного давления, которое затем в процессе деформации уплотнения несколько снижается. В этот момент повышение температуры до 90°C приводит к термическому расширению материала сердцевины, что компенсирует деформационный эффект. Аналогичные процессы происходят при дальнейшем повышении температуры до 125°C. В результате описанных выше процессов внутрислоистное давление достигает уровня 0,5-0,7 МПа [4]. Температура, при которой достигается максимальное значение внутрислоистного давления, совмещенная с температурой гелеобразования связующего в препреге [6, 7] обшивки, приводит к образованию монолитного материала сэндвич-панели.

Однако для осуществления описанной выше технологии необходимо произвести обработку заготовки вспененного материала с целью придания необходимой формы с требуемой точностью обработки, а также удаления «корки» - гладкого полиимидного слоя с закрытой пористостью. Такой слой препятствует достижению необходимого уровня адгезионной прочности при формировании трехслойной панели. Для решения подобного рода технологической задачи можно использовать традиционные методы механической обработки, такие, например, как фрезерование, точение, шлифование. Для резки вспененных полимерных материалов используют метод обработки нагретой проволокой, резку и использованием лазера, абразивную резку. Из всех перечисленных методов обработка резанием является наиболее подходящим. Сложность заключается в том, что для обработки крупногабаритных деталей с заданной точностью необходимо применение фрезерных станков с большой зоной обработки, что приводит к значительному их удорожанию.

Еще одним вариантом оборудования для механической обработки вспененных полимерных материалов различной плотности, является устройство [8], которое позволяет формировать равнотолщинные слои материала крупногабаритных заготовок большой площади (например, прямоугольной формы размером 500*1000 мм) с заданной точностью $\pm 0,25$ мм и производительностью при повышенном коэффициенте использования материала за счет снижения количества отходов (стружки), сниженном неблагоприятном воздействии на окружающую среду, за счет исключения возможности образования токсичных газообразных продуктов термической деструкции полимеров, а также с низким уровнем шума при работе.

Устройство для механической обработки вспененных полимерных материалов (Рисунок 1), содержит раму (1), по меньшей мере, один нож (10) для обработки материала и держатель (5) ножа. На раме (1) установлена каретка (6) посредством, по меньшей мере, двух роликовых опор (4), причем каретка (6) снабжена, по меньшей мере, двумя ходовыми винтами (13), каждый из которых кинематически связан с соответствующим держателем (5), снабженным направляющими перемещения ножа (10), причем в раме (1) выполнены ячейки (14) для обрабатываемого материала (15).

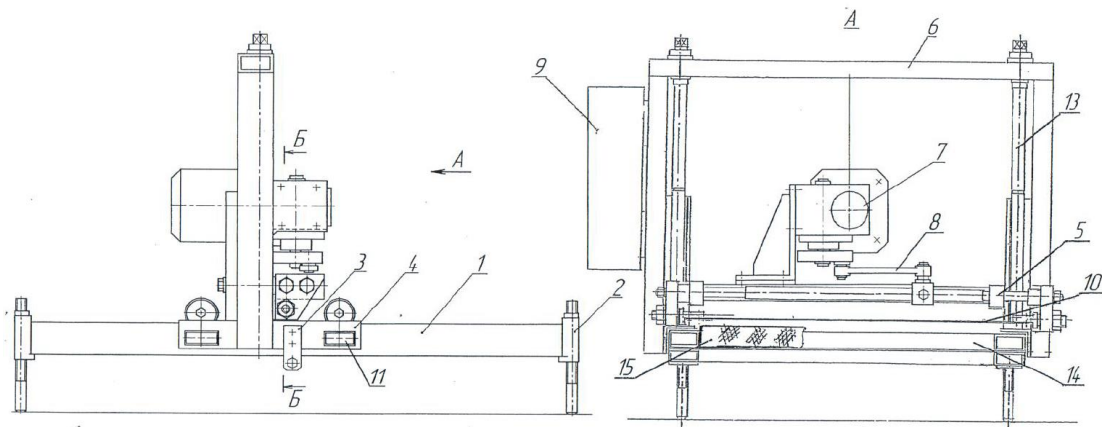


Рис. 1. Общий вид устройства для обработки вспененных полимерных материалов

Как показано на Рисунке 1, устройство для механической обработки вспененных полимерных материалов состоит из рамы (1), на которой посредством двух роликовых опор (4) закреплена каретка (6) с держателем ножа (5), в котором закреплен, по меньшей мере, один нож (10). Каретка (6) может быть снабжена приводом, в том числе электромеханическим. Позиционирование ножа осуществляется посредством регулирования положения держателя (5) с ножом (10) по отношению к обрабатываемому материалу вручную или при помощи, например, электромеханического привода, и предусматривает установку держателя (5) под углом α (угол установки ножа (10), углом β (угол наклона ножа (10) и углом γ (угол поворота ножа (10) (Рисунок 2). Роликовая опора (4) снабжена регулируемым ограничителем (3), в составе которого применен регулировочный ролик (12), посредством которого устанавливается зазор между поверхностью рамы (1) и ходовыми роликами (11), который должен быть установлен минимальным при их свободном перемещении. Держатель ножа (5) имеет возможность возвратно-поступательного перемещения. В режиме резания возможно применение профилированной режущей кромки ножа (10) для формирования слоев обрабатываемого материала переменной толщины. В случае применения электромеханического привода (7) возвратно-поступательного перемещения держателя (5) ножа (10), рабочее движение режущего инструмента, т.е. ножа (10), осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма (8). Ходовой винт (13) также может быть оснащен приводом, в том числе электромеханическим. Вращением ходовых винтов, которых в предлагаемом устройстве, по меньшей мере, два, осуществляется регулировка, в том числе прецизионная, положения держателей ножа (5) по вертикали, что позволяет получать на выходе детали переменной толщины. Рама (1) опирается на основание (стол) посредством четырех соединительных элементов, например, кронштейнов (2). Упомянутые соединительные элементы позволяют регулировать положение рамы (1) в горизонтальной плоскости. Данным видом регулирования задают требуемый в зависимости от свойств обрабатываемого материала угол наклона рамы (1), что в свою очередь, определяет необходимое усилие, с которым режущая кромка ножа (10) воздействует на обрабатываемый материал (15), расположенный в ячейке (14). В случае установки в держатель ножа (5) двух или более ножей (10), устройство позволяет формировать два и более равнотолщинных слоя обрабатываемого материала, которые могут быть использованы, например, в качестве компонентов слоистого композиционного материала.

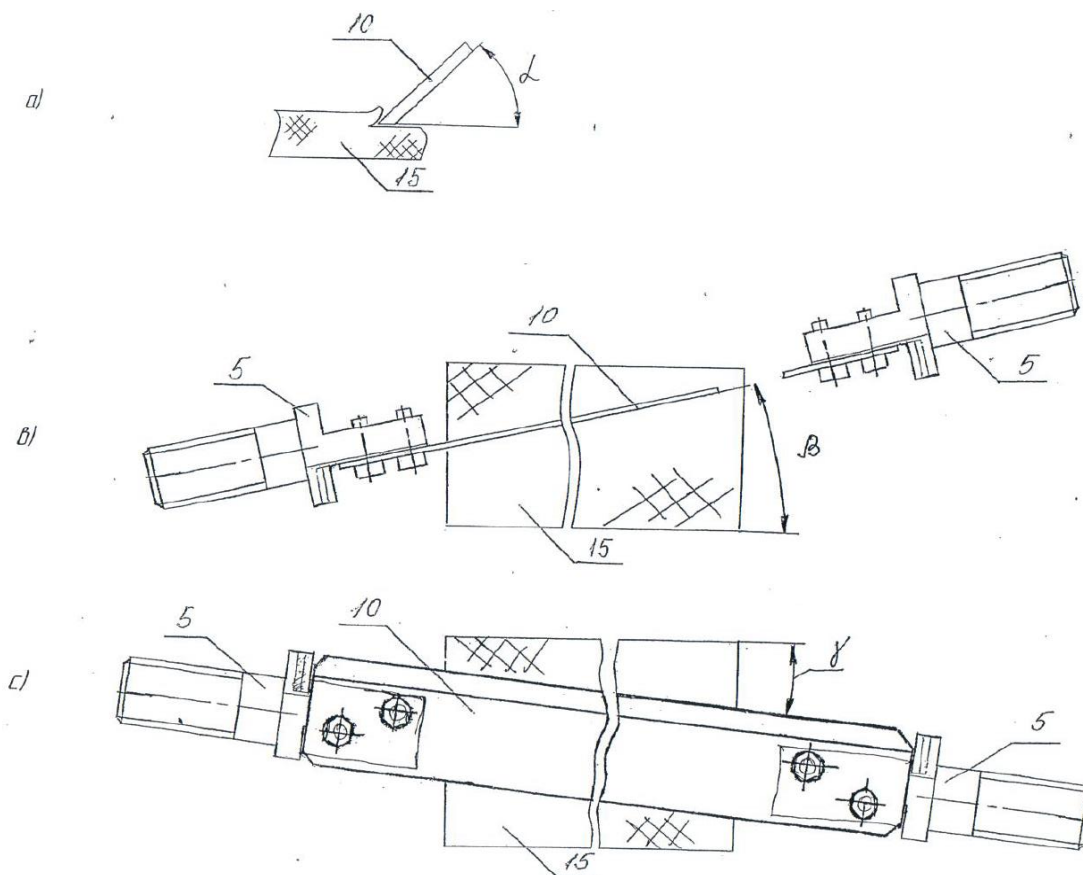


Рис. 2. Углы настройки ножа устройства для механической обработки вспененных полимерных материалов

В предлагаемом устройстве режущий инструмент в виде ножа изготавливается с заточкой зубьев относительно вектора возвратно-поступательного перемещения ножа (10) предпочтительно в пределах $75-90^\circ$, совершает возвратно-поступательные движения, причем упомянутый вектор может быть повернут на угол предпочтительно от 0° до 25° относительно торца обрабатываемого материала. Режущий инструмент (нож) может иметь зубья, шаг, профиль и глубина нарезки которых обеспечивает механическую обработку вспененного полимерного материала различной плотности с образованием поверхности, шероховатость которой удовлетворяет требованиям для выполнения последующих технологических операций (например, склейки или пайки деталей конструкционного назначения из вспененных полимерных материалов), а также обеспечивает точность обработки и форму изготавливаемых из пористых полимерных материалов деталей. Профиль, заточка зубьев, их шаг и глубина нарезки, варьируются в зависимости от свойств обрабатываемого материала. Отличительной особенностью устройства является возможность обработки поверхностей крупногабаритных заготовок, в том числе с технологическим облоем (коркой), сравнительно большой площади, с обеспечением заданной точности обработки, сравнимой с характерным размером ячейки вспененного полимерного материала. В случае обработки поверхностей крупногабаритных заготовок из вспененных полимерных материалов, для обеспечения точности обработки, предпочтительно использование ножа (10) с продольно-поперечными рёбрами жёсткости, располагающимися, например, с шагом 25-50 мм. Упомянутые выше электро-механические приводы могут быть объединены в единую систему автоматизированного управления с пультом управления (9). Конструкция устройства допускает его масштабирование и обеспечивает простоту изготовления устройства с использованием традиционных методов обработки конструкционных металлических материалов отечественного производства с привлечением рабочего персонала средней квалификации

(4-5 разряда), устройство отличается малым весом, который может быть дополнительно снижен за счет применения в его составе полимерных материалов.

Выводы: Механическая обработка вспененных полимерных материалов конструкционного назначения является составной частью реализации ресурсо- и энергосберегающих технологий производства трехслойных панелей в составе выпускаемых и перспективных изделий автомобильной, авиационной промышленности. Может найти применение в строительной, деревообрабатывающих отраслях, использовано для производства изделий медицинского назначения. Описанное устройство превосходит по комплексу конструктивных признаков и функциональности аналогичные разработки ведущих фирм-изготовителей аналогичного оборудования. Устройство позволяет производить механическую обработку вспененных полимерных материалов с требуемыми размерно-габаритными параметрами и необходимым уровнем шероховатостью поверхности.

Литература

1. Каблов Е.Н. Современные материалы – основа инновационной модернизации России //Металлы Евразии. 2012. №3. С. 10–15.
2. Каблов Е.Н. Химия в авиационном материаловедении //Российский химический журнал. 2010. Т. LIV. №1. С. 3–4.
3. Физические и химические процессы при переработке полимеров. – СПб: Научные основы и технологии, 2013. – 314 с.
4. Бейдер Э.Я., Гуреева Е.В., Петрова Г.Н. Пенополиимиды //Все материалы. Энциклопедический справочник. №6. 2012. – С.2-8.
5. Бейдер Э.Я., Петрова Г.Н., Изотова Т.Ф., Гуреева Е.В. Композиционные термопластичные материалы и пенополиимиды //Труды ВИАМ. №11. 2013. – С.1.
6. Антюфеева Н.В., Алексагин В.М., Столянков Ю.В. Современное методическое обеспечение термоаналитических исследований полимерных композитов и препергов //Композиты и наноструктуры. Том 6. №3. 2014. – С. 176-184.
7. Столянков Ю.В., Исходжанова И.В., Антюфеева Н.В. К вопросу о дефектах образцов для испытаний углепластиков //Труды ВИАМ. №10. 2014.
8. Патент РФ №145916 (опубл. 27.09.2014). Каблов Е.Н., Платонов М.М., Бейдер Э.Я., Столянков Ю.В., Малышенко С.В., Петрова Г.Н., Будков Д.О., Шишанов М.В., Матков Д.Н., Ермишин Ю.П. Устройство для механической обработки вспененных полимерных материалов.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОЧКИ
ПРОФИЛЯ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ДЕТАЛИ ТИПА ТЕЛА
ВРАЩЕНИЯ В КАЧЕСТВЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ БАЗЫ**
*RESEARCH OF THE POSSABILITY OF USING THE POINT OF CROSS-
SECTIONAL PROFILE FOR DETAIL SUCH AS BODY OF ROTATION AS THE
MEASURING BASE*

Е.А. Чеканина – инженер

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

Abstract. The paper presents an analysis of the methods of measuring the accuracy of cross-sectional profile at roundness measuring machine. In order to reduce measurement error as a measuring base is proposed to consider a point belonging to the controlled detail.

Точность профиля поперечного сечения определяется с помощью специальных устройств, называемых кругломерами. Принципиальная схема работы кругломера показана на рис.1 [1]. На рис. 1 обозначены: вращающийся шпиндель (1); каретка (2) с индуктивным датчиком; измеряемая деталь (3) и центрирующий столик (4). Если ось измеряемой детали совпадает с осью вращения шпинделя, то при качании наконечника щупа с деталью за один оборот шпинделя будет записан профиль поперечного сечения детали в соответствующем радиальном увеличении.

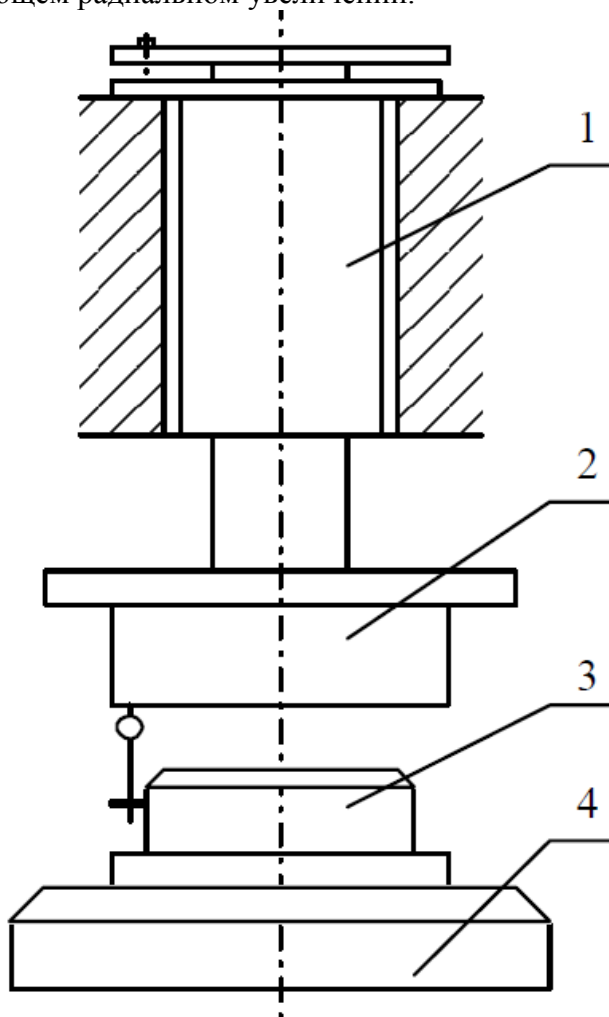


Рис. 1. Принципиальная схема работы кругломера

Стрелка записывающего прибора, которая вращается синхронно со шпинделем, фиксирует на электротермической бумаге круглограмму. В данном случае измерительной базой будут являться поверхности опор измерительного шпинделя. Наличие погрешности опорных поверхностей у корпуса и измерительного шпинделя увеличивает погрешность

измерения. Уменьшить погрешность можно за счёт ужесточения допусков на изготовление опор и измерительного шпинделя.

Альтернативный метод устранения влияния неточности вращения измерительного шпинделя предполагает считать в качестве измерительной базы саму деталь. Таким образом, неточность формы опорных шеек не влияет на погрешность измерения.

Суть метода заключается в том, что на поперечном сечении детали фиксируется точка и в относительно равные промежутки времени учитывается её местоположение. Размеры траектории должны быть соизмеримы с величиной биения оси (много меньше параметров детали). Точки траектории стягивают в одну, а отрезки соединяющие точки соприкосновения с деталью с соответствующими точками траектории переводятся параллельным переносом в эту точку (см. рис. 2). Полученную фигуру считают изображением профиля детали. Следует отметить, что траектория движения наблюдаемой точки может оказаться произвольной кривой (незамкнутой, с самопересечениями).

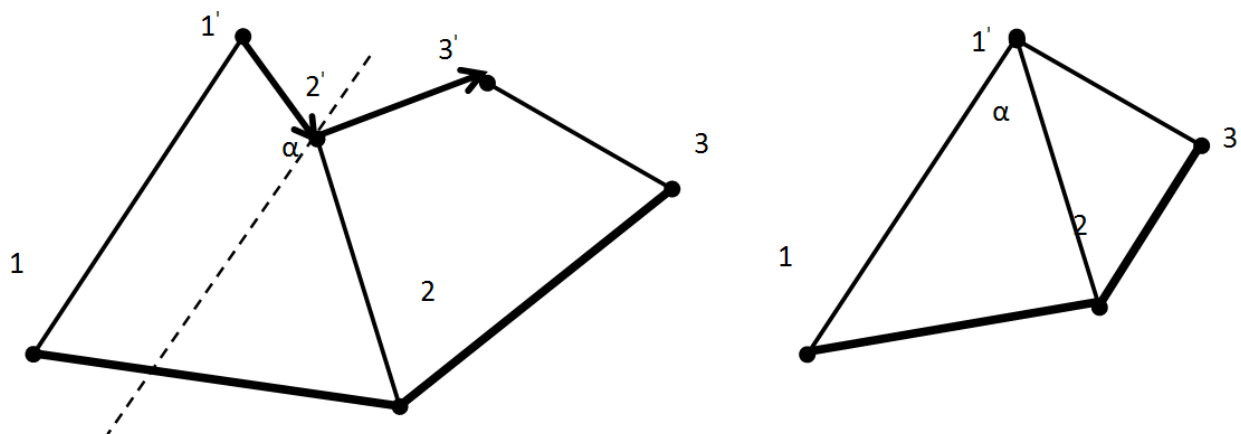


Рис. 2. Принцип построения профиля детали по одной точке поперечного сечения

Из рис. 2 представлено $1'-2'-3'$ – траектория исследуемой точки, а также равенство отрезков $2-2'$ и $2-1'$; $3-3'$ и $3-1'$; равенство соответствующих углов.

Отклонение от круглости детали и полученного изображения профиля определяется методом поиска средней окружности профиля на основе метода наименьших квадратов. Расчёт производится по следующим формулам [2]:

$$\begin{cases} x_0 = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n x_i; \\ y_0 = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n y_i; \\ r_0 = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n r_i, \end{cases}$$

где n – рассматриваемое число точек профиля; x_0, y_0 – координаты центра окружности; r_0 – средний радиус, проложенный от центра средней окружности к точкам профиля.

Погрешностью является максимальное отклонение точек профиля от средней окружности. В рамках исследования производились расчёты для одного профиля и разным траекториям движения точки, а также для разных профилей и одной траектории. Расчёты показали, что относительная погрешность формы полученного профиля отличается от относительной погрешности формы детали примерно на 3–15% (см. рис. 3).

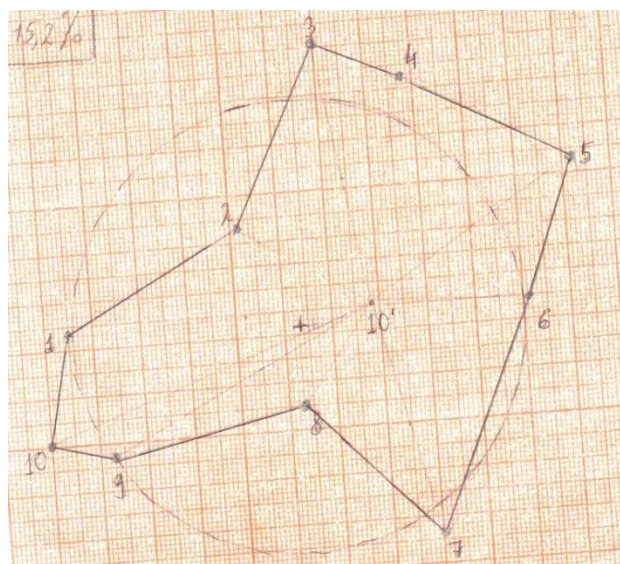
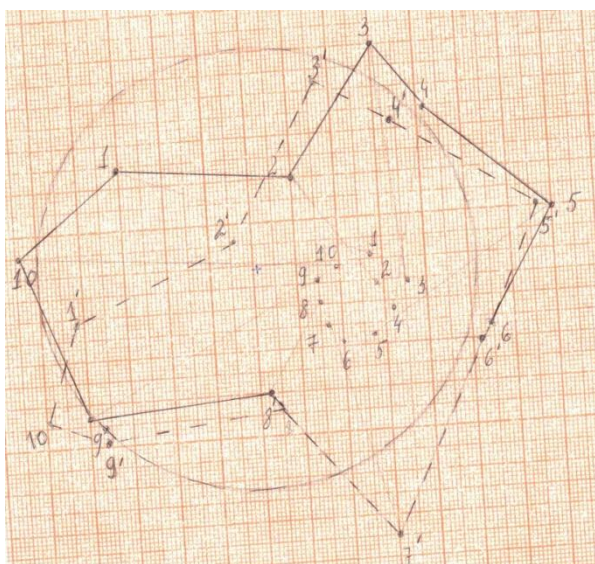


Рис. 3. Пример расчёта профиля ($n=10$)

Использование исследуемой детали в качестве измерительной базы позволит уменьшить погрешность измерения за счёт отсутствия надобности вычислять погрешность опорных шеек детали. Однако использование всего одной точки поперечного сечения также является приемлемым, но не вполне эффективным (относительная погрешность формы полученного профиля отличается от относительной погрешности формы детали примерно на 3–15%). В будущем предлагается улучшить этот метод, анализируя две точки профиля.

Литература

1. Ершова И. Г., Магда В. И. Метрологическое обеспечение производства: Методические указания к лабораторным работам для студентов по специальности «Технология машиностроения» очной формы обучения. – ППИ, 2006 – 75с.
2. Spragg R.C. Accurate calibration of surface texture and roundness measuring instruments // Proc. Instr. Mech. Engrs., 1967-1968. - P.32.

НАНОДИСПЕРСНЫЙ МИНЕРАЛ ШУНГИТ КАК НОВЫЙ ЭФФЕКТИВНЫЙ НАПОЛНИТЕЛЬ ДЛЯ ЭЛАСТОМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ КАУЧУКОВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

NANODISPERSED MINERAL SCHUNGITE AS A NEW EFFECTIVE FILLER FOR ELASTOMER MATERIALS ON THE BASIS OF SPECIAL-PURPOSE RUBBERS

С.В.Чиркунова, Ю.Г.Яновский – д.т.н., Ю.В.Корнев – к.т.н., О.В.Бойко

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки

Институт прикладной механики РАН

Abstract. The crushing method of micron-sized mineral schungite into nanoscale is presented. The original crushing technology was developed and patented in IAM RAS. Applying of nanoscale mineral schungite as a main filler for elastomer composites based on silicone rubber and NBR rubber leads to a significant increase in strength, stress at elongation and tear resistance.

В настоящее время одним из направлений развития техники и технологий является разработка полимерных/эластомерных композитов, наполненных наноматериалами различной природы и структуры, обладающих улучшенными механическими характеристиками. Данные наполнители являются упрочняющими (активными) и вносят наибольший вклад в формирование эксплуатационных и конструкционных свойств полимерных/эластомерных композитов за счет образования значительной площади контакта их поверхности с эластомерной матрицей. В связи с этим, важной задачей является получение новых типов наноматериалов, направленных на улучшение экономических и экологических показателей при производстве композиционных материалов и изделий из них, обеспечение высоких эксплуатационных характеристик эластомерных композитов, а также придания им новых специальных свойств.

Определённый интерес для получения такого типа активного наполнителя для эластомерных материалов представляет природный композиционный минерал шунгит, состоящий из силикатных частиц (60%) и аморфного шунгитового углерода (30%) с примесью неорганических веществ, обладающий низкой стоимостью и экологической безопасностью [1].

Ранее нами исследовалось действие измельчённого до наноразмеров минерала шунгит в эластомерных материалах на основе карбоцепного каучука СКС-30 АРК [2]. Было установлено, что увеличение степени дисперсности минерала шунгит заметно повышает комплекс механических свойств данных материалов.

Учитывая такую особенность поверхности минерала шунгит как бифункциональность, интересно было исследовать его действие в эластомерных материалах и на основе гетероцепных каучуков, а также других каучуков специального назначения.

Целью настоящей работы является исследование влияния степени дисперсности минерала шунгит на свойства эластомерных материалов на основе каучуков СКТН-А и БНКС-28АМН.

Для исследования эффекта усиливающей способности наноразмерного (измельчённого), минерала шунгит в композициях на основе силоксанового каучука СКТН-А (α,ω -бис(гидрокси)полидиметилсилоксан), были приготовлены смеси с данным наполнителем, взятым в концентрации 65 масс.ч. на 100 масс.ч. каучука. Для сравнения были приготовлены смеси с наполнителями sipernat 360 (типовой наполнитель силоксановых каучуков) и исходным шунгитом (фракции 0-5 мкм), взятых в той же концентрации, а также была приготовлена ненаполненная смесь.

Для исследования влияния нанодисперсного минерала шунгит на свойства эластомерных материалов на основе бутадиен-нитрильного каучука БНКС-28АМН (сополимер бутадиена с нитрилом акриловой кислоты) были изготовлены резиновые смеси, наполненные данным наполнителем, взятым в концентрации 65 масс.ч. на 100 масс.ч. каучука. Для сравнения также были приготовлены смеси с исходным тонкодисперсным шунгитом ТШП (фракция до 5 мкм) и с техническим углеродом П-514 (типовой наполнитель бутадиен-нитрильных каучуков), взятых в концентрации 65 масс.ч. на 100 масс.ч. каучука, а также ненаполненная смесь.

Установлено, что с увеличением степени дисперсности минерала шунгит происходит значительное увеличение упруго-прочностных свойств и сопротивления раздиру для эластомерных композиций, как на основе каучука СКТН-А (рис.1), так и для каучука БНКС-28АМН (рис.2). Важно также отметить, что прочность вулканизатов, наполненных наноразмерным шунгитом имеет близкие значения с прочностью вулканизатов, наполненных типовыми синтетическими наполнителями.

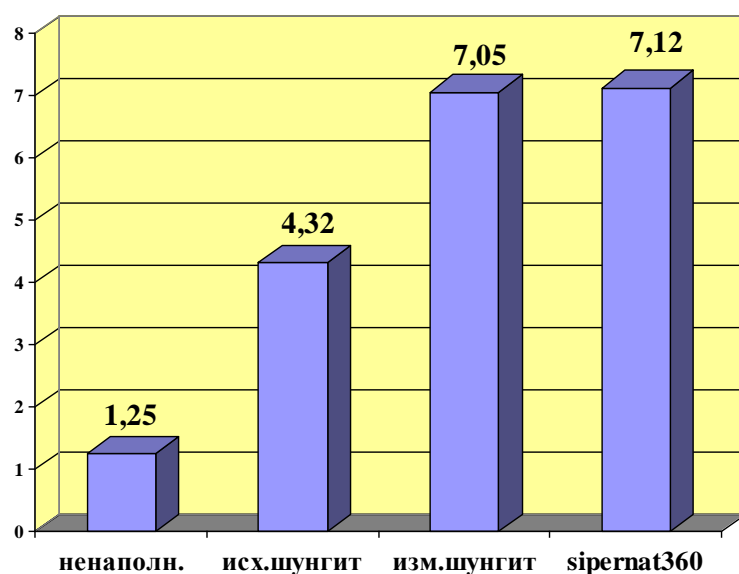


Рис.1. Сопротивление раздиру композиций на основе СКТН-А, кН/м.

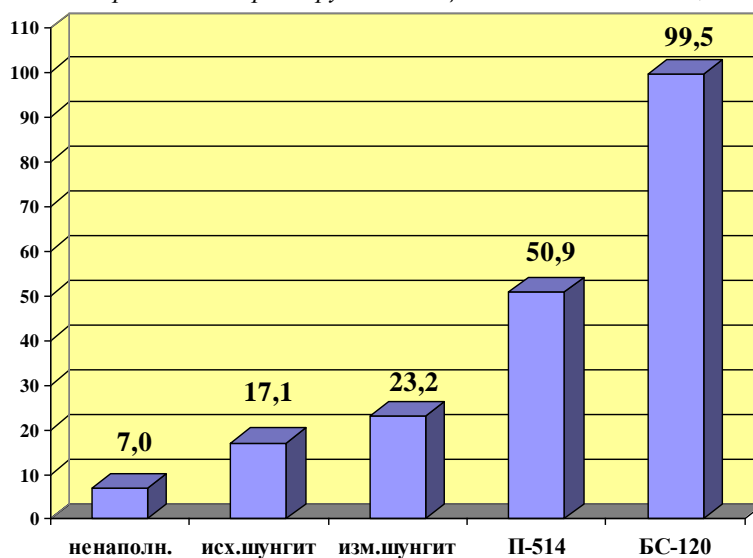


Рис.2. Сопротивление раздиру композиций на основе БНКС-28АМН, кН/м.

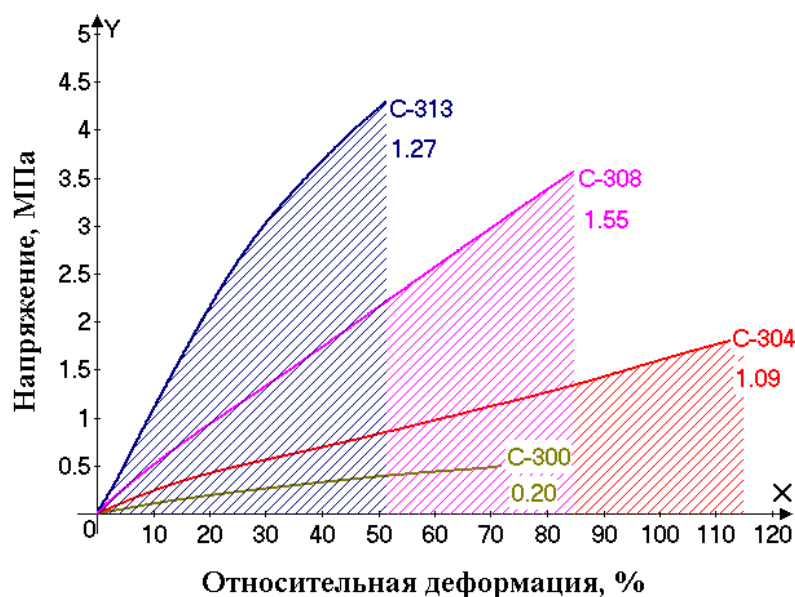


Рис.3. Удельная работа деформации вулканизатов на основе каучука СКТН-А, наполнение 40%, МДж/м³.

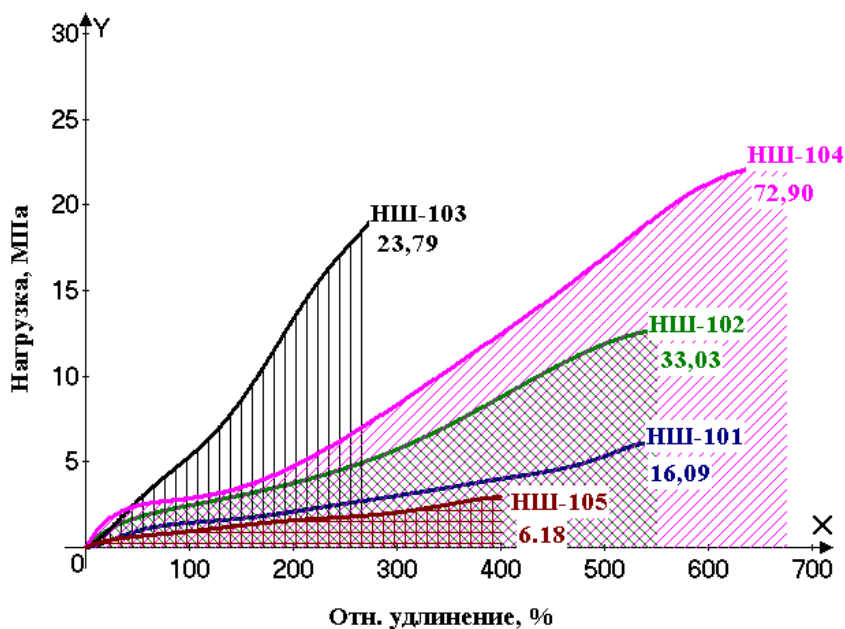


Рис.4. Удельная работа деформации вулканизатов на основе каучука БНКС-28АМН, МДж/м³.

Удельная работа деформации на разрушение образца, которая характеризует сопротивление материала к действию ударных нагрузок, является важным показателем для эластомерных материалов, работающих в динамических условиях. Результаты исследований показали, что удельная работа деформации для образцов наполненных нанодисперсным шунгитом значительно выше, чем для образцов с другими исследованными наполнителями. Эта особенность отмечается как для эластомерных материалов на основе каучуков СКТН-А (рис.3) так и БНКС-28АМН (рис.4).

Таким образом, использование в качестве основного наполнителя нанодисперсного шунгита позволяет обеспечить одновременно высокие значения напряжения при удлинениях во всем диапазоне деформаций до разрыва и способность материала сопротивляться действию ударных нагрузок при сохранении высоких прочностных свойств.

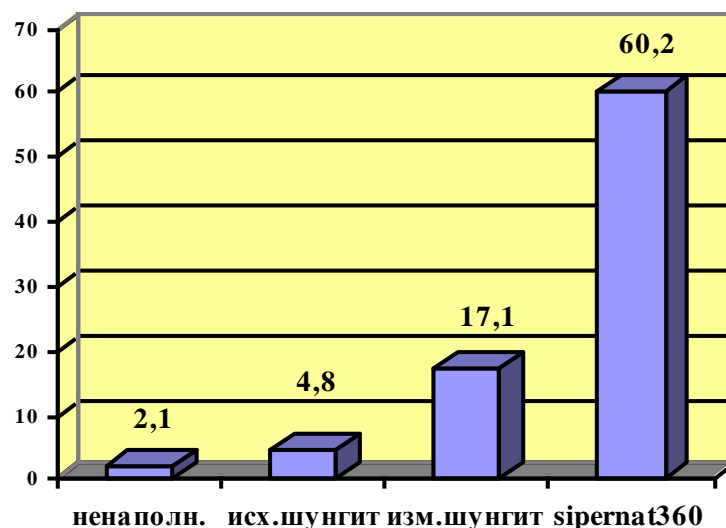


Рис.5. Приведенный модуль упругости вулканизатов на основе каучука СКТН-А.

Данные, полученные на измерительном комплексе NanoTest600, также подтверждают увеличение усиливающей способности нанодисперсного минерала шунгит в сравнении с тонкодисперсным минералом шунгит в вулканизатах на основе СКТН-А (рис.5) и БНКС-28АМН (рис.6). Установлено, что эластомерный композит, наполненный измельченным шунгитом, более однородный по структуре в сравнении с образцом, наполненным исходным шунгитом, о чем говорит уменьшение разброса полученных показателей, в частности, приведенного модуля упругости (рис.7).

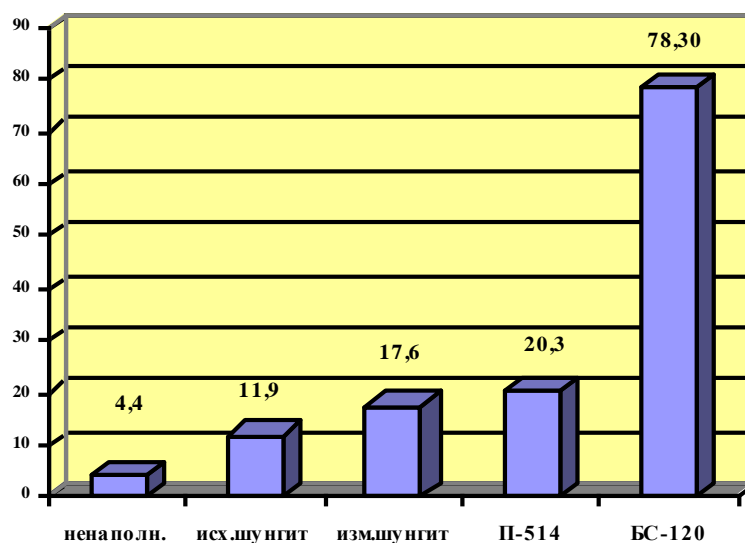


Рис.6. Приведенный модуль упругости вулканизатов на основе каучука БНКС-28АМН.

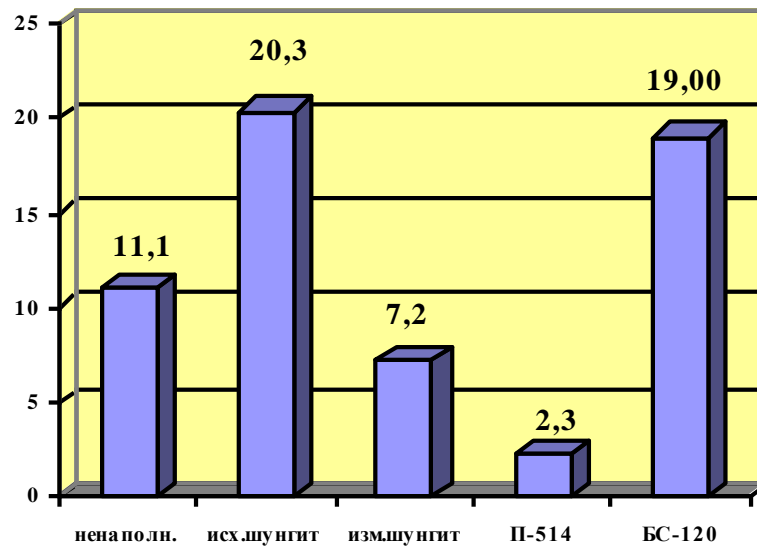


Рис.7. Разброс приведенного модуля упругости вулканизатов на основе каучука БHKC-28AMH.

Таким образом, в представленной работе установлен упрочняющий эффект нанодисперсного минерала шунгит в эластомерных композициях на основе каучуков специального назначения, что связано с бифункциональностью поверхности данного минерала.

Литература

1. Филиппов М. М., Голубев А. И., Медведев П. В. «Органическое вещество шунгитонесущих пород Карелии (генезис, эволюция, методы изучения)», Петрозаводск, Карельский научный центр РАН, 1994 г., 208 с.
2. Корнев Ю.В., Яновский Ю.Г., Бойко О.В., Семёнов Н.А., Чиркунова С.В. «Исследование влияния дисперсности минерала шунгит на комплекс свойств эластомерных материалов на основе каучука СКC-30APK», Ж. Каучук и резина, № 5, Москва, 2012, с. 17.

СЕКЦИЯ 2.
Прочность живучесть и
безопасность машин

**АНАЛИЗ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ
НАДЕЖНОСТИ АРМАТУРЫ ПРОИЗВОДСТВА ПОЛИЭТИЛЕНА
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И ПУТИ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ¹**
*ANALYSIS OF THE FUNCTIONAL-OPERATIONAL RELIABILITY VALVES
OF HIGH PRESSURE POLYETHYLENE IMPORT SUBSTITUTION AND WAYS*

А.В.Августов - студент, **Ж.М.Бледнова**, д.т.н., проф.
Кубанский государственный технологический университет

Abstract. Based on the failure analysis of compressors 2 cascade installed in production lines PVD- 200 firms "Salzgitter" for 11 years found that the high-pressure valves (self-acting valves and check valves) do not provide the required level of reliability and service life. The possibility of reliability, while reducing costs for the purchase on the import, through the use of domestic materials and reinforcing nanotechnology.

ВВЕДЕНИЕ

Современная концепция безопасности потенциально опасных объектов в нефтехимическом комплексе, к числу которых относится производство полиэтилена высокого давления (ПЭВД), требует максимальной надежности арматуры высоких параметров, о чем свидетельствуют многочисленные отказы оборудования, нередко с аварийным исходом [1]. Эксплуатация установок ПЭВД потенциально опасна и проходит в экстремальных условиях. Рабочая среда этилен взрывоопасна в смеси с воздухом, что делает недопустимым разгерметизацию оборудования. Процесс протекает при высоких давлениях до 320 МПа и уровне температур среды от -100 до 320°C , что вызывает высокие напряжения в конструкциях. Работа арматуры и трубопроводов сопровождается динамическими нагрузками, вызываемыми пульсацией давления газа, вибрацией и малоцикловыми нагрузками, обусловленными частыми пусками и остановками. Такой характер работы установок приводит к достаточно быстрой потере прочности трубопроводов, арматуры высокого давления и частому их разрушению.

Используемые в настоящее время установки производства ПЭВД являются комплексными импортными поставками. Учитывая высокий износ производственных фондов оборудования производства ПЭВД, значительные экономические потери в случае отказов (стоимость клапана I ступени 953 \$, а стоимость комплекта 18 шт. - 17154 \$; стоимость клапана II ступени 6587 \$, а стоимость комплекта 18 шт. - 118566 \$), сложность ремонтно-восстановительных работ, а также повышенную опасность из-за низкого уровня надежности действующего оборудования вследствие его длительной эксплуатации, требуют проведение исследований с целью выявления причин отказов, разработки способов повышения ресурса и возможности импортозамещения.

Целью настоящей работы является анализ отказов арматуры высокого давления в производстве ПЭВД и на его основе поиск путей повышения надежности и ресурса арматуры и возможности импортозамещения.

АНАЛИЗ ОТКАЗОВ АРМАТУРЫ ВЫСОКИХ ПАРАМЕТРОВ

Объектом исследования являлись компрессоры 2-го каскада фирмы "GHH Esslingen", установленные в технологических линиях ПВД- 200 фирмы "Salzgitter". Компрессоры II каскада оснащены 4-я блоками цилиндров I ступени и 4 –я блоками цилиндров II ступени. Компрессор 2-го каскада в номинальном режиме рассчитан на максимальное рабочее давление 300 МПа, при этом по регламенту предельно высокое давление установлено 290 МПа, а блокировочное давление 305 МПа. На рис. 1 приведены гистограммы наработки на отказ самодействующих клапанов и обратных клапанов за 11

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 555-2014 в рамках проектной части государственного задания

машинолет по 4 технологическим линиям. Результаты расчета показателей надежности за один год эксплуатации компрессоров приведены в таблице 1.

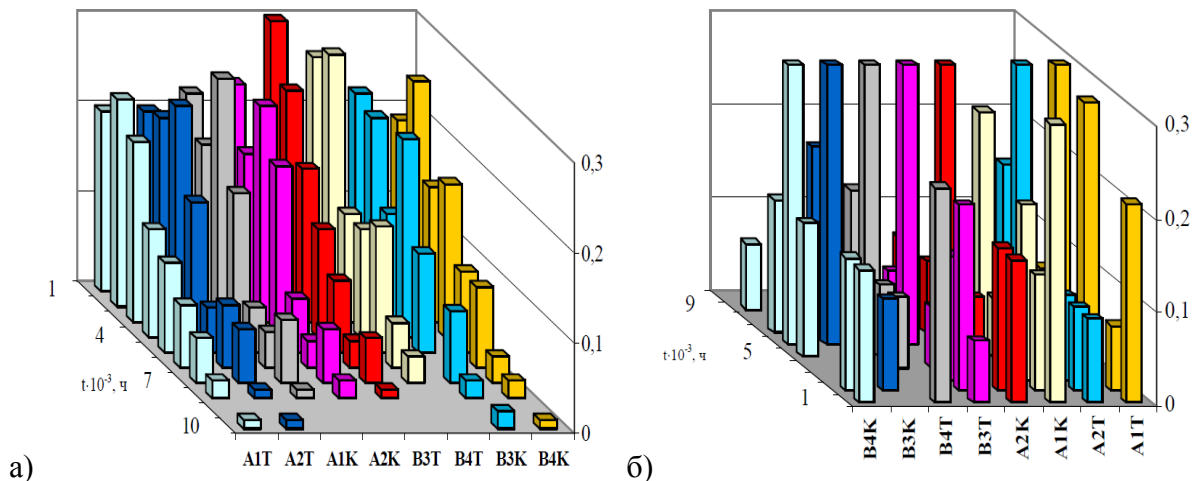


Рис. 1. Гистограмма наработки на отказ самодействующих (а) и обратных (б) клапанов

Таблица 1. Значения показателей надежности компрессоров 2 каскада

Технологический номер	Наработка на отказ, T_0 , ч	Наименование показателя			
		Среднее время восстановления, T_B , ч	Коэффициент готовности, K_T	Коэффициент технического использования, $K_{ТИ}$	Коэффициент экстенсивного использования
C2102	352	7	0,980	0,92	0,52
C2202	402	18	0,957	0,87	0,60
C2302	283	2	0,993	0,92	0,52
C2402	480	5	0,990	0,91	0,60

При обследовании арматуры производства ПЭВД наблюдаются усталостные и эрозионные поражения клапанных пар, особенно значительные у регулирующих и предохранительных клапанов. Хрупкое разрушение характерно для обратных клапанов (рис. 2). Одной из основных причин отказов является механическое повреждение, вызванное изменением размеров, формы и состояния поверхности герметизирующих устройств за счет разрушения поверхности при трении. Результаты изнашивания оказывают существенное влияние на распределение зазоров и контактных давлений в герметизируемых соединениях, что приводит к изменению степени герметичности уплотнений. Попадание абразивных частиц в область контакта оказывает влияние на поверхность сопряженных деталей, образуя царапины, задиры и другие повреждения, приводящие к разгерметизации уплотнений и отказу изделий.



Рис. 2. Характер разрушения клапанов металлургического происхождения и несоблюдения технологических режимов обработки, в результате которых снижаются механические характеристики материала, особенно характеристики трещиностойкости.

Отказы, связанные с разрушением корпусных деталей арматуры сверхвысокого давления, приводит к самым тяжелым последствиям. Проведенный анализ показал, что разрушение корпусных деталей арматуры, находящихся под внутренним давлением до 320 МПа, происходит, в основном, за счет внутренних дефектов

Особенно ответственными являются узлы компрессоров высокого давления, отказы клапанов 1-й и 2-й ступени которых составляют 45-61 %. Компрессоры второго каскада рассчитаны на максимальное рабочее давление 300 МПа. В зависимости от марки вырабатываемого полиэтилена давление в реакторе колеблется в диапазоне 170-250 МПа, (компрессор работает с недогрузкой по конечному давлению на 15-20 %). Анализ отказов показал, что, даже при значительной недогрузке компрессора по конечному давлению, надежность ряда узлов и деталей компрессора, особенно самодействующих клапанов и обратных клапанов в нагнетательной линии газопровода находятся на неудовлетворительном уровне.

В производстве полиэтилена во время срабатывания аварийных программ внутреннее давление и температура в реакторе резко возрастает. Остановка и пуск линий ПЭВД приводит к полному или частичному сбросу давления в корпусах арматуры, что, в свою очередь, вызывает изменение напряжений в материалах корпусов от нулевых до максимальных. Такие циклы «пуск-остановка» происходят в среднем 50 раз в год.

Самым низким уровнем надежности обладают обратные клапаны, которые установлены в нагнетательной линии газопровода 2-ой ступени компрессора. Наиболее достоверная картина, отражающая многофакторность отказов и характеризующая эксплуатационную надежность оборудования производства ПЭВД, может быть получена путем статистической обработки исходной информации [2]. В качестве параметров надежности были приняты: средняя наработка на отказ, коэффициент готовности, среднее время восстановления, вероятность безотказной работы. Статистическая обработка предусматривала построение гистограмм и интегральных функций распределения, расчет характеристик вариационных рядов наработки на отказ, принятие гипотезы о типе распределения с использованием номограмм, расчет показателей принятых распределений и показателей надежности (табл. 2). Анализ гистограмм (рис. 1.) позволил считать, что распределения наработок на отказ близки к логнормальному. Найдены основные оценки: средняя наработка на отказ, вероятность безотказной работы, интенсивность отказов и нижняя доверительная граница вероятности безотказной работы с доверительной вероятностью 0,9. Для найденных оценок построены зависимости вероятности безотказной работы и интенсивности отказов от наработки (рис. 3).

Таблица 2. Статистические характеристики наработки на отказ самодействующих клапанов газовых цилиндров

Газовые	N	m_x	V_x	σ	As	E_x
Объем наблюдений 11 машинолет						
A1Г	80	2707	72,0	1942	0,87	0,79
A2Г	80	2729	74,1	2023	1,01	0,66
A1К	76	2575	67,3	1732	0,91	0,46
A2К	76	2558	68,8	1760	0,90	0,47
B3Г	97	2255	81,0	1832	1,01	0,40
B4Г	91	2298	74,3	1706	0,69	-0,40
B3К	71	2683	74,5	1999	0,98	0,72
B4К	70	2880	71,5	2059	0,87	0,23

Анализ надежности арматуры показал, что наибольшее число отказов арматуры линий ПЭВД происходит из-за разрушения деталей клапанного уплотнения (седло-золотник): износ и повреждение штока и золотника составляет 31,8 %, износ и разрушение седла - 34,1 %. Разрушение штоков происходит в результате контактной усталости материала, усугубляемой газовой коррозией. В качестве материала арматуры используется высокопрочная сталь зарубежного производства 30CrNiMo8.

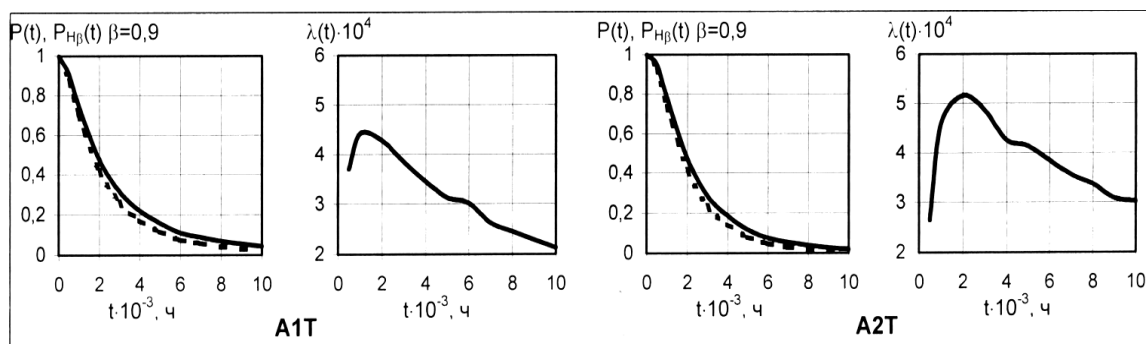


Рис. 3. Зависимость вероятности безотказной работы и интенсивности отказов от наработки

Проведенный анализ отказов арматуры производства ПЭВД и построенные вероятностные модели, позволившие оценить показатели надежности на любом интервале наработок, показали, что ответственные детали компрессоров высокого давления не обеспечивают заданный ресурс. Обеспечение надежности ответственных узлов может быть достигнуто: технологическими методами с использованием упрочняющих технологий [3]; заменой импортных материалов на отечественные, в частности, стали 30CrNiMo8 на российский аналог – сталь 38ХНЗМФА. Это позволит значительно снизить затраты производства на закупку запасных частей по импорту.

Несущую способность корпусных деталей снижает два существенных фактора: фактор технологической наследственности, включающий неравномерность остаточных напряжений по внутренней поверхности после изготовления и наличие концентраторов напряжений; низкое сопротивление нагрузкам внутренних слоев толстостенных оболочек. Оба фактора нивелируются путем создания в наиболее опасных местах (на внутренней поверхности труб, в местах концентрации напряжений) остаточных сжимающих напряжений, что может быть достигнуто различными видами поверхностной и объемной обработки (автофретирование, ионное азотирование) [4]. Для повышения надежности корпусных деталей наибольшее распространение получило автофретирование, заключающееся в создании пластически деформированного слоя на внутренней поверхности детали путем создания внутреннего давления.

В процессе длительной эксплуатации в условиях повышенных нагрузок в металле арматуры и трубопроводов происходят сложные физико-химические процессы, в результате которых меняется характер микроструктуры, развиваются коррозионные и эрозионные процессы, возникает ползучесть, накапливаются повреждения, перераспределяются напряжения и, как следствие, эти элементы конструкций выходят из строя. Таким образом, наибольшую опасность представляет эволюция структуры элементов конструкции, приводящая с течением времени к ее деградации. Являясь элементом системы, арматура не может управлять комплексом параметров, определяемых технологическим процессом. Поэтому о минимизации результатов внешних воздействий можно судить только с точки зрения создания таких состояний самой структуры, которые способны «демпфировать» внешние воздействия, обеспечивая стабильность структуры конструктивных элементов. Такое «демпфирование» внешнего воздействия может осуществляться путем подбор материалов по характеристикам механики разрушения, создания в конструкциях сжимающих остаточных напряжений различными технологическими методами, варьирования составом и структурой металлов, обеспечивающих микроструктурную стабильность.

Для повышения контактной прочности и сопротивления износу ранее была разработана технология нанесения комбинированных покрытий (катодно-плазменное азотирование с последующим нанесением TiN) на детали арматуры из стали 38ХНЗМФА как в раздельном, так и едином технологическом цикле [5]. Эти технологии успешно используются для повышения эксплуатационных свойств ответственных изделий, работающих в условиях абразивного износа и воздействия сред в нефтехимической,

авиационной и космической технике. Однако в арматуре производства ПЭВД имело место преждевременное разрушение такого покрытия на золотнике и седле клапана (разрушение слоя TiN), повлекшее ускорение процессов износа и коррозии, что объясняется существенным различием механических характеристик азотированного слоя (7÷12 ГПа в зависимости от технологии азотирования) и слоя TiN (24÷28 ГПа).

Для обеспечения «демпфирования» внешнего воздействия перспективны наноструктурированные композиционные покрытия с использованием материалов с эффектом памяти формы (ЭПФ) [6,7] как многослойные, так и с включением нитридов или карбидов, полученные в условиях высокоэнергетических воздействий (магнетронного распыления, плазменного [8] и высокоскоростного газопламенного напыления). Композиционные покрытия с матрицей из материала с ЭПФ [9] могут хорошо сдерживать распространение трещины, способствуют релаксации внутренних напряжений, передают нагрузку на твердые частицы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный анализ отказов оборудования производства ПЭВД выявил потенциально опасные узлы и детали, а статистическая обработка полученной информации позволила оценить вероятность безотказной работы изделий на различных этапах наработки. Для обеспечения импортозамещения целесообразно изготавливать арматуры высоких параметров из стали 38ХНЗМФА (российский аналог стали 30CrNiMo8). Для повышения надежности и ресурса арматуры рекомендовано использовать композиционные покрытия с матрицей из материала с ЭПФ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 555-2014 в рамках проектной части государственного задания

Литература

1. Безопасность России. Функционирование и развитие сложных народнохозяйственных, технических, энергетических, транспортных систем, систем связи и коммуникаций. – МГФ «Знание», 1998. Т.2.- 444 с.
2. Надежность и эффективность в технике. М.: Машиностроение.- 1989. Т.6. 280 с.
3. Blednova J.M., Chaevsky M.J. Improvement of performance properties of hydropneumatic valves in conditions of hydroabrasive wear / Beijing, China, 2000. P. 401-406.
4. Любецкая Л.В, Дабижа Л.А. Разрушение автофретированных деталей арматуры высокого давления. В сб.: Тр. «Проблемы арматуростроения» - М.: 1999.- С. 25-29.
5. Научные основы повышения малоцикловой прочности. Под редакцией Н.А. Махутова. М.: Наука, 2006. – 602 с.
6. Бледнова Ж.М., Махутов Н.А., Русинов П.О. Перспективы использования материалов с памятью формы для формирования многофункциональных покрытий на изделиях машиностроительного назначения // Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 2013. Т. 79. № 11. - С. 49-56.
7. Патент РФ № 2383806 Запорная арматура /Авторы: Ж.М. Бледнова, П.О. Русинов, М.И. Чаевский. Заяв. 23.03. 2009. Оpub. 10.03.2010.
8. Бледнова Ж.М., Русинов П.О. Формирование наноструктурированных поверхностных слоев из материалов с памятью формы на основе TiNi и NiAl // Российские нанотехнологии. 2010. № 3-4. – С. 58-64.
9. Русинов П.О., Бледнова Ж.М., Балаев Э.Ю. Методические подходы и технические решения по формированию наноструктурированных слоев TiNi высокоскоростным газопламенным напылением // Известия Самарского научного центра РАН. 2013. Т.15. № 4(2). - С. 484-488.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДЕФОРМАЦИОННЫХ И ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ ПРЯМОГО УДАРА

IDENTIFICATION OF DEFORMATION AND STRENGTH CHARACTERISTICS OF ELASTOVISCOPLASTIC MATERIALS BY IMPACT DIRECT METHOD

В.Г.Баженов – д.ф.-м.н., проф., М.С.Баранова, Д.Л.Осетров – аспирант
Нижегородский государственный университет им. Н.И.Лобачевского

Abstract. The application of a one-dimensional model of wave process for the recovery of integral experimental parameters of loading and deformation of the hat-shaped specimens is considered. It is shown a fairly good correspondence between the results of calculation in axisymmetric formulation in "Dynamics- 2" and recovery using two gauges of the deformations in the measuring rod by the proposed method with the impact velocities 5-20 m / s. There has been a wider range of variation of type of stress-strain state in the studying of strength parameters of material on the hat-shaped specimens compared with corset axisymmetric solid specimens.

Копровая установка на растяжение методом прямого удара приведена на рис. 1.

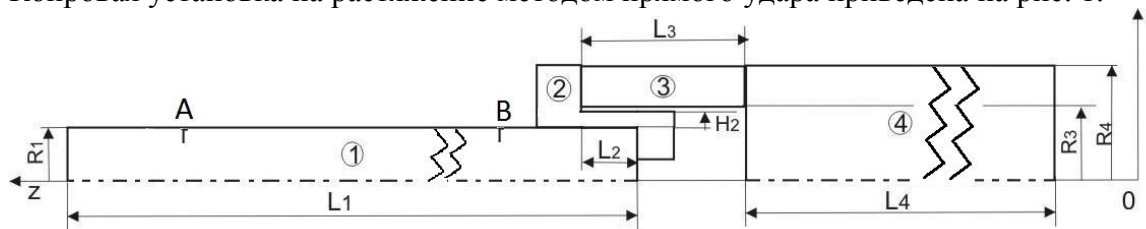


Рис.1

В эксперименте регистрируется начальная скорость ударника V_0 . Тензометрические датчики, установленные на мерном стержне в сечениях А и В на расстоянии $l_A = l_B = 0,3$ м, регистрирует импульс деформации $e_z^A(t)$, $e_z^B(t)$ на концах стержня в зависимости от времени [1, 2].

По методике восстановления волнового процесса по показаниям двух датчиков деформаций восстанавливаются напряжения $\sigma_z^1(t)$ и скорость $\dot{u}_z^1(t)$ на ударяемом торце мерного стержня. Осевая сила F_z^1 на ударяемом торце мерного стержня определяется соотношением

$$F_z^1 = \pi R_1^2 \sigma_z^1 \quad (1)$$

Интегрируя скорость $\dot{u}_z^1(t)$, находим перемещения $u_z^1(t)$ ударяемого торца мерного стержня

$$u_z^1 = \int_0^t \dot{u}_z^1(t) dt \quad (2)$$

Осевые силы F_z^1 и F_z^3 на поверхностях контакта колпачка и мерного стержня, колпачка и передающего кольца полагаем равными, пренебрегая волновым процессом в испытуемом образце.

Перемещение поверхности контакта образца и кольца u_z^3 определяется интегрированием уравнения движения ударника с заданными начальными условиями

$$m \ddot{u}_z^3 = F_z^3, \quad \dot{u}_z^3|_{t=0} = V_0, \quad u_z^3|_{t=0} = 0, \quad (3)$$

где m - суммарная масса ударника.

Таким образом, регистрируя двумя тензодатчиками деформации в мерном стержне,

можно определить усилия, скорости перемещений и перемещения на ударяемом торце мерного стержня и контактной поверхности передающего кольца.

Было проведено численное моделирование процесса растяжения образцов колпачкового типа в осесимметричной постановке в ППП «Динамика-2»[3] на газодинамической копровой установке методом прямого удара. Схема установки представлена на рис.1. Начальная скорость ударника $V=13,8$ м/с.

Геометрические параметры установки:

Радиус и длина мерного стержня $R_1 = 1,8 \cdot 10^{-2}$ м и $L_1 = 1,20$ м

Материал ударника и мерного стержня – сталь 20, механические характеристики: $K = 1,7917 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8,269 \cdot 10^4$ МПа, $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³.

Толщина и длина рабочей части образца $H_2 = 1 \cdot 10^{-3}$ м и $L_2 = 0,6 \cdot 10^{-2}$ м.

Материал образца – сплав Д16Т, механические характеристики: $K = 6,25 \cdot 10^4$ МПа, $G = 2,885 \cdot 10^4$ МПа, $\rho = 2,8 \cdot 10^3$ кг/м³, предел текучести $\sigma_T = 190$ МПа.

Внутренний радиус и длина кольца $R_3 = 1,48 \cdot 10^{-2}$ м и $L_3 = 5 \cdot 10^{-2}$ м. Материал ударника, трубы и мерного стержня – сталь 20, механические характеристики: $K = 1,7917 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8,269 \cdot 10^4$ МПа, $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³.

На рис. 2 представлены изменения осевых усилий в мерном стержне вблизи ударяемого торца соответственно. На рис. 3 - 8, представлены соответственно изменение перемещения контактной поверхности мерного стержня, контактной поверхности ударника, скорости перемещений контактной поверхности мерного стержня и контактной поверхности ударника, разности перемещений и скоростей перемещений.

Цифрой 1 отмечен расчет по одномерной модели, 2- в осесимметричной постановке.

$\sigma_z, \text{Т/см}^2$

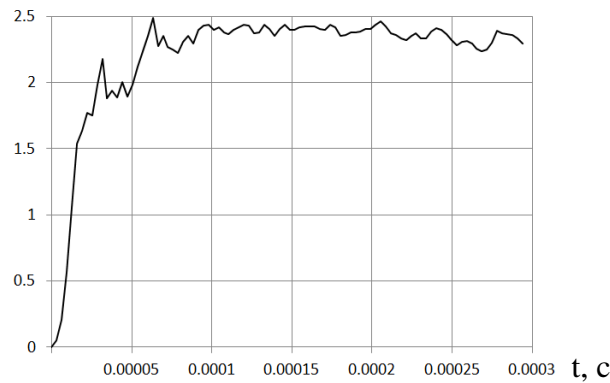


Рис.2

$u_z^1, \text{см}$

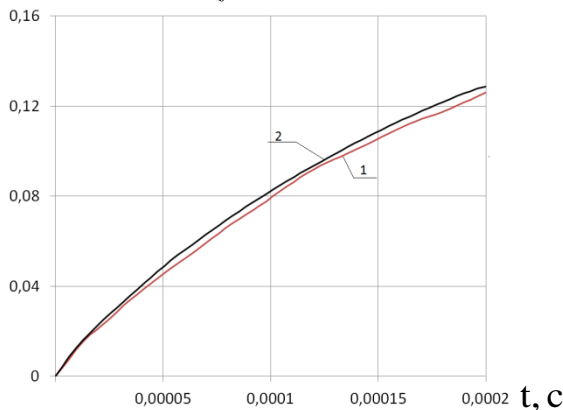


Рис. 3

$u_z^3, \text{см}$

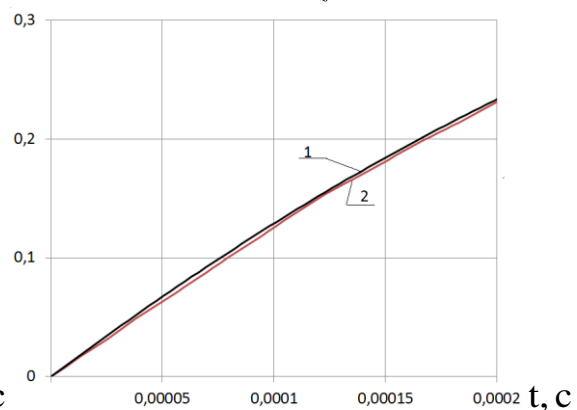


Рис.4

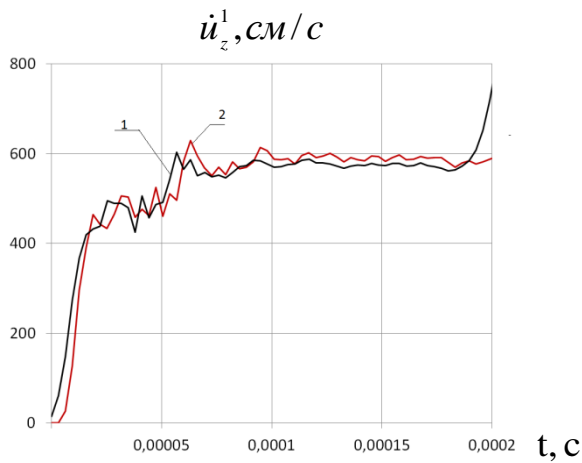


Рис. 5

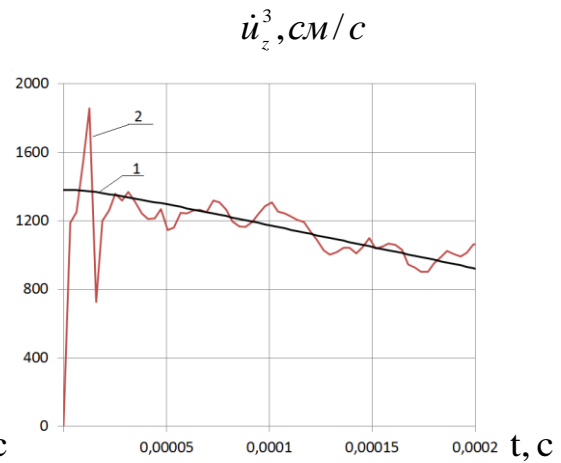


Рис.6

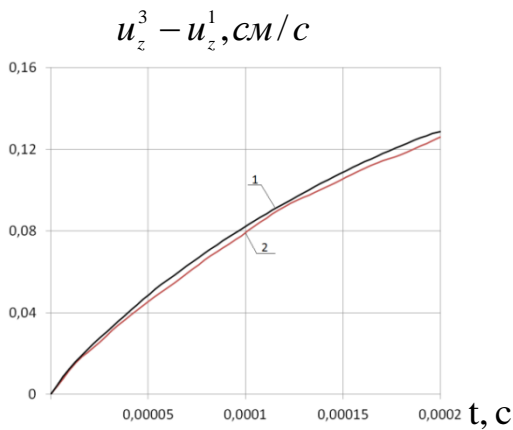


Рис.7

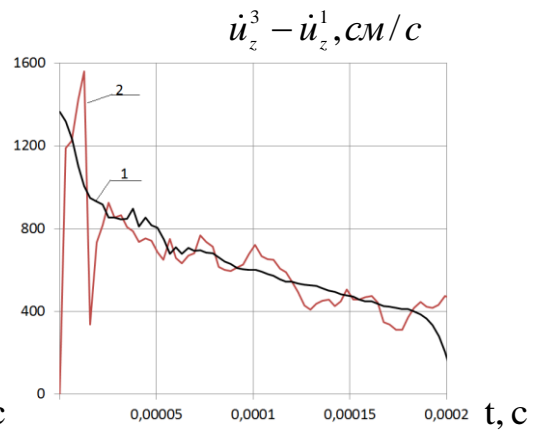


Рис.8

Наблюдается достаточно хорошее соответствие результатов расчета в осесимметричной постановке и восстановленных по показаниям “датчиков” деформаций на мерном стержне по предложенной методике.

На рис. 9-10 представлены развитие зоны пластичности и поверхность разрушения при задании критерия максимума пластических деформаций 10%.

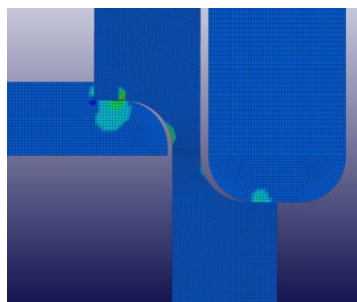


Рис.9

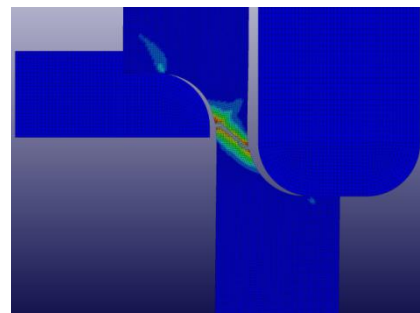


Рис.10

На рис.11 приведена зависимость изменения силы от времени при расчете без учета разрушения (обозначено цифрой 1) и с разрушением (2).

F_z , кН

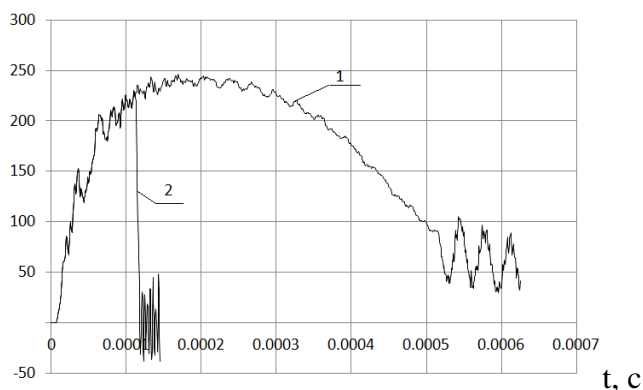


Рис. 11

По выполнению критерия достижения максимальной пластической деформации (10%) происходит разрушение. Нормальные к поверхности разрушения напряжения в элементе обнуляются.

Заметим, что исследования прочностных параметров материала на образцах колпачкового типа имеют некоторые преимущества по сравнению с корсетными осесимметричными сплошными образцами, т.к. позволяют реализовать более широкий диапазон изменения вида напряженного состояния, варьируя толщиной и длиной рабочей части. При малой толщине стенки по сравнению с длиной рабочей части напряженно-деформированное состояние близко к одноосному. А при наличие концентратора напряжения – к объемному НДС. Для корсетных образцов характерно объемное напряженное состояние. В образцах колпачкового типа можно реализовать как вязкое, так и хрупкое разрушение.

Литература

1. Баженов В.Г., Баранова М.С., Павленкова Е.В. Методика исследования упругопластических характеристик материалов на газодинамической копровой установке по показаниям двух датчиков деформаций // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011, №.6(1), Нижний Новгород, изд-во Нижегородского университета, с.154-157.
2. Bazhenov V.G., Baranova M.S., Pavlyonkova E.V. A method for research viscoplastic characteristics of materials using a vertical gas-gun stand // 10th International Conference on the Mechanical and Physical Behaviour of Materials under Dynamic Loading, September 2-7, 2012, Fraunhofer EMI, Freiburg, Germany, 01059-p-1 - 01059-p-4.
3. Баженов В.Г., Зефилов С.В., Кочетков А.В. и др. Пакет программ "Динамика-2" для решения плоских и осесимметричных нелинейных задач нестационарного взаимодействия конструкций со сжимаемыми средами // Мат. моделирование. – 2000. – Т.12., № 6. – С. 67-72.

СОСТОЯНИЕ РЕГУЛЯТОРА ТОРМОЗНЫХ СИЛ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ *THE CONDITION OF THE BRAKE FORCE REGULATOR AND ITS IMPACT ON THE EXPLOITATIVE CHARACTERISTICS OF THE VEHICLE*

Ю. А. Березовская – студент, А. А. Ревин – д. т. н., проф.
ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет»

Abstract. The report is devoted to the analysis of the impact major faults of the brake force regulator on the car behavior on the road with various degrees its workload considering the road surface and weather conditions. The report raises the question of the necessity for modernization the stand for testing brake systems given the condition of the brake force regulator with an annual technical inspection.

Автомобильный транспорт используется в промышленности, сельском хозяйстве, строительстве, торговле, осуществляет массовые пассажирские перевозки в городах, крупных населенных пунктах. Однако автомобиль является наиболее опасным видом транспорта. Только за 2012 год в Российской Федерации произошло 203 597 ДТП, в числе которых погибло 27 991 человек (8,94 % от общего числа умерших людей в 2012 году), а ранено – 258 618 человек. [6] Аварии на дороге происходят по нескольким причинам: 1) человеческий фактор; 2) неисправность транспортного средства; 3) инфраструктура.

Рассмотрим причину неисправности транспортного средства. В большинстве случаев к ДТП приводит неисправность тормозной системы автомобиля, а именно потеря устойчивости автомобиля на дороге. Занос задней оси автомобиля наиболее опасен, так как он прогрессирует и приводит к случайному резкому и трудно контролируемому водителем изменению направления движения. Если скорость велика, а коэффициент сцепления мал, то резкий поворот управляемых колес вызовет занос автомобиля за время, которое окажется намного меньше реакции водителя. В таких ситуациях водитель не успевает принять меры для выхода из заноса. Известно, что для повышения устойчивости автомобиля против заноса инженеры применяют в конструкции проектируемого автомобиля регулятор тормозных сил (РТС) или антиблокировочную систему (АБС), тем самым добиваясь устранения блокировки колес автомобиля при торможении в случае с АБС и невозможности блокирования задних колес раньше передних в случае с РТС. [2]

По состоянию на 2012 год в России только 62 % автомобилей оснащены антиблокировочной системой, а остальные 38 % – регуляторами тормозных сил. [3] Эта статистика приводится среди всех автомобилей: как отечественных, так и зарубежных. У отечественных автопроизводителей, например ОАО «АВТОВАЗ», у 67,74 % имеющихся в продаже автомобилей имеется АБС, а остальные 32,26 % – имеют регулятор тормозных сил. Причем оснащение АБС производится в исполнении «люкс» и иногда в исполнении «норма», что естественно сказывается на цене автомобиля. [4]

Очевидно, что число автомобилей с АБС растет, но необходимо понимать, что переоснащение всех автотранспортных средств в России займет долгие годы, в то время как автомобили с РТС будут ездить по нашим дорогам и в случае его ненадлежащего состояния допускать вероятность ДТП по причине своей неисправности, повлекшей за собой неустойчивость автомобиля на дороге. Поэтому необходимо позаботиться о состоянии еще неоснащенных антиблокировочной системой автомобилей. Ведь качество обслуживания тормозной системы и, в частности, состояния регулятора тормозных сил напрямую влияет на безопасность дорожного движения.

В настоящее время в соответствии с ГОСТ Р 51709 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки» рабочую тормозную систему проверяют по показателям эффективности торможения и устойчивости АТС при торможении, а запасную, стояночную и вспомогательную

тормозные системы – по показателям эффективности торможения. Тормозную систему проверяют двумя способами: 1) на роликовых стендах; 2) в дорожных условиях. [1]

При проверке функционирования регулятора тормозных сил используют его рабочую характеристику. Она представляет собой зависимость давлений на входе в регулятор тормозных сил (от главного тормозного цилиндра) и на выходе из него (к задним тормозным механизмам). [5]

Необходимо отметить, что в настоящее время проверяется только эффективность тормозной системы, а регулятор тормозных сил выпадает из рассмотрения, несмотря на то, что он является достаточно важным элементом тормозной системы автомобиля, потому что именно от регулятора тормозных сил зависит устойчивость автомобиля на дороге при торможении, так как РТС исключает возможность блокирования задних колес раньше передних.

Основными неисправностями регулятора тормозных сил являются: 1) засорение каналов РТС; 2) неправильное крепление корпуса РТС (не отрегулировано положение регулятора тормозных сил относительно рычага привода). Эти неисправности могут привести к тому, что или задний контур вообще не будет принимать участия в процессе торможения, или же задние колеса будут блокироваться раньше передних. Если вследствие неисправности регулятора тормозных сил задние колеса блокируются раньше передних, то ситуация на дороге становится опасной, так как вероятность заноса автомобиля увеличивается в разы.

При недостаточной пропускной способности каналов регулятора (засорение) происходит замедленное движение тормозной жидкости в полостях регулятора. Таким образом, функционирование РТС не нарушается, но усилие тормозной жидкости поступает со значительным замедлением, так как на преодоление жидкостью одного и того же пути в случае засорения требуется больше времени. В этом случае колеса не блокируются, но время торможения и тормозной путь увеличиваются.

Для более тщательного рассмотрения влияния неправильного крепления РТС на поведение автомобиля на дороге была создана математическая модель, учитывающая загруженность автомобиля, покрытие дороги и погодные условия.

Нормальным положением регулятора тормозных сил считается такое, при котором неравномерность нагрузок на колесах будет равна 20 %. При этом показатели торможения и показатели устойчивости автомобиля будут выглядеть так, как представлены на рис. 1–3. Покрытие – сухой асфальтобетон ($\varphi = 0,73$). Примечание к рис. 1, 2, 4, 5, 7: в скобках первая цифра: 1 – передняя ось, 2 – задняя ось; вторая цифра: 1 – левое колесо, 2 – правое колесо.

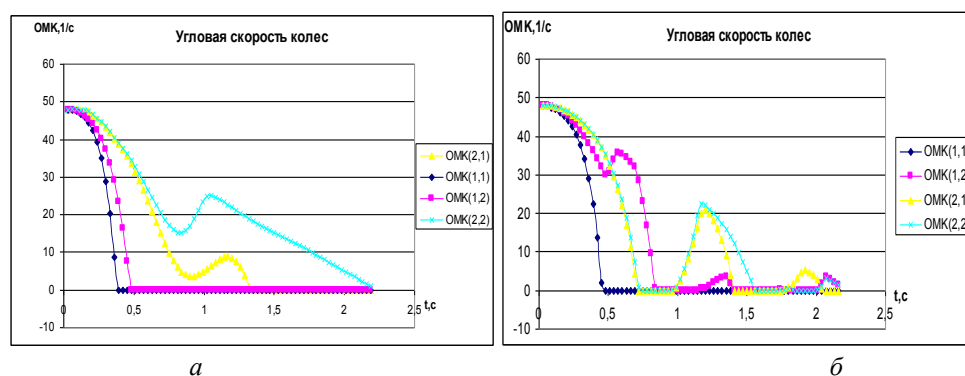


Рис. 1. Угловая скорость колес: а - порожний автомобиль; б - груженный автомобиль.

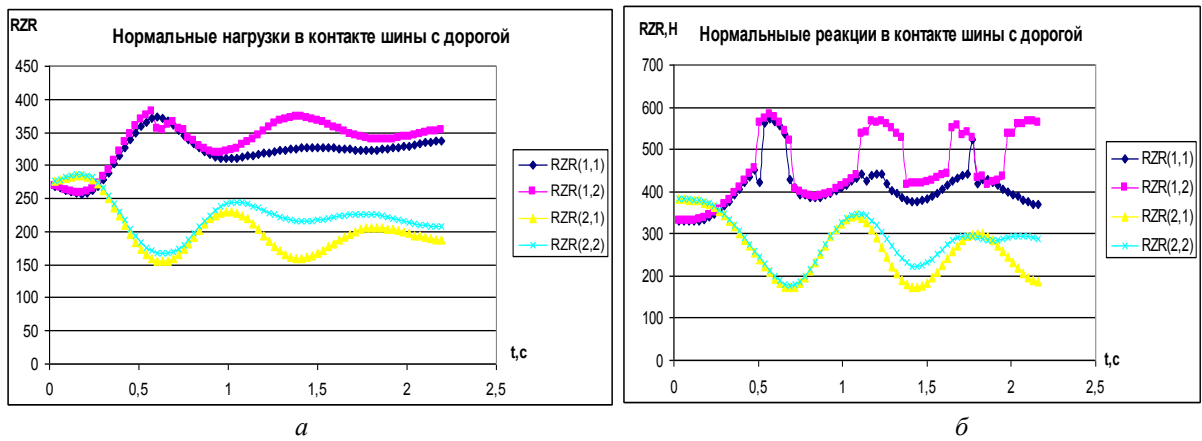


Рис. 2. Нормальные нагрузки в контакте шины с дорогой: а - порожний автомобиль; б - груженный автомобиль

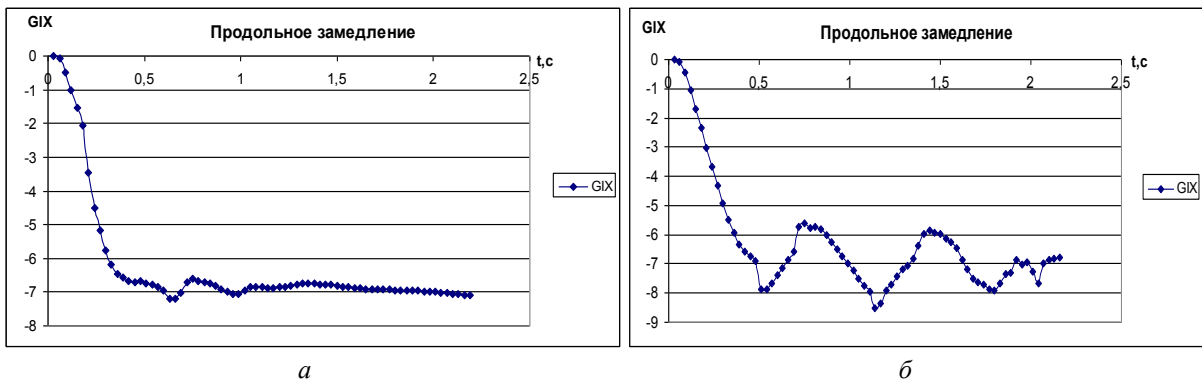


Рис. 3. Продольное замедление: а - порожний автомобиль; б - груженный автомобиль.

Увеличив зазор между торсионным рычагом и поршнем регулятора таким образом, чтобы он составлял 10 % от нормального его положения на порожнем автомобиле, были отмечены следующие изменения (рис. 4) ($\varphi = 0,73$). Остальные показатели не изменились.

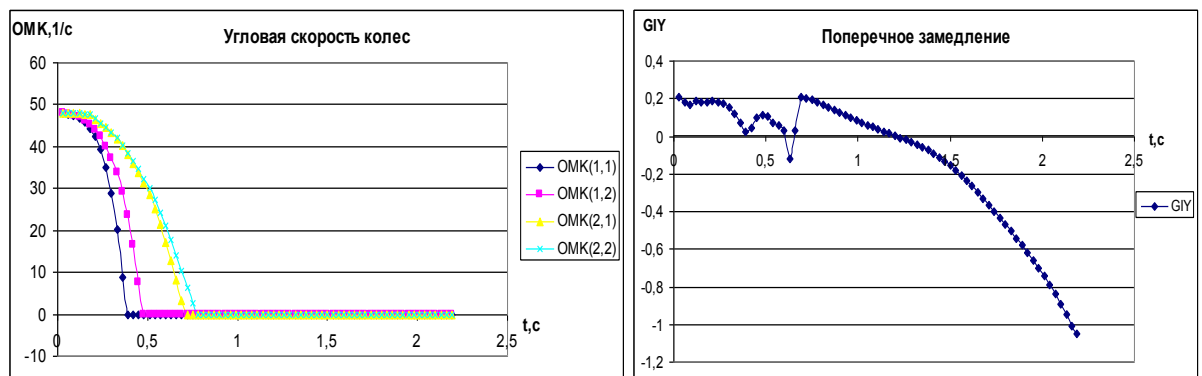


Рис. 4. Угловая скорость колес и поперечное замедление порожнего автомобиля при увеличении угла PTC на 10 % ($\varphi = 0,73$)

По полученным графикам можно сказать, что наблюдается резкое блокирование как передних, так и задних колес, что предшествует заносу автомобиля.

Аналогичный эксперимент был поставлен над груженным автомобилем. Однако в этом случае зазор увеличивали на 30 %. Полученные данные представлены на рис. 5, 6.

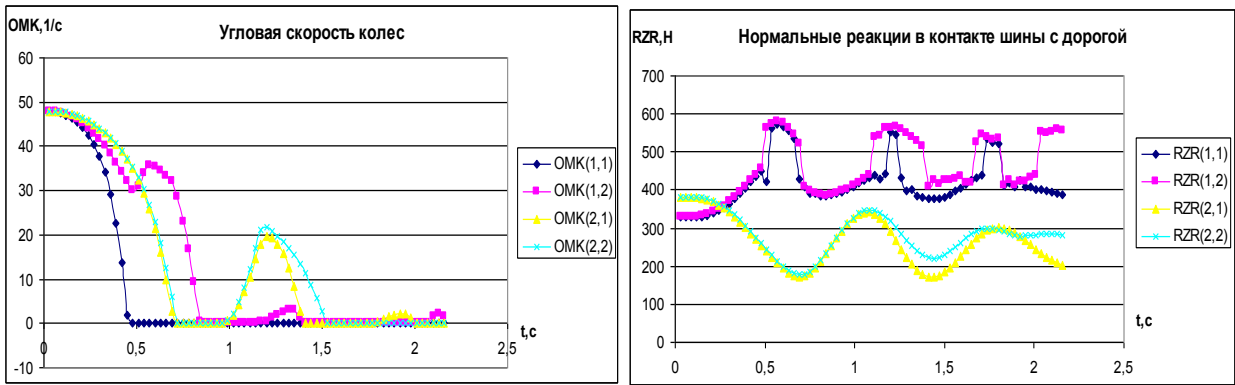


Рис. 5. Угловая скорость колес и нормальные реакции в контакте шины с дорогой грузового автомобиля при увеличении угла РТС на 30 % ($\varphi = 0,73$)

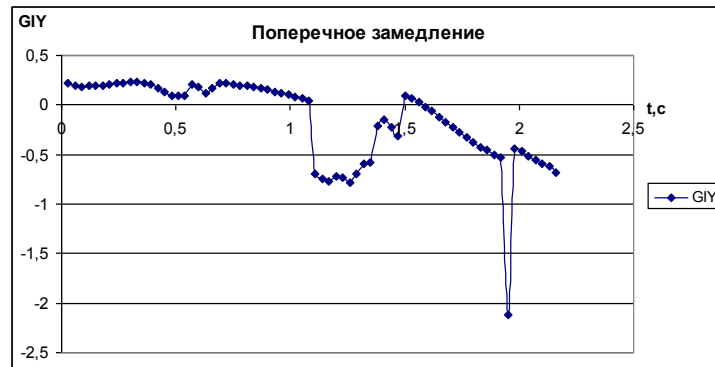


Рис. 6. Поперечное замедление грузового автомобиля при увеличении угла РТС на 30 % ($\varphi = 0,73$)

В случае с грузовым автомобилем наблюдается частичный юз задних колес при колебании угла дифферента. Колеса периодически разблокировываются, и автомобиль все же удерживается на дороге и противостоит заносу.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что грузовый автомобиль более устойчив на дороге, нежели порожний, даже имея больший угол РТС. Однако такой вывод можно сделать, говоря о сухом асфальтобетонном покрытии. На мокром асфальте грузовый автомобиль не способен противостоять заносу (рис. 7, 8).

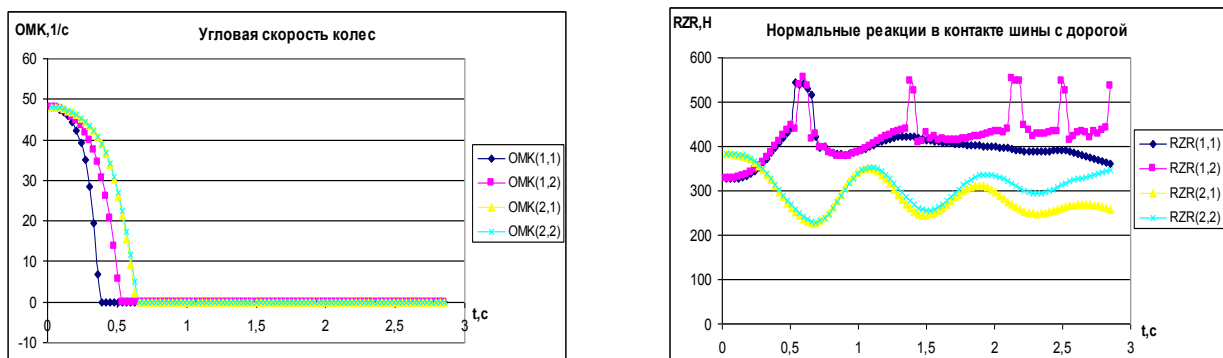


Рис. 7. Угловая скорость колес и нормальные реакции в контакте шины с дорогой грузового автомобиля при увеличении угла РТС на 20 % ($\varphi = 0,55$)

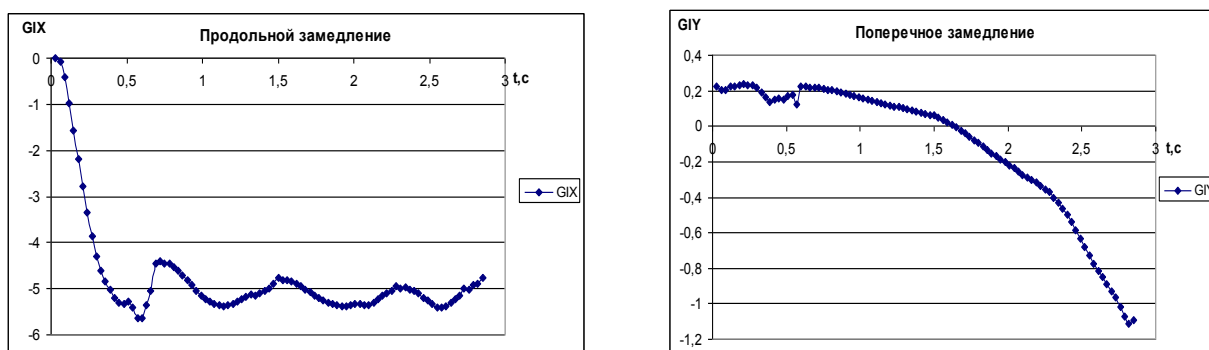


Рис. 8. Продольное и поперечное замедления груженого автомобиля при увеличении угла РТС на 20 % ($\varphi = 0,55$)

Необходимо также понимать, что водитель в процессе эксплуатации не задумывается о дифференте автомобиля, о запаздывании регулятора и т. д. Он давит на педаль тормоза, чтобы остановить свой автомобиль и, если он ощущает, что торможение запаздывает, то он прикладывает еще больше усилий на педаль, тем самым ее задавливая. В действительности происходит следующее: дифферент автомобиля запаздывает, в дополнение запаздывает РТС из-за его неисправности, и в этом случае блокировка колес неизбежна.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе данной работы была проанализирована безопасность движения автомобиля на дороге и выявлено, что состояние регулятора тормозных сил оказывает значительное влияние на эксплуатационные свойства автомобиля, а соответственно, и на его безопасное поведение на дороге. На сегодняшний день этому вопросу оказывается малое внимание, так как проверить состояние регулятора тормозных сил, не снимая его с автомобиля, невозможно. В связи с этим выдвинуто предположение о том, что необходимо разработать стенд, который смог бы определить неисправности РТС, не снимая его с автомобиля. Такой стенд может устанавливаться на станциях технического обслуживания для того, чтобы проверять работоспособность регулятора при техническом обслуживании автомобиля.

Литература

1. ГОСТ Р 51709. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – Москва, 2001. – 43 с.
2. Вахламов, В. К. Автомобили: Основы конструкции : Учебник для вузов / В. К. Вахламов. – Москва : Академия, 2008. – 528 с.
3. Автомобильная газета Клаксон. Интервью с директором по продажам автомобильных комплектующих ООО «Роберт Бош» Вальтером Шопфом [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.klaxon.ru/archivepaper/StatNum.php?ELEMENT_ID=8291
4. ОАО «АВТОВАЗ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.lada.ru>
5. Разборка и сборка регулятора давления ВАЗ 2110 | ВАЗ 2111 | ВАЗ 2112 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://car-exotic.com/vaz-cars/vaz-2110-car-brake-9.html>
6. Статистика ДТП [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.vashamashina.ru/statistics_traffic_accident.html

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ПРОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УДАРОЗАЩИТНОГО ТОРООБРАЗНОГО БАМПЕРА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

ASPECTS OF CALCULATION THE TENSILE AND RIGID CHARACTERISTICS OF THE IMPACTABSORBER TOROID-SHAPE BUMPER OF A VEHICLE

В.В. Богданов – к.т.н., доц., В.М. Богомольный – к.т.н., проф., М.Ю. Репрев – студент
Университет Машиностроения (МАМИ)

Abstract. Article consist features and results of calculation the tensile and rigid characteristics of elements the construction of multicomponent impactabsorber toroid-shape bumpers by the conditions similar to frontal collision of vehicle with a solid obstacle are stated, in particular, correlation with Novozhilov-theorie of calculation the catenoid-shell.

Аннотация. Изложены особенности и результаты расчёта прочностных и жесткостных характеристик элемента конструкции составного ударозащитного бампера – торообразной оболочки с отрицательной гауссовой кривизной в условиях, близких фронтальному столкновению автомобиля с неподвижным препятствием, в частности, корреляция с теорией расчёта Новожилова тонкостенных оболочек в виде катеноида.

Согласно статистике, фронтальное соударение транспортного средства (ТС) с каким-либо препятствием (в т.ч. пешеходом) является наиболее распространенным и одновременно наиболее опасным по тяжести последствий, поэтому проведение работ в области разработки ударозащитных устройств с наиболее оптимальными параметрами демпфирования, минимизирующими опасность травмирования представляет собой актуальную задачу.

Как известно, первым элементом ТС, который воспринимает ударное воздействие при фронтальном типе столкновения, является бампер, под которым мы понимаем следующую конструкцию: пластиковая маска, передающая нагрузку на бамперный брус, который в свою очередь расположен на двух краш-боксах, закрепленных на лонжеронах автомобиля. В настоящее время краш-боксы представляют собой тонкостенные оболочки цилиндрической или прямоугольной формы (например, позиция 1 на рис.1).

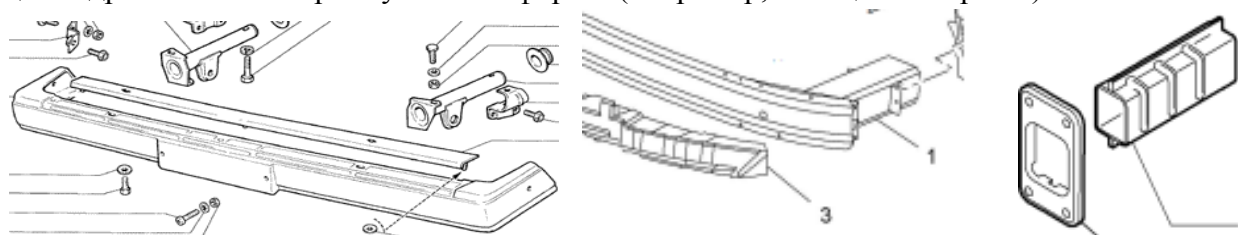


Рис. 1. Пример конструктивного исполнения современного бампера

Возникает закономерный вопрос: можно ли изменить жесткость существующей конструкции и осуществить демпфирование краш-бокса таким образом, чтобы он мог защищать не только автомобиль но и пешехода? Как известно из техники, это с большей степенью эффективности позволяют осуществить торообразные конструктивные элементы, поскольку наряду с восприятием сжимающих нагрузок, деформациями из-за потери устойчивости, торообразные тонкостенные оболочки, в частности, катеноиды, работают в том числе и на изгиб. Кроме того, катеноид обеспечивает минимальную жесткость и расход материала в сравнении с вышеприведенными конструктивными решениями.

Физический смысл постановки задачи сводится к следующему: при одинаковом ударном импульсе $J_{удара} = \int F_{удара} dt = const$ используя краш-боек в виде

торообразной оболочки с отрицательной переменной гауссовой кривизной (катеноид) снизить в максимально возможной степени силу удара за счет увеличения времени удара (как это демонстрирует красная кривая графика на рис. 2), т.е. мотивированно подойти к выбору жёсткости деформируемой структуры. Под жёсткостью рассматриваемого авторами краш-бокса понимается суммарная характеристика, зависящая от цилиндрической и изгибной жёсткостей, а также компоненты, обусловленной изменением гауссовой кривизны в процессе удара.

В монографии [1] В.В Новожиловым рассчитана тонкостенная оболочка в виде катеноида, которая при определенных условиях закрепления испытывает чистый изгиб.

Не приводя полностью вышеупомянутое решение, хочется отметить, что математическая модель Новожилова для данной оболочки содержит физическую некорректность, так как в центральной части замкнутой в окружном направлении оболочки (катеноида) никогда не будет чистого изгиба (а будет лишь растяжение-сжатие в окружном направлении) и после этого перейти к результатам численного расчета методом конечных элементов которые при определенных конструктивных решениях частично или полностью подтверждают в остальном правильную теорию расчета торообразных оболочек В.В. Новожилова.

В качестве объекта расчёта был взят катеноид. Геометрические размеры катеноида выбирались таким образом, чтобы они соответствовали среднестатистическим размерам краш-бокса легкового автомобиля среднего класса (категории В2 – В3 по международной классификации). Имитировалось фронтальное столкновение на скоростях, не превышающих 20 км/час, причем как в силовой, так и в деформационной постановках. Т.е. либо задавалась нагрузка (диапазона работы краш-бокса при столкновении), либо перемещение (не более чем на 10% его высоты для выявления характера НДС).

Граничные условия имитировали крепление краш-боксов. А именно: в нижней плоскости рассматриваемого катеноида запрещено перемещение по всем направлениям и поворот вокруг всех осей, а в верхней плоскости разрешено перемещение по высоте и при этом либо запрещено расширение катеноида в окружном направлении, либо нет.

Расчёт катеноида осуществлялся в программном комплексе АВАQUS. Для моделирования использовались твердотельные трехмерные восьмиугольные элементы первого порядка типа С3D8R. Рассматривались два варианта конструкции (см. рис. 2), о мотивации их выбора будет сказано ниже.

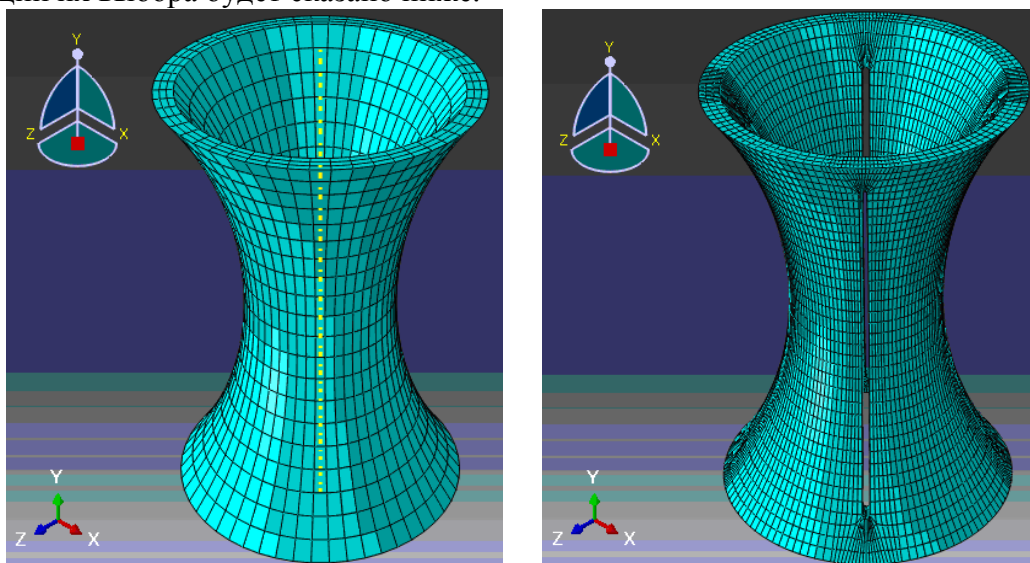
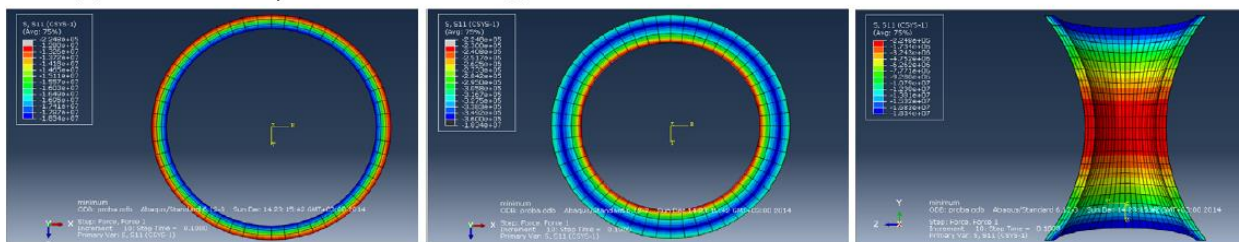


Рис. 2. Конечно-элементные модели исследуемого краш-бокса

Определялись поля распределения напряжений и деформаций. На рис. 3 представлены в качестве примера радиальные и окружные напряжения в модели катеноида без разреза. В связи с ограниченностью объема данной статьи полностью

результаты не приводятся, а комментируются ниже в выводах по проведенным расчетам. Здесь же следует отметить, что в срединном сечении преобладают сжимающие напряжения вне зависимости от вида закрепления верхней поверхности катеноида.

■ Радиальные напряжения катеноида

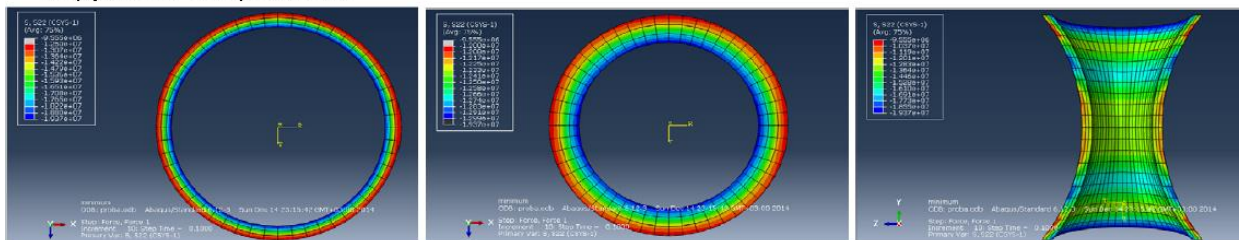


Верхнее сечение

Срединное сечение

Меридиональный разрез

■ Окружные напряжения



Верхнее сечение

Срединное сечение

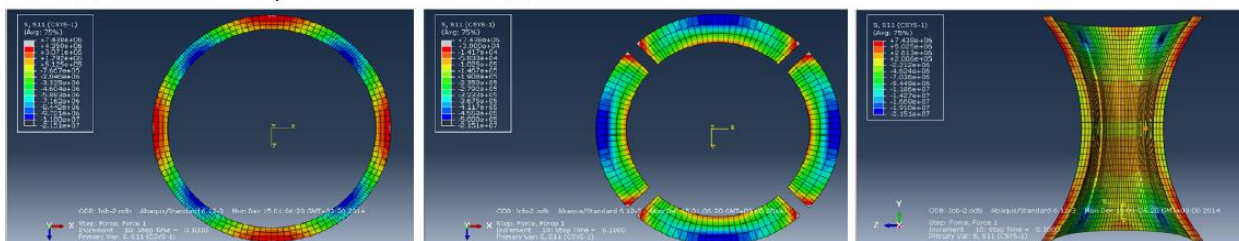
Меридиональный разрез

Рис. 3. Поля распределения напряжений в катеноиде без разрезов

Для того, чтобы обеспечить работу краш-бокса в форме катеноида в том числе, и на чистый изгиб, авторами были осуществлены следующие конструктивные решения. Как известно из техники, значительно скорректировать НДС конструкции позволяют разгружающие вырезы. С этой целью в имеющуюся модель катеноида были введены четыре симметричных разреза по меридиональному направлению, имеющие закругления для уменьшения концентрации напряжений. Граничные условия, внешняя нагрузка, разбиение на конечные элементы и т.п. было идентичным, что, естественно, продиктовано сопоставимостью исходных данных при сравнении результатов.

Фрагменты результатов расчёта для этой модели приведены на рис. 4. Как видно, в этом случае, в срединном сечении вне зависимости от вида закрепления верхней поверхности катеноида уже явно присутствуют изгибные напряжения, что позволяет осуществлять конструктивное демпфирование более эффективно, снижая жесткость и увеличивая время удара.

■ Радиальные напряжения катеноида

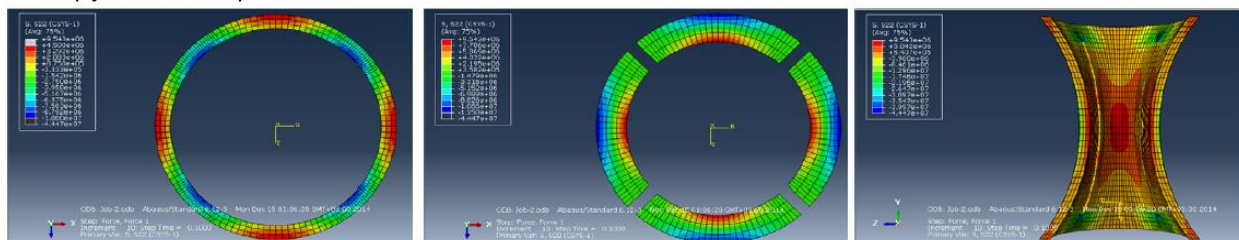


Верхнее сечение

Срединное сечение

Меридиональный разрез

■ Окружные напряжения



Верхнее сечение

Срединное сечение

Меридиональный разрез

Рис. 4. Поля распределения напряжений в катеноиде с разрезами

Как показывают результаты аналогичных расчетов при больших значениях нагрузок, возникает опасность потери устойчивости и, как следствие, менее благоприятного процесса деформирования, при котором снижение энергетического уровня при столкновении не столь эффективно. Однако такая потеря устойчивости (проникновение стенок «друг в друга») решается другим конструктивным приемом – введением в срединную часть упругой полой трубки определённого радиуса, например из любого эластомера, внешняя поверхность которой копирует внутреннюю поверхность катеноида (чтобы исключить проскальзывание при ударе).

По итогам расчетов определялась жесткость краш-боксов в форме катеноида и сравнивалась со стандартными краш-боксами цилиндрической или прямоугольной формы (при условии одинакового количества материала, используемого для изготовления конструкции). Процентное расхождение в зависимости от вариантов исполнения составило от 30 до 80%. Примеры расчетов полей распределения напряжений для вышеупомянутых типовых краш-боксов приведены на рис. 5.

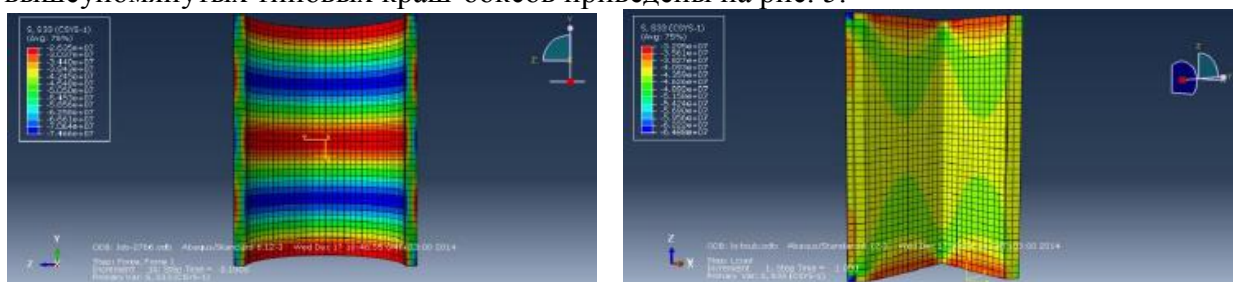


Рис. 5. Поля распределения напряжений в краш-боксах цилиндрической и прямоугольной форм

На основании проведенных расчетов и их анализа представляется возможным сделать следующие выводы. Краш-боек в форме катеноида в лучшей степени реализует конструкционное демпфирование (в сравнении с типовыми серийными формами). Преимущества чистого изгиба и снятие физической некорректности в варианте постановки задачи Новожиловым реализуется введением разгружающих вырезов. Их форма и количество подлежат дальнейшему изучению. Наблюдаемое снижение жесткости краш-боксов в форме катеноида свидетельствует о целесообразности применения такой конструкции в том числе, и для защиты пешехода при потенциальном ДТП.

В связи с вышеизложенным, возникает чисто практический вопрос: можно ли предложить конструкцию краш-боксов в форме катеноида, которая бы отвечала поставленным задачам по обеспечению конструкционной безопасности ТС и обеспечивало травмобезопасность пешеходов. Для этого проводятся дальнейшие расчеты, определяются оптимальные толщины краш-боксов, формы разгружающих вырезов и пр. конструктивные и технологические особенности, включая, в том числе, подбор материала с наилучшими физико-механическими характеристиками с точки зрения реализации процесса демпфирования.

Литература

1. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. Судпромгиз 1951.
2. Богданов В.В., Балабин И.В. Безопасность автомобиля и защита от травмируемости участников движения. М., Инэк, 2014. ISBN 978-5-905675-27-0
3. Боков Р. В., Харламова И. Е. Основы работы в программном комплексе Simulia/Abaqus. М., Университет машиностроения (МАМИ), 2013
4. Богданов В.В., Богомольный В.М. Заявка на патент № 2514999, 2014.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ СТОХАСТИЧЕСКОМ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ *FATIGUE LIFE ASSESSMENT OF THIN-WALLED ELEMENTS TRANSPORT SYSTEM IN THE STOCHASTIC COMPLEX STRESS STATE*

М.И. Гребёнкина¹ – магистрант, В.И. Щербаков¹ – к.т.н., проф.,

А.С. Гусев² – д.т.н., проф.,

¹Университет машиностроения

²МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. New method of fatigue life forecasting of the thin-walled metalwork in the stochastic complex stress state was offered and tested. This method based in application of power criterion assessment's of fatigue strength.

В рамках данной работы была рассмотрена проблема прогнозирования усталостной долговечности элементов металлоконструкций транспортных машин, движущихся по дорогам со случайными неровностями и испытывающих при этом упругие колебания в продольной и поперечной плоскостях. То есть, подверженных одновременному воздействию несинхронных и несинфазных случайных изгибающих и крутящих моментов. Подобным образом нагружены крупногабаритные сборные объекты химического машиностроения и другие аналогичные объекты при их транспортировке по дорогам со случайным профилем [1-5]. В этом случае имеем в наиболее нагруженных точках материала тонкостенных конструкций плоское напряженное состояние, схематично показанное на рис. 1.

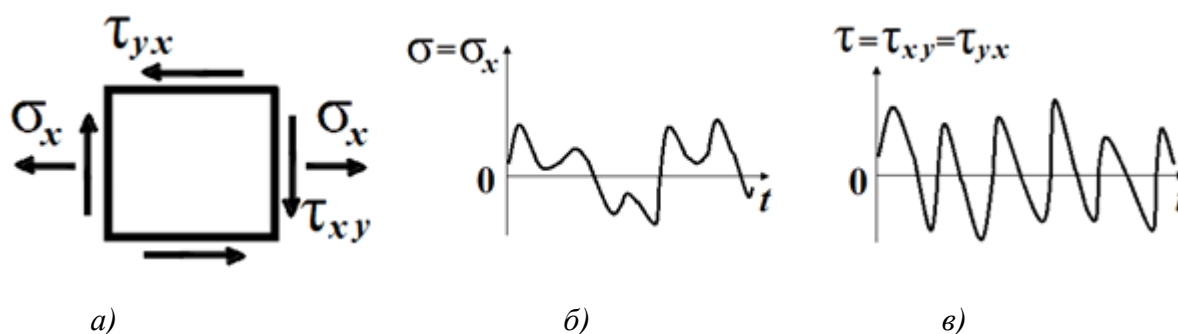


Рис.1. Случайное напряженное состояние изгиба с кручением: а – элемент напряженного состояния; б, в – процессы изменения нормального $\sigma(t)$ и касательного $\tau(t)$ напряжений

При этом следует отметить, что процесс, описывающий изменение нормального напряжения $\sigma(t)$ может иметь сложную структуру, вследствие чего возникает необходимость использования методов схематизации и приведения данного процесса к процессу с простой структурой. В нашей работе мы использовали два метода – метод максимумов и метод полных циклов [7].

Исходная информация о векторе напряжений: $\vec{\sigma} = (\sigma, \tau)^T$, где T – символ операции транспонирования матриц и векторов, получается либо расчетными методами статистической динамики, либо экспериментальными методами с использованием датчиков и приборов электротензометрии. В результате имеем матрицу корреляционных функций напряжений в виде

$$K_{\bar{\sigma}}(\tau) = \begin{bmatrix} K_{\sigma}(\tau) & K_{\sigma\tau}(\tau) \\ K_{\tau\sigma}(\tau) & K_{\tau}(\tau) \end{bmatrix}. \quad (1)$$

При этом принимаем, что $\sigma(t)$ и $\tau(t)$ являются гауссовскими стационарными случайными процессами с нулевыми средними значениями. В задачи расчета входят: определение вероятности внезапного отказа по прочности, оценка накопленного к заданному моменту времени усталостного повреждения, прогнозирование усталостной долговечности конструкции. Использование в таких расчетах различных теорий статической прочности часто приводит к сложным и малоэффективным решениям [6, 8].

В данной работе для этих целей будем использовать энергетическую теорию прочности. Однако, вместо эквивалентного напряжения σ_y , определяемого по формуле

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad \sigma_y \geq 0 \quad (2)$$

предлагаем использовать энергетический параметр нагруженности материала $p(t)$ в следующем виде

$$p(t) = \sigma(t) \cdot |\sigma(t)| + 3 \cdot \tau(t) \cdot |\tau(t)|, \quad (-\infty \leq p(t) \leq \infty) \quad (3)$$

который, в отличие от эквивалентного напряжения (2), учитывает смену этапов растяжения и сжатия (смену знака напряжения).

Нелинейное соотношение (3) линеаризуем и заменяем на выражение

$$p(t) = k_1 \cdot \sigma(t) + 3 \cdot k_2 \cdot \tau(t), \quad (4)$$

где коэффициенты линеаризации k_1 и k_2 вычислим по методу равенства дисперсий [3].

Имеем:

$$k_1 = \sqrt{3} \cdot s_{\sigma}, \quad k_2 = \sqrt{3} \cdot s_{\tau}, \quad (5)$$

где $s_{\sigma}^2 = K_{\sigma}(0)$, $s_{\tau}^2 = K_{\tau}(0)$ – дисперсии процессов $\sigma(t)$ и $\tau(t)$.

Дисперсии процесса $p(t)$ и его первых двух производных будут вычисляться по формулам:

$$\begin{aligned} s_p^2 &= 3s_{\sigma}^4 + 18s_{\sigma}s_{\tau}s_{\sigma\tau}^2 + 27s_{\tau}^4, \\ s_{\dot{p}}^2 &= 3s_{\dot{\sigma}}^4 + 18s_{\dot{\sigma}}s_{\dot{\tau}}s_{\dot{\sigma}\dot{\tau}}^2 + 27s_{\dot{\tau}}^4, \\ s_{\ddot{p}}^2 &= 3s_{\ddot{\sigma}}^4 + 18s_{\ddot{\sigma}}s_{\ddot{\tau}}s_{\ddot{\sigma}\ddot{\tau}}^2 + 27s_{\ddot{\tau}}^4, \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} s_{\sigma\sigma}^2 &= K_{\sigma\sigma}(0), \quad s_{\dot{\sigma}}^2 = -\ddot{K}_{\sigma}(0), \quad s_{\dot{\tau}}^2 = -\ddot{K}_{\tau}(0), \quad s_{\dot{\sigma}\dot{\tau}}^2 = -\ddot{K}_{\sigma\tau}(0), \\ s_{\ddot{\sigma}}^2 &= K_{\sigma}^{IV}(0), \quad s_{\ddot{\tau}}^2 = K_{\tau}^{IV}(0), \quad s_{\ddot{\sigma}\ddot{\tau}}^2 = K_{\sigma\tau}^{IV}(0). \end{aligned}$$

Эффективные частоты процесса $p(t)$ по «нулям» и по «экстремумам» будут определяться соотношениями:

$$\omega_o = \frac{s\dot{p}}{s_p}; \quad \omega_\varepsilon = \frac{s\ddot{p}}{s\dot{p}}. \quad (7)$$

Отношение числа экстремумов к числу нулей, являющееся параметром сложности структуры случайного процесса, определяется как [3]

$$k = \frac{\omega_\varepsilon}{\omega_o}. \quad (8)$$

Таким образом, имеем полную вероятностную информацию о процессе $p(t)$.

Вероятность того, что этот процесс за некоторое время t ни разу не превысит опасный уровень p_* (прочностная надежность) будет определяться по формуле

$$P\{p(\tau) \leq p_*, \tau \in [0, t]\} = 1 - \frac{t \cdot s\dot{p}}{2 \cdot \pi \cdot s_p} \cdot \exp\left(-\frac{p_*^2}{2 \cdot s_p^2}\right). \quad (9)$$

Здесь $p_* = \sigma_*^2$, где σ_* – либо предел текучести, либо предел прочности.

При расчете на усталостную долговечность стандартное уравнение кривой усталости в амплитудах напряжений σ и числах циклов до разрушения $N(\sigma)$ вида

$$N(\sigma) = \begin{cases} N_o \frac{\sigma_{-1}^m}{\sigma^m}, & \sigma \geq \sigma_{-1}; \\ \infty, & \sigma < \sigma_{-1}, \end{cases}$$

где N_o , σ_{-1} , m - параметры, следует заменить на выражение

$$N(p) = \begin{cases} N_o \frac{p_{-1}^{m/2}}{p^{m/2}}, & p \geq p_{-1} = \sigma_{-1}^2; \\ \infty, & p < p_{-1}, \end{cases} \quad (10)$$

где p - амплитуда энергетического параметра циклической нагруженности.

Если через $f(p)$ обозначить плотность распределения вероятностей для амплитуд циклов процесса $p(t)$, то в соответствии с линейной гипотезой накопления усталостных повреждений число циклов до разрушения N_* можно вычислить по формуле

$$N_* = \left(\int_0^\infty \frac{f(p) dp}{N(p)} \right)^{-1}. \quad (11)$$

Дальнейшие вычисления связаны с трудностями определения цикла нагружения и его амплитуды для случайных процессов с параметром сложности структуры $k \gg 1$. Именно к таким процессам относится процесс $p(t)$, состоящий из суммы двух случайных процессов, которые могут значительно отличаться как по интенсивности воздействия, так и по частоте. Эти вопросы решаются с помощью методов приведения процессов со сложной структурой к процессам с простой структурой, для которых параметр сложности $k=1$ [7]. При этом к наибольшему повреждающему действию и соответственно к наименьшей оценке усталостной долговечности приводит метод максимумов, при котором все положительные минимумы и отрицательные максимумы мысленно переносятся на среднюю (нулевую) линию. Такой подход эквивалентен замене исходного процесса сложной структуры на процесс с простой структурой и релейской плотностью распределения амплитуд циклов [2, 3]

$$f(p) = \frac{p}{s_p^2} \cdot \exp\left(-\frac{p^2}{2s_p^2}\right), \quad (12)$$

и частотой по «нулям» (7).

С учетом (7), (10), (11) и (12) получаем следующую формулу для расчета усталостной долговечности

$$T = \frac{2 \cdot \pi \cdot s_p}{s_p} \cdot \frac{N_o \cdot p_{-1}^{m/2}}{2^{m/4} \cdot s_p^{m/2} \cdot \Gamma\left(\frac{m}{4} + 1, p_{-1}^2 / (2s_p^2)\right)}, \quad (13)$$

где $\Gamma(\beta, \alpha) = \int_{\alpha}^{\infty} e^{-t} \cdot t^{\beta-1} \cdot dt$ - табулированная неполная гамма-функция, значения

параметров которой $\beta = m/2 + 1$ $\alpha = \sigma_{-1}^2 / (2s_p^2)$.

Более точные результаты по расчету усталостной долговечности получим при использовании схематизации случайного процесса по методу полных циклов [3]. В этом случае порядок расчета сводится к следующему. Вначале определяется закономерность $k = k(x)$, где $x = p/s_p$, изменения параметра сложности структуры k от уровня амплитуд x исключаемых из процесса простых циклов. Эта функция является решением следующего трансцендентного алгебраического уравнения

$$\frac{1}{k} - \frac{1}{k_0} + \ln \frac{k_0 \cdot (k-1)}{k \cdot (k_0-1)} = -\frac{x^2}{2}, \quad (14)$$

где $k_0 > 1$ – начальное значение параметра сложности структуры.

Плотность распределения вероятностей для амплитуд всех циклов имеет вид

$$f(p) = \frac{p}{s_p^2} \cdot \frac{k^2 \left(\frac{p}{s_p}\right)}{k_0 - 1} \cdot \left(k \left(\frac{p}{s_p}\right) - 1\right). \quad (15)$$

С учетом соотношений (7), (10), (11) и (15) получаем следующую формулу для определения ожидаемого числа циклов нагружения до разрушения

$$N_* = (k_0 - 1) \cdot N_0 \cdot x_{-1}^{m/2} \cdot \alpha(m, k_0, x_{-1}), \quad (16)$$

где $x_{-1} = \frac{P_{-1}}{s_p}$, $\alpha = \frac{1}{\int_{x_{-1}}^{\infty} x^{\left(\frac{m}{2}+1\right)} \cdot k^2(x) \cdot (k(x) - 1) \cdot dx}$,

где $k(x)$ – решение алгебраического уравнения (14).

Параметр $\alpha = \alpha(m, k_0, x_{-1})$ определяется численно.

Таким образом, введение в рассмотрение энергетического параметра циклической нагруженности материала в сочетании со статистической его линеаризацией позволило эффективно решить задачу оценки прочностной надежности и усталостной долговечности элементов конструкций транспортных машин, находящихся в эксплуатации под одновременным воздействием изгибающих и крутящих моментов.

Литература

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990. 448 с.
2. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 224 с.
3. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. М.: Машиностроение, 1984. 245 с.
4. Гусев А.С., Щербаков В.И., Гребенкина М.И. Вибронагруженность крупногабаритной транспортной системы при движении по дороге со случайными неровностями //Известия МГТУ «МАМИ» № 2, 2013, с. 48-53.
5. Гусев А.С., Карунин А.Л., Крамской Н.А., Стародубцева С.А., Щербаков В.И. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении. М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2007. 336 с.
6. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 223 с.
7. Щербаков В.И., Чабунин И.С., Стародубцева С.А. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций. Изд. 2-е, испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2010. 288 с.
8. Whitney C.A. Random processes in physical systems. New York: John Willey, 1990. 320 p.

**ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ ОБРАБОТКИ КАРТИН
КОРРЕЛЯЦИОННЫХ ПОЛОС, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДОМ ЭЦСИ**
*SOFTWARE FOR PROCESSING IMAGES OF CORRELATION BANDS
OBTAINED BY ELECTRONIC SPECKLE PATTERN INTERFEROMETRY*

А.Б. Дайнеко – аспирант
ИМАШ РАН

Abstract. Correlation bands images obtained by electronic speckle pattern interferometry (ESPI) give a visual representation of the displacement field of the object studied. However, obtaining the numerical values of displacement at different points of the object requires additional processing of images. Manual processing of images provides maximum flexibility, because user fully controls relations of image points to bands. The presented software is designed for manual processing of the correlation pattern of bands, in which data are obtained, ready for use in the numerical calculations.

При использовании метода электронно-цифровой спекл-интерферометрии (далее ЭЦСИ) информация о поле перемещений получается в виде картины корреляционных полос. В то время как картина полос дает наглядное представление о перемещениях, для получения числовых величин перемещений нужно провести дополнительную обработку.

Согласно [1] формула для корреляционной функции P результата вычитания двух спекл-структур по методу ЭЦСИ следующая:

$$P(\delta) = \frac{1 + \cos(\delta)}{2}, \quad (1)$$

где δ – изменение фазы волны, обусловленное перемещением объекта. Отсюда получаются формулы для получения δ на основании порядка корреляционных полос (корреляционная функция равна 1 для темных полос, и 0 – для светлых полос):

$$P(\delta) = 1 \rightarrow \delta = 2\pi n, \quad (2)$$

$$P(\delta) = 0 \rightarrow \delta = (2n+1)\pi \quad (3)$$

Формула для расчета сдвига фаз δ на основе перемещений выглядит следующим образом:

$$\delta = \frac{2\pi}{\lambda} (\bar{e}_3 - \bar{e}_s) \cdot \bar{u}, \quad (4)$$

где \bar{e}_3 – единичный вектор в направлении наблюдения, \bar{e}_s – единичный вектор в направлении источника света, \bar{u} – вектор перемещения точки объекта, а λ – длина волны лазера. Таким образом, связь между сдвигом фаз δ и перемещениями зависит от конкретной оптической схемы, применяемой в эксперименте.

Для получения поля перемещений в плоскости, нормальной плоскости изображения, используется следующая оптическая схема:

Для приведенной схемы связь между нормальными перемещениями u_3 и сдвигом фаз δ сводится к формуле:

$$\delta = \frac{4\pi}{\lambda} u_3. \quad (5)$$

Что приводит к связи между порядком полос n и нормальными перемещениями u_3 следующего вида (для темных и светлых полос соответственно):

$$u_3 = \frac{\lambda n}{2}; u_3 = \frac{\lambda(2n+1)}{4}. \quad (6)$$

Для других оптических схем формула, связывающая перемещение точки объекта с порядком полосы может отличаться, но зная порядок корреляционной полосы, можно определить перемещение в точке объекта.

Среди возможных способов обработки изображений картин корреляционных полос

ручной способ обработки, при котором оператор выделяет точки, принадлежащие отдельным корреляционным полосам, обладает наибольшей гибкостью, поскольку оператор может принять в расчет артефакты изображения и сопоставить изображение со экспериментальной схемой эксперимента (к примеру, проигнорировать точки вспомогательного устройства, частично заслоняющее объект).

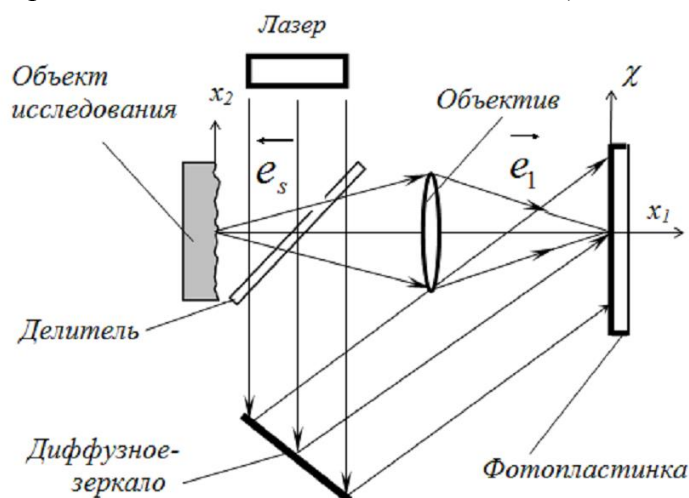


Рис. 1. Оптическая схема для измерения нормальных перемещений

Для обработки полученных картин корреляционных полос написано приложение, позволяющее расставить порядок полос на изображении, полученном в результате эксперимента.

Интерфейс программы выглядит следующим образом:

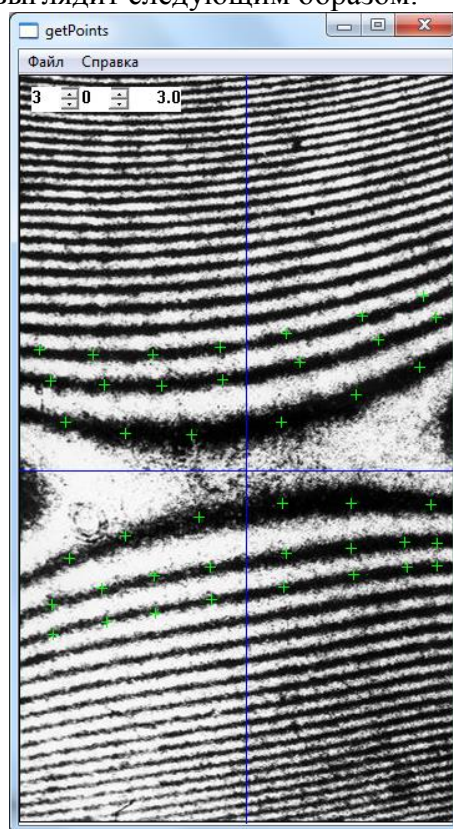


Рис. 2. Интерфейс программы для обработки картин корреляционных полос

При загрузке программы появляется диалог открытия файла, где нужно указать изображение для обработки. Изображение масштабируется таким образом, чтобы оно помещалось на экране и показывается пользователю.

Первым щелчком на изображении пользователь задает центр, относительно которого будут отсчитываться координаты следующих точек.

Последующие щелчки на изображении будут отмечать точки корреляционных полос. Каждой точке будет соответствовать порядок полосы, отображаемый в левом верхнем углу изображения. Порядок полосы можно задать как при помощи клавиатуры, так и при помощи мыши. Можно задавать дробный порядок полосы для случаев, когда полос на изображении мало, но по переходу полутонов оператор может определить, к примеру, середину перехода между светлой и темной полосой (в этом и заключается гибкость ручной обработки). Нулевой порядок полосы пользователь задает для точек, где исследуемый объект был закреплен и заведомо известно, что перемещения равны нулю.

После того, как пользователь завершил добавление точек на изображение, он может записать данные в текстовый файл, нажав пункт меню «Файл->Записать результат».

Текстовый файл, получающийся в результате работы программы содержит следующие данные:

- количество точек
- масштаб изображения
- положение центра в пикселях относительно левого верхнего угла изображения
- отмеченные точки, для каждой из которых записываются ее относительные координаты и порядок полосы

Полученный текстовый файл можно использовать в последующих расчетах, применив формулу для расчета перемещений в зависимости от порядка полосы. Поскольку формула зависит от используемой оптической схемы, то перерасчет в перемещения в самой программе не производится.

Литература

1. Разумовский И.А. Интерференционно-оптические методы механики деформируемого твердого тела: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОПРОСОВ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ШТАМПОВАННЫХ КОЛЕС БОЛЬШОЙ РАЗМЕРНОСТИ *RESEARCHING PROBLEMS OF LARGE DIMENSION STEEL STAMPED WHEELS FATIGUE STRENGTH*

И.В.Демьянушко – д.т.н., проф, **Е.М.Логинов** – асп.,
И.А.Карпов – асп., **В.В.Миронова** – к.т.н., доц.
МАДГТУ (МАДИ)

Abstract. The subject of the following article is the problem of predicting fatigue strength of large dimension stamped wheels constructed as an assembly of a rim and a disc, designed for tractors, combine harvesters and other agricultural machines. Considered are the main problems occurring when creating a FEA model. 3 versions of the item assembly, depending on the contact conditions of the disc and the rim, have been analyzed. Recommendations on lowering stress values in the most unsafe points of the construction have been given.

Опыт эксплуатации автотракторных колес показывает, что их ресурс и зависит от применяемых материалов, нагрузок и технологии производства [1, 2]. В условиях работы при знакопеременных нагрузках ресурс обычно определяется путем оценки усталостной прочности колес в соответствии с нормативными требованиями методом испытаний на изгиб с вращением [3-4]. Приведенная методика с применением метода конечных элементов [5] и традиционного подхода к анализу усталостной прочности [6] позволяет провести сравнительный анализ влияния конструктивно-технологических параметров сборки колеса на его усталостную прочность, ускорить процесс доводки и снизить затраты на испытания промежуточных вариантов конструкций. Для исследования выбрано типовое тракторное колесо большой размерности диаметром 26” (рис. 1). Материал обода - сталь 08ЮА с пределом текучести $\sigma_T = 255$ МПа. Марка стали для диска может отличаться, для методики в целом это не существенно.

В процессе сборки колеса штампованный диск с натягом вставляется в обод, обычно выполняемый методом раскатки. Положение обода относительно диска фиксируется с помощью сварного шва.

При производстве колес большой размерности процесс сборки обычно выполняется в полуавтоматическом режиме, и рассеяние параметров соединения довольно значительное. В связи с этим при эксплуатации и усталостных испытаниях отдельных экземпляров этих колес в ободах часто обнаруживаются усталостные трещины в области сварного шва, что не допускается в соответствии с нормативными требованиями к испытаниям сельскохозяйственных колес EUWA ES 3.12 [3].

Для анализа НДС колеса МКЭ, использовались программные инструменты MSC.Software [7, 8]. Нами установлено, что для имитации нагружения колеса на стенде на изгиб с вращением и адекватной оценке жесткости конструкции при испытаниях необходимо включать в КЭ-модель и колесо, и нагружающие элементы стенда.

Стендовые испытания на усталостную прочность при изгибе с вращением воспроизводят воздействие суммы моментов, возникающих под действием вертикальной нагрузки и боковой силы, возникающей во время поворота или при движении колеса по наклонной поверхности [3, 4]. Схема приложения нагрузки приведена на рис. 2, а. При проведении испытаний колесо по ободу 2 закрепляется на вращающемся столе стенда 1. Через штатные крепежные отверстия 3 к диску жестко крепится консольный рычаг-скалка 4 (моделируется крепление колеса к ступице). Нагрузка (усилие Р) прикладывается



Рис. 1. Штампованное тракторное колесо

к другому концу рычага. В процессе испытаний колесо вместе с рычагом вращается вокруг оси, что имитирует циклическое нагружение при качении по дороге. При этом, в точках колеса напряжения в общем случае меняются по симметричному циклу. Однако, усилия натяга при сборке создают дополнительные постоянные напряжения. Таким образом, суммарные напряжения в точках колеса меняются по асимметричному циклу.

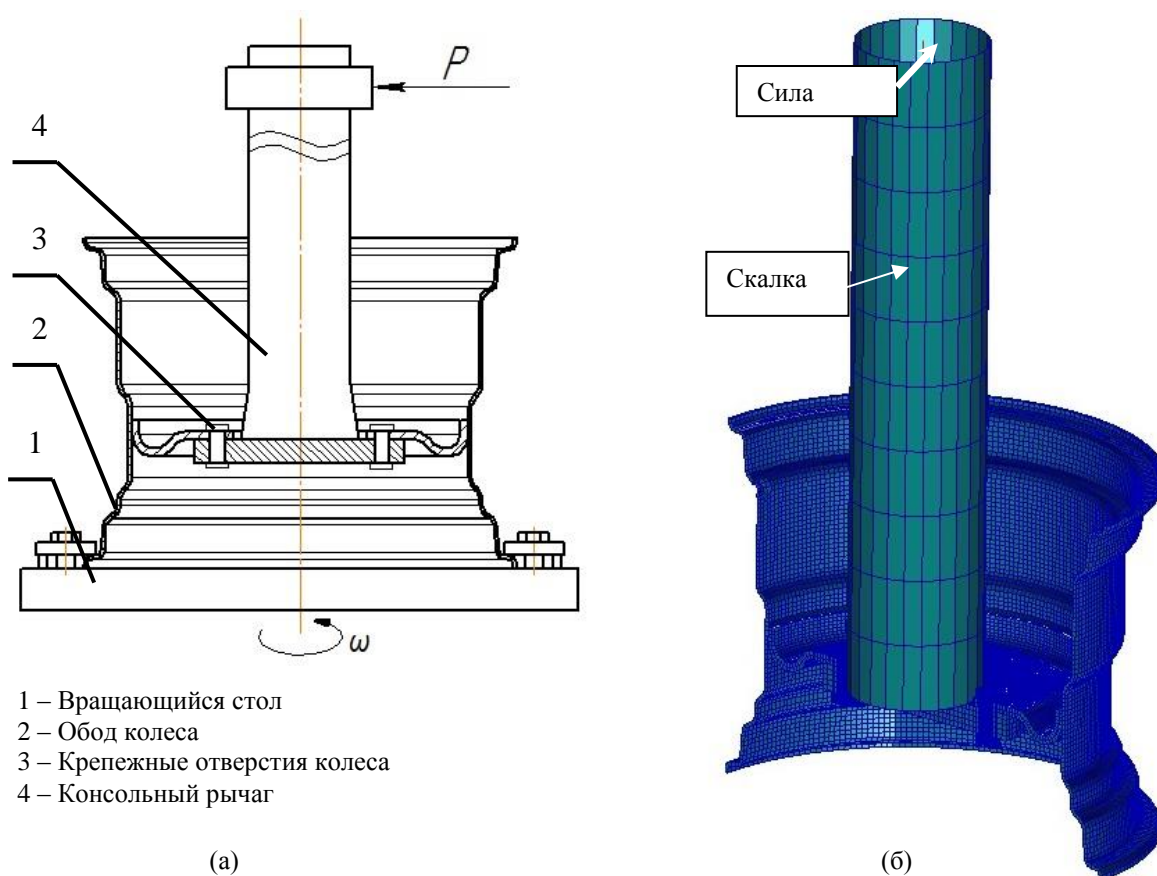


Рис. 2. Схема и внешний вид стенда для проведения испытаний на изгиб с вращением (а) и КЭ-модель конструкции в сборе с испытательным стендом (б)

Для построения КЭ-модели используются 6-узловые призматические и 8-узловые гексагональные элементы первого порядка. Проверка качества сетки выполнена по критериям целостности модели и степени искаженности геометрии конечных элементов [7, 8]. В целях лучшего распознавания контакта размеры сетки контактных пар должны отличаться примерно в 1,3...1,5 раз. Рычаг длиной 1 м моделируется 10 балочными элементами и связывается с необходимыми узлами на поверхности ступицы жесткими элементами RBE2 [7, 8]. КЭ-модель колеса в сборе с испытательным стендом состоит из 168 647 узлов и 117 872 элементов (рис. 2, б).

Нагрузка прикладывается ступенчато. Сначала закрепляется внешняя бортовая закраина и прикладывается момент затяжки болтов (моделируется с помощью функции 3D Bolt Preload [7] приложением силы, равной 78,45 кН, эквивалентной моменту затяжки 600 Нм). Далее к концу рычага испытательного стенда прикладывается сила $P = 16,14$ кН.

Расчет выполнялся в упруго-пластической постановке с применением решателя MSC.Nastran Sol400 [8]. Для контактных пар выбирается кулоновская билинейная модель трения. Анализ НДС колеса в исследуемой зоне (обод в области сварного шва) выполняется для трех возможных вариантов технологической сборки диска с ободом:

- 1) Диаметральные размеры диска и обода выполнены по номинальным размерам. Натяг и зазор в конструкции отсутствуют
- 2) Конструкция собрана с зазором между диском и ободом
- 3) Конструкция собрана с натягом между диском и ободом.

Расчет проводился в квазистатической постановке. В условиях плотного контакта диска и обода без натяга и зазора (1й вариант сборки), максимальные эквивалентные напряжения σ_i (интенсивность напряжений по Мизесу) в районе сварного шва составили $\sigma_a = \sigma_i = 73$ МПа (рис. 7), где σ_a – амплитуда интенсивности напряжений в точке в симметричном цикле нагружения.

В условиях наличия зазора (2й вариант сборки) моделируется отсутствие контакта между ободом и диском. Усилие от диска к ободу передается только через поверхности сварного шва (рис. 8).

Распределение напряжений совпадает с распределением по 1му варианту сборки. Но максимальные значения интенсивности напряжений по Мизесу составили $\sigma_a = \sigma_i = 172$ МПа.

По результатам расчета НДС в районе сварного шва упругое. Это позволяет отдельно рассматривать НДС от циклического нагружения для определения амплитуд напряжений σ_a и от натяга (3й вариант сборки) для определения статической составляющей цикла напряжений – среднего напряжения цикла нагружения σ_m .

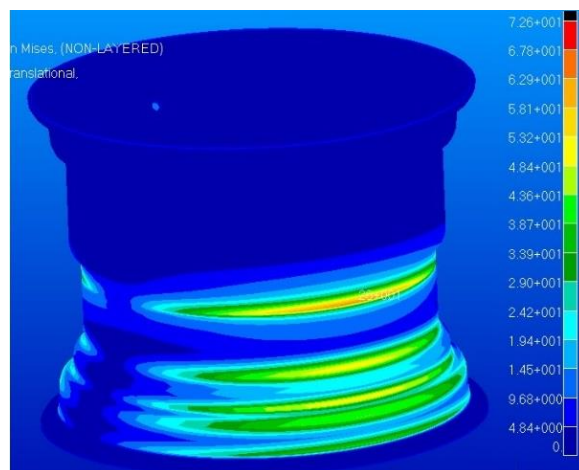


Рис. 3. Распределение напряжений по ободу в условиях плотного контакта без натяга и зазора

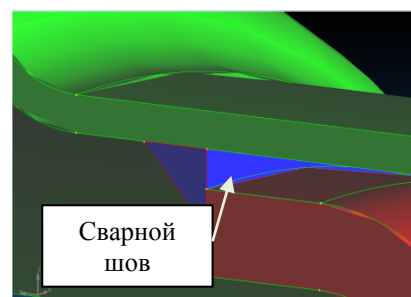


Рис. 4. Зазор между диском и ободом (в масштабе)

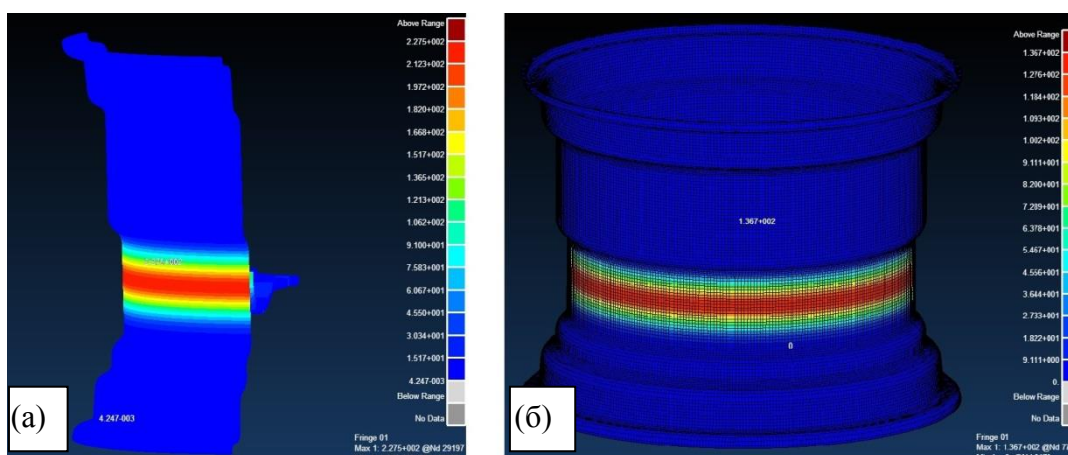


Рис. 5. Распределение напряжений по ободу в условиях натяга 0,4 мм (а) и 0,25 мм (б)

Расчет НДС колеса выполнялся при двух значениях натяга: 0,4 мм (максимальная величина по конструкторской документации) и 0,25 мм. При натяге 0,4 мм в районе сварного шва возникают большие напряжения. Максимальные эквивалентные напряжения в условиях размазанного (распределенного по всей площади) контакта составляют $\sigma_m = \sigma_i = 228$ МПа (рис. 5, а). Учитывая, что для материала обода предел текучести $\sigma_T = 255$ МПа, статическая составляющая напряжений от натяга может в некоторых неблагоприятных случаях достигать значений, близких к пределу текучести. При меньшем значении натяга 0,25 мм максимальные напряжения снижаются до значения $\sigma_m = \sigma_i = 136$ МПа (рис. 5, б).

Для определения усталостных характеристик материала в месте разрушения были изготовлены 7 образцов (темплетов), вырезанные из готового колеса двумя параллельными сечениями, проходящими перпендикулярно плоскости колеса (рис. 6). Испытания проводились на электродинамическом вибраторе по методу ступенчатого

повышения нагрузки при различных значениях амплитуды возбуждения вынужденных колебаний образца. Статическая составляющая нагрузки от натяга не воспроизводилась, что является следствием разрезки колеса. Однако, влияние сварного шва и повреждения материала при сварке этими испытаниями выявляется. Таким образом, учитывается фактическая технологии изготовления колеса [9].

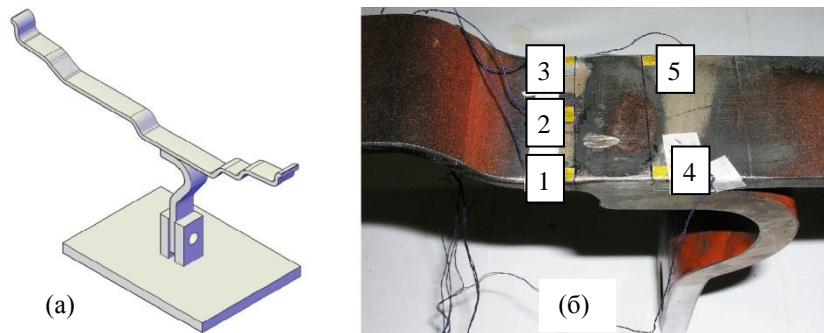


Рис. 6. Эскиз закрепления и внешний вид образца-темплета колеса (а) с установленными и пронумерованными тензорезисторами (б)

Базовое число циклов нагружения составило 2×10^6 циклов. Критерий начала разрушения: падение рабочей частоты испытания более чем на 10 Гц.

Результаты приведены на рис. 7 в виде кривой усталости. Среднее значение предела выносливости образцов на ограниченной базе 2×10^6 циклов составило $\sigma_v = 160$ МПа при минимальном значении $\sigma_v = 150$ МПа и максимальном $\sigma_v = 180$ МПа. Влияние асимметрии цикла на σ_v можно приблизительно учесть с использованием схематизированной диаграммы предельных амплитуд (рис. 8).

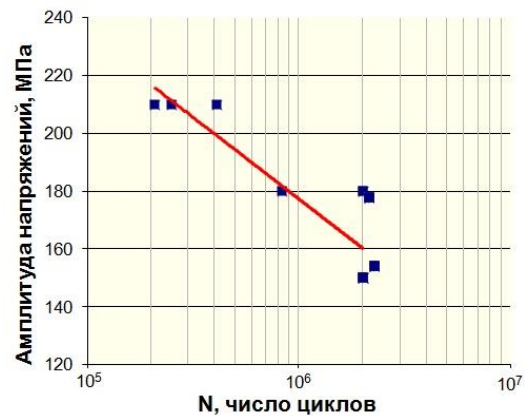


Рис. 7. Кривая усталости испытанных образцов

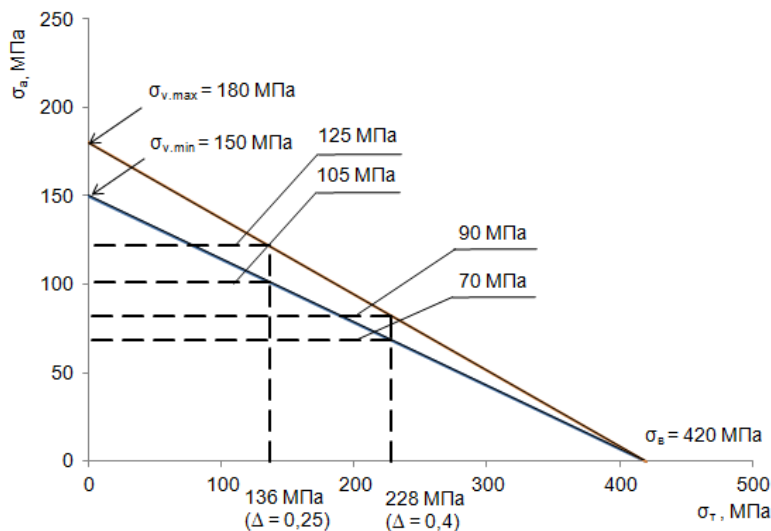


Рис. 8. Расчет пределов выносливости с учетом асимметрии цикла

Для оценки долговечности колеса предел прочности σ_b принимался по справочным данным для материала колеса равным 420 МПа. Предел выносливости брался с экспериментальной диаграммы (рис. 7) на базе 2×10^6 циклов с учетом рассеяния и с учетом асимметрии цикла при различных величинах натяга (рис. 8). Ниже в табл. 1

приведены результаты расчетной оценки выносливости колеса по данным расчета НДС с учетом данных испытаний образцов для различных вариантов сборки колеса.

Таблица 1. Результаты сравнительного анализа усталостной прочности колеса

	Амплитуда напряжений σ_a	Среднее напряжение от натяга σ_m	Предел выносливости с учетом асимметрии цикла σ_{av}	Результат
Зазор между диском и ободом, контакт по сварному шву	172	0	150-180	Возможное разрушение в области шва
Натяг между диском и ободом $\Delta=0,25$	73	136	125-105	Запас по выносливости около 1,7
Натяг между диском и ободом $\Delta=0,4$	73	228	70-90	Возможное разрушение в области шва

Заключение. Для более точной оценки долговечности колеса необходимо учесть свойства материала в сварном шве, иметь более точные характеристики его усталостной прочности. Однако, для сравнительного анализа и, главное, выявления направления изменений конструкции и технологии в процессе доводки, расчетный анализ с использованием данной методики является весьма полезным инструментом, позволяющим сократить объем доводочных работ и свести число испытаний колес к минимуму. Авторы выражают благодарность к.т.н., доц. А.М. Вахромееву за организацию и проведение усталостных испытаний образцов, результаты которых позволили составить данную методику. Исследования конкретного колеса показали, что для увеличения долговечности колес необходим строгий контроль диаметральных размеров выпускаемых дисков и ободьев. С учетом объема выпуска колес возможно группировать пары диск-обод, чтобы обеспечить гарантированный минимальный натяг и отсутствие зазора. Кроме того, следует обеспечить технологию автоматической сварки для уменьшения рассеяния усталостных характеристик конструкции.

Литература

1. Демьянушко, И.В. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление дизайн / И.В. Демьянушко, Ю.К. Есеновский, А.М. Вахромеев // Автомобильная промышленность, № 9, 2002, С. 35 – 39.
2. Демьянушко, И.В. Информационные технологии и создание автомобильных конструкций / И.В. Демьянушко, М.Н. Юдин // Автомобильная промышленность, № 9, 2003, С. 3 – 5.
3. EUWA ES 3.12. Test requirements for agricultural wheels. 2004
4. ГОСТ Р 52390-2005. Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний. М.: Госстандарт, 2007. 30 с.
5. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 544 с.
6. Irina V. Demijanushko, 'State-of-the-Art and Trends of Development of Reliability of Machines and Mechanisms', *Mechanisms and Machine Science*, 2011, pp. 173-183. Режим доступа: http://dx.doi.org/10.1007/978-94-007-1300-0_14
7. MSC.Patran 2012 User's Guide. Режим доступа: www.mssoftware.com
8. MSC.Nastran 2012 Quick Reference Guide. Режим доступа: www.mssoftware.com
9. Батрак, Н.И., Вахромеев, А.М. Методические особенности испытаний на усталость легковых автомобильных колес // Вопросы строительной механики и надежности конструкций: Сборник научных трудов МАДИ. – М.: МАДИ, 2010. – С. 5 – 19.

**РАСЧЁТ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ СВАРНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ РАМЫ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК**
*CONCEPT-ORIENTED STRENGTH ANALYSIS OF A WELDED HYBRID
COMBINATION OF ALUMINUM VEHICLE FRAME AND SUSPENSION UNIT*

Р. Денк – магистр (M.Sc.), **В. Предигер** – д.т.н., проф.
Университет прикладных наук, г. Оснабрюк, Германия

Abstract. The aim of the investigation is a concept-oriented strength analysis of a welded hybrid combination of aluminum cast and wrought alloys. Therefore one of the main aspects is to provide data for a detailed finite element analysis (FEA). By modeling weld geometry out of cross-sections and optical scanning data, a more realistic concept for fatigue life assessment is possible.

Оценка прочности сварных соединений происходит, как правило, на основе номинальных напряжений. При этом многие конструктивные элементы не учитываются, что часто приводит к ошибочной оценке прочности сварных соединений. Следует учитывать, что сварные соединения представляют собой наиболее слабое место конструкции, поэтому оценка усталостной прочности имеет большое значение для безопасности движения автомобиля. Существуют многочисленные методы оценки прочности сварных конструкций (*structural stress approach, notch stress approach*), которые отличаются не только с точки зрения их применимости, но и с точки зрения достоверности получаемых результатов.

Объектом исследования является опора амортизатора - деталь подвески автомобиля марки RoadKart, находящаяся в передней части кузова (рис. 1).

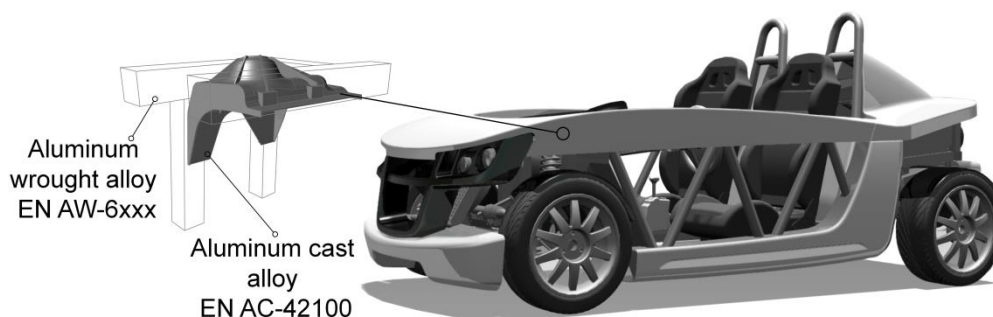


Рис. 1. Опора амортизатора автомобиля марки RoadKart

Опора амортизатора изготавливается методом литья под низким давлением из высокопрочного алюминиевого сплава (EN AC-42100). Она приваривается в пяти местах к раме транспортного средства, которая состоит из экструдированных алюминиевых профилей (EN AW-6060). При сварке опоры амортизатора с рамой автомобиля используются два типа сварных соединений: соединение внахлестку и угловой односторонний тавровый шов.

Исследования в рамках актуального проекта проводились по следующей схеме:

1. Проведение эксперимента для определения динамических нагрузок
2. Создание модели опоры амортизатора по методу конечных элементов
3. Моделирование сварных швов
4. Статический расчет на прочность
5. Расчет на усталость (долговечность)
6. Проведение испытаний исследуемого объекта на испытательном стенде
7. Сравнение результатов эксперимента с теоретическими результатами

В автомобильной промышленности существуют стандартизованные коллективы нагрузок для испытаний или расчетов элементов конструкции [1]. Но для мелкосерийного производства автомобилей такие спектры нагрузок отсутствуют. Поэтому в рамках проекта необходимо было провести испытания с автомобилем на различных трассах с целью определения динамических нагрузок, действующих на транспортное средство. С помощью нагрузок, полученных в рамках данных испытаний, производится расчет фактических нагрузок, действующих на автомобиль. Они рассчитываются с помощью комбинирования динамических нагрузок на различных трассах: проселочной, городской и бездорожье. Опираясь на CARLOS-Стандарт, для исследования длительной прочности опоры амортизатора было выбрано следующее распределение трасс, соответствующее исследуемому классу автомобилей (рис. 2).

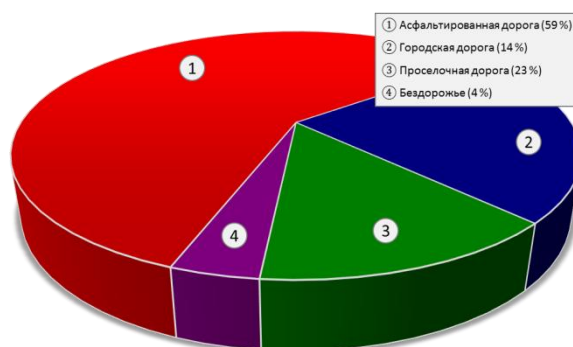


Рис.2. Распределение трасс

В ходе экспериментов, проведенных с автомобилем на различных трассах, замерялись с помощью пьезоэлектрических датчиков динамические нагрузки, действующие на опору амортизатора. Как видно из осциллограммы нагрузок (Рис. 3), амплитуды динамических нагрузок в опоре амортизатора различаются в зависимости от качества дороги. Максимальная нагрузка на уровне 3500 Н (динамическая плюс статическая нагрузки) была замерена при испытаниях на бездорожье. При этом статическая нагрузка на опору амортизатора, вызванная весом автомобиля, равна 1836 Н.

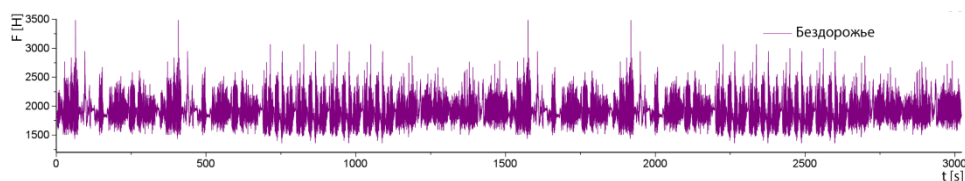


Рис.3. Осциллограмма динамических нагрузок на опору амортизатора

Для обработки измерительных данных по нагрузке опоры амортизатора используется способ корреляционного расчета по методу «дождя» (Rainflow-counting). Измерительные данные визуально сравниваются и оцениваются на основании корреляционной таблицы нагрузок (Rainflow-Matrix, рис. 4).

На рис. 4 представлены амплитуды нагрузок на опору амортизатора во время движения по различным дорожным покрытиям. Можно видеть, что наибольшие амплитуды нагрузок были зарегистрированы во время поездки по бездорожью. Форма коллектива нагрузок на бездорожье указывает на то, что по сравнению с другими видами дорог высокие амплитуды нагрузок являются более частыми.

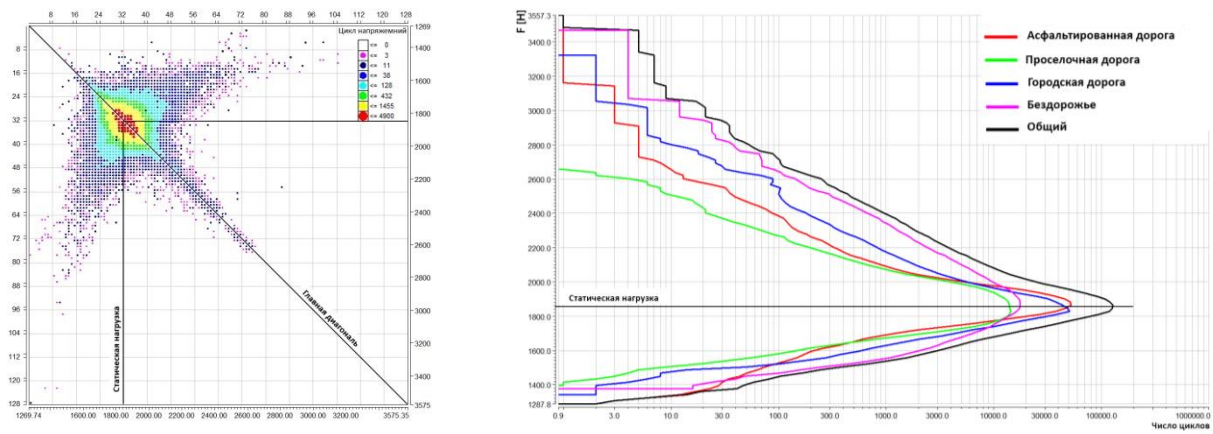


Рис. 4. Корреляционная таблица нагрузок и анализ амплитуд нагрузок

На следующем этапе проекта нужно было создать расчетную модель опоры амортизатора из трёх конструктивных групп: автомобильной рамы, опоры амортизационной стойки и сварных швов. Для этого необходимо было смоделировать форму сварного шва, задать граничные условия и учесть нагрузку опоры амортизационной стойки. Обычно поперечное сечение сварного шва сильно упрощается и представляется прямоугольным треугольником. Иногда сварные швы моделируются как часть кругового сектора [2]. Чтобы учитывать реальную геометрию сварных швов, они моделируются в рамках проекта как идеализируемые швы с близким к реальности формой. Идеализированная форма сварного шва определялась путем осреднения замеров микрошлифов сварных швов (рис. 5). Т.о. была разработана параметризованная модель сварного шва, посредством которой можно регулировать глубину проплавления, толщину, выпуклость и радиус на переходе сварного шва.

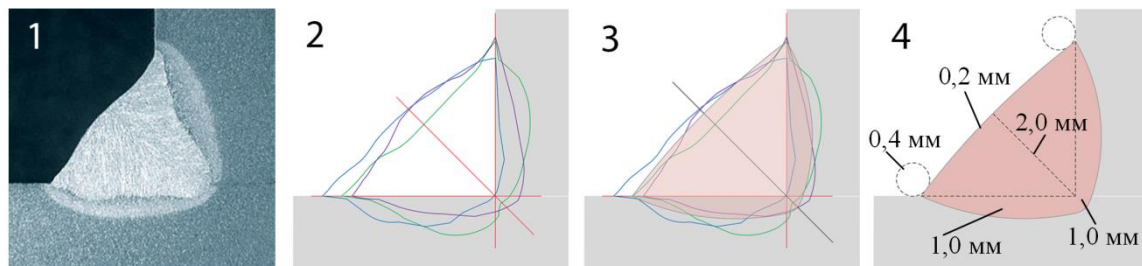


Рис. 5. Идеализированная геометрия сварного шва

Радиусы на переходе сварного шва к основному материалу важны для расчета локальных напряжений в сварных швах и должны отдельно определяться для методов «концентратор напряжения» или «локального напряжения». Вследствие предложенной нами формы сварного шва средний радиус в 0,4 мм хорошо соответствует литературным данным [3] и [4].

На следующем этапе исследования нужно было провести так называемое shell-to-solid моделирование, в котором объемные сварные швы интегрируются в модель опоры амортизационной стойки и автомобильной рамы (рис. 6).

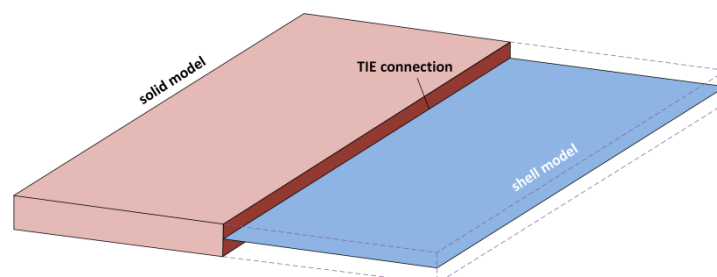


Рис. 6. Пример shell-to-solid моделирования

По существу, прогнозирование долговечности элементов конструкции основывается на напряжениях и деформациях, которые возникают в результате эксплуатационных нагрузок. Эти нагрузки были определены во время экспериментальных поездок и служат для вычисления локальных напряжений и деформаций. Напряженное состояние, которое возникает под влиянием динамической нагрузки, определяется в программе расчета на прочность *winLIFE* для каждой динамической нагрузки $F(t)$. После этого рассчитывается поврежденность для каждого узла конструкции, а затем производится суммирование всех поврежденностей. Важным параметром при расчёте на долговечность является прочность материала. Для ее определения необходимо знать кривую Вёлера и провести оценку влияния среднего напряжения. На рис. 7 показана диаграмма Хейга, которая описывает предел допустимых амплитуд S_a при повышении среднего напряжения цикла S_m для материала EN AC-42100.

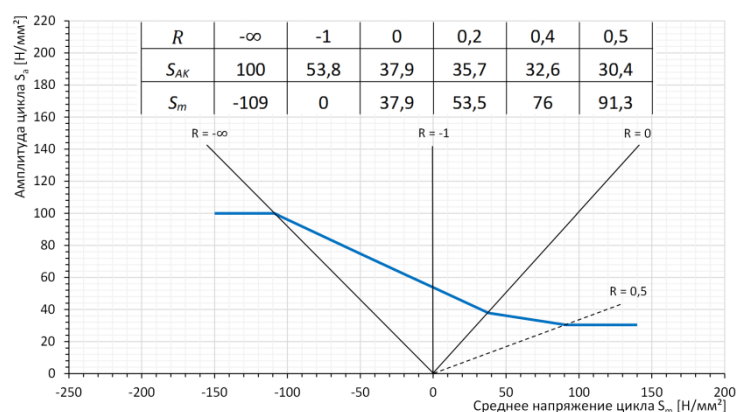


Рис.7. Диаграмма предельных амплитуд для материала EN AC-42100

Для расчета конструкции при динамических нагрузках в первую очередь проводится расчет на статическую прочность, а затем на усталость. Статическая прочность оценивалась в пяти местах конструкции: в сварных швах, в зонах термических влияний автомобильной рамы и опоры, и кроме того в основном материале. Максимальная нагрузка была обнаружена в зоне термических влияний сварного шва на раму автомобиля. Затем испытуемый объект был проверен на усталостную прочность при применении двух разных критериев оценки (*structural stress approach* и *notch stress approach*). Метод структурных напряжений (*structural stress approach*) используется для расчета сварного шва. Для расчета автомобильной рамы и опоры амортизатора применяется метод расчета концентрации напряжения на месте перехода сварного шва (*notch stress approach*).

Расчеты по методу *notch stress approach* показали, что в высоконагруженном узле опоры суммарное усталостное повреждение равно $D=0,07$. Это означает, что повреждение опоры амортизатора при достижении конца срока эксплуатации (т.е. при пробеге в 150.000 км) находится на уровне 7%, и данный конструкционный элемент всё еще имеет большой запас прочности.

Было также установлено, что уровень напряжений в сварных швах значительно ниже, чем уровень максимальных напряжений в опоре амортизационной стойки. Для определения прочности сварного шва необходимо вычислить тензоры напряжений с использованием метода конечных элементов. При этом расчёте использовался метод линейной экстраполяции [5], с помощью которого была проведена коррекция тех тензоров, которые находятся на подрезе сварного шва. Т.о. было установлено, что максимальное значение суммарного повреждения в области перехода к опоре амортизационной стойки шасси составляет $D=1,6 \times 10^{-4}$. Коэффициент эксплуатации равен 17,93. Это означает, что отказ произойдет при воздействии нагрузки, которая приблизительно в 18 раз больше расчетной. Максимальное значение суммарного

повреждения в области перехода к раме автомобиля $D=4,8 \times 10^{-4}$ в три раза больше чем в опоре. Коэффициент эксплуатации в этом случае равен 12,72.

Заключительное экспериментальное испытание прочности опоры амортизационной стойки проводился на испытательном стенде. При этом ставилась цель оценки результатов аналитического анализа прочности сварных швов путем их сравнения с экспериментальными результатами. В эксперименте объект подвергался динамическим нагрузкам, которые менялись ступенчато шестью уровнями. Длительность каждой ступени нагружения составляла 10^6 циклов, длительность всех ступеней составляла 6×10^6 циклов. Испытания проводились до наступления усталостного разрушения опоры амортизатора в каком-либо её месте.

Испытания показали, что разрушение происходит не при предсказанных теорией 2×10^6 циклов, а только после достижения $6,28 \times 10^6$ циклов нагрузки. Место образования усталостной трещины полностью совпадает с теоретически предсказанным местом разрушения.

Обычно существует большое расхождение между результатами аналитического расчета и результатами эксперимента. Существует множество методик, позволяющих уточнять оценку длительной прочности [6, 7]. Для улучшения оценки длительной прочности требуются точное знание характеристик использованного материала. Такие характеристики прочности как временное сопротивление разрыву, модуль упругости, относительная деформация при растяжении и пористость существенно влияют на параметры кривой Вёлера. Они могут сильно отличаться в зависимости от термической обработки материала. Например, для экструдированных алюминиевых профилей (EN AW-6060) величина предела прочности в зависимости от термической обработки может находиться между 130 МПа (для T4) и 215 МПа (для T6), а относительная деформация при растяжении – между 15% (для T4) и 12% (для T6). Для материала AlSi7Mg0,3 проявляется похожий разброс характеристик прочности [6]. Спектр нагрузок также существенно влияет на результаты расчетов.

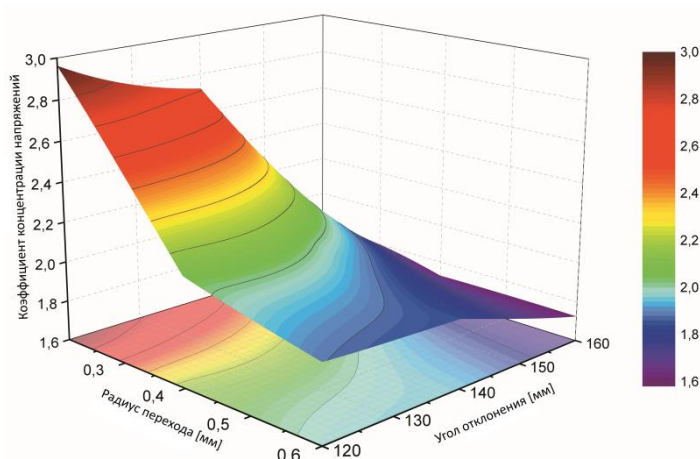


Рис. 8: Поле характеристик сварного шва

Повышение достоверности оценки прочности возможно также, если корректнее учитывать геометрические аспекты конструкции, например, максимально уточнить геометрию сварного шва при создании имитационной модели. Достоверность оценки прочности конструкции зависит от точности расчета напряжений, поэтому качество модели конечных элементов играет так же большую роль. Экспериментальные исследования сварных швов (нахлестное соединение) показали, что величина коэффициента концентрации напряжений может отличаться примерно в 1,7 раза в зависимости от точности расчета радиуса перехода и угла отклонения сварного шва. Соответствующая зависимость показана на рис. 8.

В рамках представленного проекта под названием SafeConnect - Applied light-weight design for welded small batch aluminum cars with the focus on structural integrity были проведены исследования по развитию методов расчета длительной прочности сварных соединений, выполненных из современных конструкционных материалов. Хотелось бы поблагодарить группу AGiP за оказанное содействие данному исследовательскому проекту.

Литература

1. Schütz, D.: Standardisierte Lastabläufe für Bauteile von PKW Radaufhängungen. Standardized load sequences for car wheel suspension components: car loading standard – CARLOS. Darmstadt, LBF, 1990
2. Hack, M.: Lebensdauerberechnung von geschweißten Bauteilen. Durability of Seam Welds. Webseminar, 2013
3. Festigkeit geschweißter Bauteile. Anwendbarkeit lokaler Nachweiskonzepte bei Schwingbeanspruchung. DVS-Forschungskolloquium in Braunschweig am 17. und 18. März 2009, Düsseldorf, DVS Media, 2009
4. Sonsino, C. M.: Schwingfeste Bemessung von Schweißverbindungen nach dem Kerbspannungskonzept mit den Referenzradien $r_{ref} = 1,00$ und $0,55$ mm. Vorschläge für zulässige Spannungen. Materials Testing, Vol. 50 (2008), pp. 380-389, München, Carl Hanser Verlag, 2008
5. Hobbacher, A.: Recommendations for fatigue design of welded joints and components. New York, NY, Welding Research Council, 2009
6. Rennert, R.; Kullig, E.; Vormwald, M.; Esderts, A.; Siegele, D.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl. Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 6., überarb. Aufl., Frankfurt am Main, VDMA-Verlag, 2012
7. Hinkelmann, K., Esderts, A., Zenner, H.: Ein verbessertes Verfahren zur Lebensdauerabschätzung mittels linearer Schadensakkumulation. München, 2010

ДИАГНОСТИКА НАРЕЗНОГО ОРУЖИЯ ПРИБОРОМ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ БАЛЛИСТИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ *DIAGNOSTICS OF RIFLED WEAPONS USING AUTOMATED BALLISTIC IDENTIFICATION SYSTEM*

Т.А.Додашвили – аспирант, С.С.Резников – к.т.н, доц.

Санкт-Петербургский Национальный Исследовательский Университет Информационных Технологий Механики и Оптики

Abstract. In the article under review of bore diagnostic methods. Their advantages and disadvantages. Proposes to use Automated Ballistic Identification System for this. Scanner can photograph the surface of bullets. Depreciation is determined using traces on bullets. Proposes to model the formation of traces on the bullet during firing using ANSYS Mechanical.

Живучесть является одним из важнейших параметров нарезного оружия. На срок службы влияют различные факторы: его конструкция, условия эксплуатации, используемые боеприпасы, сорт пороха и многое другое. В конечном итоге, если оружие имеет низкую кучность боя, оно признается непригодным и выбраковывается.

Наибольшему износу подвержен дульный срез и участок ствола у самого патронника. Разрушению канала ствола способствуют различные факторы и чтобы предотвратить преждевременный выход из строя оружия нужно хорошо изучить все процессы, происходящие во время и после выстрела. Вблизи патронника наибольшее влияние оказывает эрозия, так как этот участок испытывает самое высокое давление и температуру. Так же внутренние поверхности ствола истираются при непосредственном давлении пули на поля нарезов. Пыль и грязь, попадающие, в основном, через дульный срез, приводят к его истиранию по диаметру. Во время выстрела действие этих частичек можно сравнить с наждаком. Со временем вследствие этого явления у оружия появляется характерный раструб. Все эти факторы в конечном итоге приводят к тому, что пуля перестает плотно обжиматься нарезами в канале ствола, она начинает «гулять» и происходит резкое снижение точности оружия. [1, 2]

Для поверки крупнокалиберных артиллерийских орудий используются различные нутромеры. Они измеряют диаметр канала ствола в различных сечениях, как по полям, так и по дну нарезов. Развитие электроники позволило использовать для этой цели оптико-электронные приборы. Они работают по принципу эндоскопа. Полученные снимки позволяют судить о степени износа канала ствола. [3]

Сложность конструкции данных приборов не позволяет сделать их менее нескольких сантиметров в диаметре. Единственное что остается для диагностики более мелкокалиберного оружия: различные калибры (измеряют лишь небольшой участок с дульной стороны), визуальный осмотр с дульной стороны (определение по теневым треугольникам изгибов, раздутий и вмятин), непосредственный отстрел на кучность.

Есть менее распространенные методы, к ним можно отнести использование медицинских эндоскопов (так же ограничены собственным диаметром и позволяют отслеживать лишь явные дефекты). Еще один метод, предложенный в патенте № 2368885RU – отслеживание площади сечения канала ствола при помощи измерительного цилиндра, расположенного в казенной части оружия. Измерительная жидкость, пропущенная под давлением через такой ствол, позволяет судить о кольцевом зазоре. Как уже было сказано ограничение этого метода в способности определить только площадь сечения канала ствола и не позволяет судить о геометрии. [4]

Все большее распространение получают приборы автоматизированной баллистической экспертизы. Эти комплексы позволяют получать трехмерные развертки цилиндрической поверхности пули с высоким разрешением. Суть предлагаемого метода заключается в исследовании следов оставленных на пуле с целью определения по ним степени износа канала ствола. Существенным плюсом данного метода является

возможность автоматизации всего процесса, что сократило бы время на поверку и позволило бы отказаться от отстрела оружия на кучность. Полученные данные позволяют судить качественные характеристики оружия непосредственно по результату врезания и обжата пули нарезами канала ствола. Для исследования использовалась автоматизированная баллистическая идентификационная система последнего поколения EVOFINDER. [5,6] Реализация данного метода требует создания большой информационной базы данных и нахождения зависимости между отражаемыми на пуле следами и состоянием канала ствола. Непосредственное отслеживание износа канала ствола и запись отображаемых признаков являются достаточно проблематичными, так как современные методы не позволяют сделать этого неразрушающим методом. На помощь приходит современный пакет расчетов методом конечных элементов ANSYS.

На первом этапе была поставлена задача моделирования образования следов на свинцовой пулке пневматического оружия. В данной задаче пулька не врезается в нарезы в момент выстрела, а изначально находится в канале ствола. В результате изменение формы пульки после выстрела минимально. Эксперимент и моделирование предполагает два этапа: первый – моделирование выстрела стандартной свинцовой пульки и второй – моделирование стрельбы из изношенного канала ствола с чуть большим диаметром (для экспериментального сопоставления результатов стандартная пулька уменьшается на пару десятых миллиметра в диаметре). Для эксперимента использовалось спортивное нарезное пневматическое ружье Hatsan 125 TH и пулька Crosman Premier. Был разработан водный пулеулавливатель для сбора отстрелянных пулек без их деформации. Так же был собран самодельный хронограф, представляющий из себя электронный секундомер, использующий световые датчики (по времени между срабатываниями датчиков определяется скорость летящей пули). Исходные данные системы рассчитываются исходя из известных параметров пневматического ружья. Хронограф используется для пересчета кинетической энергии пульки после прохождения всего ствола. А для записи ее геометрии можно воспользоваться прибором автоматизированной баллистической экспертизы EVOFINDER. Здесь возникла дополнительная прикладная задача перевода модели записанной сканером в формат удобный для форматирования и использования в пакете ANSYS. Трехмерное изображение пульки было записано в текстовый файл облаком точек в декартовой системе координат. Далее это облако точек было конвертировано в модель с полигонами (формат читаемый САПР) при помощи пакета с открытым кодом MESHLAB. В ANSYS была создана модель трения пульки в канале ствола. Были заданы типы связей всех элементов и сформирована наиболее приемлемая для моделирования сетка (преимущественное использование кубической сетки). Поскольку в поверхностных слоях сетки происходят большие деформации (превышающие 30%) происходит сильное усложнение расчетов методом конечных элементов (возникают дополнительные нелинейности). Для данной модели использовался пакет ANSYS Explicit Dynamics вместо Transient Structural, позволяющий исключать во время расчета элементы сетки с деформациями превышающими заданные. Как оказалось расчет подобных моделей требует значительных вычислительных мощностей и невозможен на обычном домашнем персональном компьютере.

Моделирование образования следов на пуле далеко от совершенства и требует дополнительной оптимизации. Впереди стоит еще более сложная задача моделирования образования нарезов на огнестрельном оружии. Весь процесс моделирования достаточно сложен и требует больших вычислительных мощностей. Но даже эти первые шаги играют чрезвычайно роль в процессе познания всех процессов, происходящих в канале ствола. Стоит надеяться, что в будущем будет возможность моделировать образование следов на пуле для стволов с различной степенью изношенности и с разнообразными дефектами. Обособленно будет стоять задача корреляции полученных моделей и зависимостей с реальными образцами, которые будут записываться на приборе автоматизированной баллистической экспертизы. Помимо того, что данный метод невероятно актуален с точки

зрения автоматизации диагностики оружия, он поможет экспертам криминалистам лучше понимать процессы слеодообразования на пулях во время выстрела.

Литература

1. Потапов А.А. Искусство снайпера. - Гранд-Фаир, 2009. – 263 с.
2. Таскин А.А. Явления в канале огнестрельного оружия при выстреле. – Москва: Оборонгиз, 1940. – 116 с.
3. Гончаренко П.Д., Хайков В.Л. Современные средства контроля износа канала оружейного ствола. // Збірник наукових праць академії військово-морських сил ім. П.С. Нахімова. – 2012. №1 (9). – С. 22–30.
4. Зверев Ю.В. Способ измерения износа канала ствола и устройство для его осуществления. Патент № 2368885RU. - 2007.
5. Дереновский М.Е., Анчуков В.А. Автоматизированные баллистические идентификационные комплексы – эволюция в криминалистической технике // Специальная техника. - 2001. - №1.
6. Rahm J. Evaluation of an electronic comparison system and implementation of a quantitative effectiveness criterion // Forensic Science International 214. - 2012. – P. 173-177.

КОМБИНИРОВАННОЕ ЧИСЛЕННО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОМПОЗИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ДЕФЕКТАМИ ТИПА ОТСЛОЕНИЙ¹

COMBINED NUMERICAL-EXPERIMENTAL MODELING OF MECHANICAL BEHAVIOR OF COMPOSITE STRUCTURES WITH DELAMINATION

И.Н.Одинцев – к.т.н., А.М.Кокуров – аспирант
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The report describes a technique of numerical and experimental investigation of the strength of structural elements made of composite materials with delamination, taking into account the structure of the composite laminate, the geometry of the zone of the delamination and geometrically nonlinear nature of deformation.

Для изготовления элементов конструкций в последние годы все чаще применяются композиционные материалы (КМ), свойства которых наилучшим образом соответствуют условиям эксплуатации изделий. В процессе изготовления, а так же во время эксплуатации конструкции из КМ возникают различные типы дефектов. Например, в авиационных конструкциях часто встречаются дефекты в виде отслоений в композитных агрегатах механизации крыла (интерцепторы, элерон, закрылки и др.). Для оценки поведения конструкции содержащей дефекты требуется проведение комплексных теоретических, численных и экспериментальных исследований.

В работе рассматриваются процедуры экспериментального определения размера и расположения дефекта с целью последующего численного моделирования и расчета дефектов типа отслоений в композитных материалах с учетом таких факторов как структура слоистого композита, геометрия зоны расслоения, геометрически нелинейный характер деформирования.

Решение поставленной задачи условно можно разделить на следующие этапы:

- 1) определение геометрии и расположения дефекта по глубине методами неразрушающего контроля;
- 2) конечно-элементное моделирование (КЭМ) конструкции с дефектом.

Цель исследования заключается в оценке влияния дефекта на напряженно-деформированное состояние (НДС) конструкции.

В качестве объекта исследования выбран элерон (элемент механизации крыла) среднемагистрального пассажирского самолета с дефектом в виде отслоения.

1. Определение геометрии и расположения дефекта по глубине методами неразрушающего контроля

Определение и оценка изменения технического состояния композитных конструкций в процессе эксплуатации базируется на выявлении внутренних дефектов и измерении их параметров методами неразрушающего контроля. В дальнейшем производится анализ их влияния на работоспособность конструкции.

Для выявления различных дефектов структуры КМ, в частности дефектов типа расслоение и выпучивание, в стеклопластиковых авиационных конструкциях успешно применяются импедансный и тепловизионный методы, а так же метод акустической эмиссии. Для обнаружения внутренних дефектов типа расслоение акустическими низкочастотными методами неразрушающего контроля в стеклопластиковых конструкциях, имеющих толщину от 5 до 50 мм, наилучшие результаты дают импедансный метод с совмещенным и отдельно-совмещенным преобразователями и

¹ Работа выполнена при поддержке гранта РФФ № 14-19-00776

метод свободных колебаний. В настоящее время применяются дефектоскопы, реализующие импедансный метод и метод свободных колебаний, которые позволяют не только обнаруживать различные внутренние дефекты, в частности отслоения и выпучивания, но и могут измерять их площадь. Определение геометрических характеристик дефектов - размера и глубины залегания, производится ультразвуковым методом локации.

Полученные методами неразрушающего контроля геометрические характеристики дефекта применяются для дальнейшего моделирования дефекта и последующего численного расчета конструкции.

2. Методика диагностики состояния авиационных конструкций из КМ с дефектами структуры

Методика диагностики и численного анализа состояния агрегатов самолета из композиционных материалов, содержащих структурные дефекты, строится по следующему алгоритму (рис. 1).

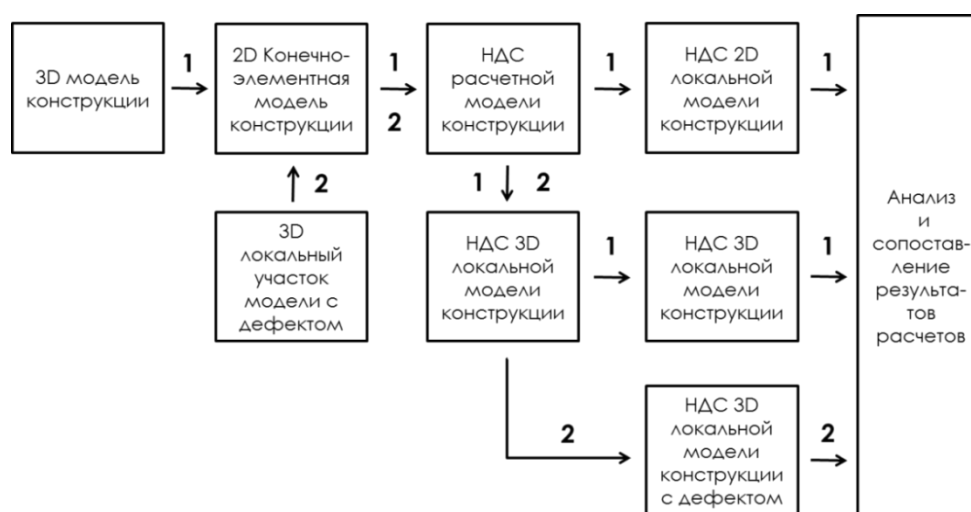


Рис.1. Алгоритм диагностики состояния агрегатов с дефектами структуры КМ

Моделирование и диагностику, согласно приведенному алгоритму, можно условно разделить на 3 этапа:

1. Моделирование, расчет и анализ исходной, неповрежденной конструкции из композиционных материалов (проход 1 – рис.1).
2. Создание и интегрирование модели структурного дефекта в модель конструкции. Проведение численной диагностики и анализа состояния конструкции из композиционных материалов, содержащих структурные дефекты (проход 2 – рис.1).
3. Сравнение полученных результатов, анализ влияния структурного дефекта на напряженно-деформированное состояние конструкции.

Рассмотрим каждый из этапов более подробно.

Моделирование, расчет и анализ исходной, неповрежденной конструкции из композиционных материалов

Для определения напряженно-деформированного состояния была создана расчетная конечно-элементная модель композитной конструкции элемента механизации крыла самолета - элерона (рис. 2а). Модель построена в программе MSC.Patran с учетом детального анализа конструкции агрегатов. КЭ сетка состоит из элементов QUAD4 различной формы и размеров, зависящие от детализации места.

Проведение численного расчета позволяет определить деформированное состояние конструкции и Распределение нормальных сил в верхней обшивке (рис. 2б) как в конструкции в целом, так и на участке возникновения дефекта.

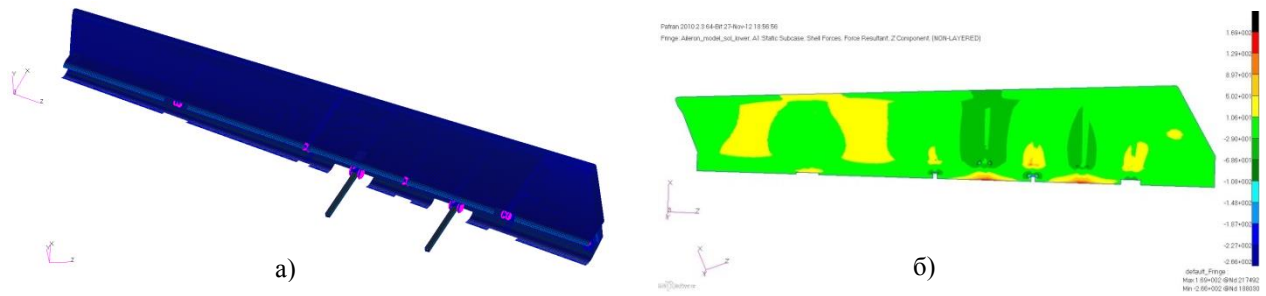


Рис.2. КЭМ (а) и НДС (б) элерона

Создание и интегрирование модели структурного дефекта в модель конструкции

В течении всего жизненного цикла изделий из композиционных материалов возможно возникновение структурных дефектов как в процессе производства, так и в результате статических, вибрационных, а так же ударных воздействий. Наиболее часто встречаемыми дефектами объектов из КМ являются расслоения, отслоения и выпучивание поверхности. Для слоев близких к поверхности наиболее характерно возникновение структурных дефектов в виде выпучивания тонкого отслоившегося участка материала в результате сжатия, нагрева поверхности композита или растяжения из-за эффекта Пуассона. Отслоения оказывают существенное влияние на прочность и устойчивость композитных конструкций, а в ряде случаев имеют решающее значение при определении остаточной прочности конструкции. Поэтому механика разрушения, применительно к структурным дефектам, обязательно должна учитывать нелинейность геометрии отслоившейся части.

Разработанная методика численного исследования и диагностики состояния объектов из композиционных материалов, содержащих структурные дефекты, позволяет моделировать отслоения, расслоения, выпучивания с учетом таких факторов как структура слоистого композита, геометрия зоны расслоения, геометрически нелинейный характер деформирования.

Геометрические особенности дефекта учитываются заданием следующих параметров (рис. 3):

- h - толщина композитного пакета;
- a - длина области расслоения;
- b - ширина области расслоения;
- l - длина отщепившейся части;
- m - ширина отщепившейся части;
- h_{def} - высота отслоения;
- a_{def} - длина горизонтальной площадки отслоения;
- b_{def} - ширина горизонтальной площадки отслоения;
- $f(x,y,z)_{def}$ - функция нелинейного участка нисходящей области отслоения.

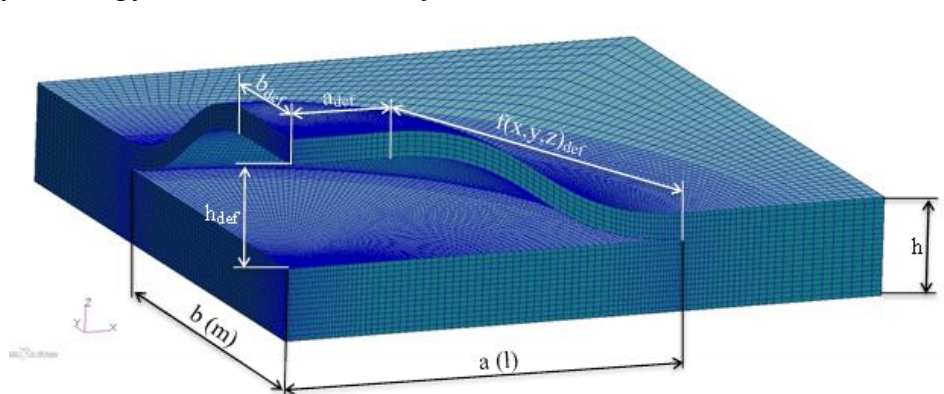


Рис.3. Геометрические размеры структурного дефекта

Взаимодействие слоев конечных элементов, соответствующих слоям проектируемого композитного пакета, в зависимости от типа отслоения, моделируется

следующими вариантами соединений:

1. Комбинирование объединение узлов с областью контактного взаимодействия. Клеевое соединение соседних слоев задается абсолютно жестким путем объединения узлов, за исключением граничных слоев дефекта, где взаимодействия моделируется контактным интерфейсом;

2. Комбинирование клеевого и контактного взаимодействий. Описание соединения соседних слоев задается клеевым слоем с помощью соответствующего интерфейса, в граничных слоях дефекта взаимодействие моделируется контактным интерфейсом;

3. Контактное взаимодействие между всеми слоями композитного пакета. Для моделирования жесткого соединения соседних слоев задается напряжение разрушения матрицы композита, в качестве предельного напряжения контакта, при достижении которого контактное взаимодействие прекращается, то есть слои становятся несвязанными между собой.

По предложенной методике в программе MSC.Patran построена конечно-элементная модель дефекта структуры композиционного материала с учетом последовательности укладки слоев и геометрической нелинейности зоны отслоения.

Разработанная трехмерная, объемная модель дефекта, позволяет более точно воспроизвести геометрию дефекта структуры, по сравнению с существующими в настоящее время методиками расчета, что дает возможность существенно повысить точность при проведении расчетов и диагностики объектов из композиционных материалов. Для построения КЭ сетки представленной модели использованы трехмерные элементы HEX 8 со сгущением сетки к вершине трещины. Для исключения создания элементов с вырождением одной из сторон в центре радиуса вращения образующей дефекта, используются элементы TET10.

Изменение параметров геометрической нелинейности, совместно с комбинированием различных видов дефектов, указанных ниже, позволяет воспроизвести практически любые типы отслоений:

- эллипсоидальное при растяжении и сжатии (моделируется эллипсоидальным отслоением с разрывом связей между конечными элементами в вершине дефекта);
- сжатое в условиях цилиндрического изгиба;
- открытое отслоение при растяжении (моделируется разрывом связей между конечными элементами в вершине дефекта);
- кромочное, кромочное с вторичной трещиной (моделируется кромочным отслоением с разрывом связей между конечными элементами в вершине дефекта) и др.

Подготовленная модель дефекта структуры материала интегрируется в исходную конечно-элементную модель конструкции, путем замены конечных элементов «целого» объекта на модель дефекта. Таким образом, полученную модель конструкции с повреждением структуры материала можно разделить на основную конструкцию – модель агрегата, в данном случае элерона, и подконструкцию, включающую в себя модель дефекта.

3. Численный расчет напряженно-деформированного состояния конструкции с дефектом в виде отслоения

Результаты численного расчета механического поведения конструкции в области отслоения представлены в виде деформационных картин (рис. 4а) и полей напряжений (рис. 4б, 4в, 4г). Здесь НДС, для удобства анализа, отображено для граничных слоев дефекта: верхний слой - на рис. 4в, нижний - на рис. 4г.

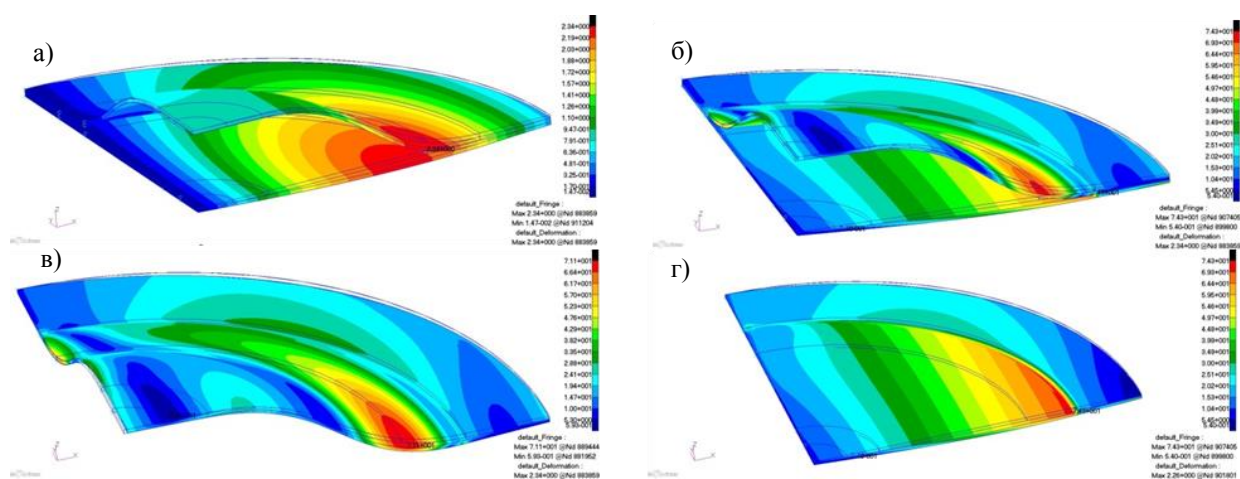


Рис.4. а - полный вектор перемещений [мм]; б, в, г - эквивалентные напряжения [кг/мм²]

Сопоставление результатов серии расчетов исходной и поврежденной конструкций показывают, что в зависимости от геометрических параметров дефекта возможны следующие механизмы локального разрушения: выпучивание, расщепление или смещенная форма. В данном расчете возможно разрушение путем отслоения, выпучивания верхних слоев дефекта.

4. Преимущества применения разработанной методики расчета конструкций из композиционных материалов с различными типами дефектов

Преимущества применения разработанной методики расчета конструкций, содержащих структурные дефекты, заключается в:

- 1) возможности численной диагностики конструкции в течении всего жизненного цикла изделия;
- 2) возможности проведения диагностики путем численного исследования изменения спектра деформационных откликов элементов конструкции из КМ с различными типами структурных дефектов с учетом таких факторов как:
 - структура слоистого композита,
 - геометрия зоны расслоения,
 - площадь дефекта и расположение по глубине,
 - геометрически нелинейный характер деформирования;
- 3) сопоставление результатов расчетов целого объекта с результатами расчета конструкции содержащей дефект структуры, позволяет произвести оценку влияния наличия дефекта на деформацию и прочность конструкции.

5. Выводы

- 1) Предложена методика численно-экспериментального исследования влияния геометрических параметром повреждения на напряженно-деформированное состояние конструкции.
- 2) Разработана конечно-элементная модель дефекта, позволяющая учесть геометрическую нелинейность поверхности отслоения.
- 3) Геометрическая форма и расположение дефекта существенно влияют на локальное деформационное состояние в районе повреждения.
- 4) Результаты проведенных расчетов показывают, что развитие повреждения возможно по следующим механизмам разрушения: отслоение, расщепление и смещенная форма и зависит от геометрии и площади отслоения, а так же порядка укладки слоев.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФ № 14-19-00776

ДИАГНОСТИКА ЖИВУЧЕСТИ И СПЛОШНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ УГЛЕРОДНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ *DIAGNOSTICS OF SURVIVABILITY AND CONTINUITY OF THE STRUCTURES MADE OF CARBON COMPOSITE MATERIALS*

Я.С. Крюкова – инженер, Е.В. Равковская – инженер, Н.Ю. Сидоренко – инженер

Новокузнецкий институт (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Кемеровский государственный университет»

Abstract. Design of carbon composite materials (shell and mesh design) is widespread due to the high strength properties and low weight. However, there are actual problems of quality control and improvement of life of these structures, which require the use of non-destructive testing methods. To predict the residual life and safe operation of structures should be controlled in parallel by several methods based on different physical phenomena. Developed methods of diagnostics of defects of highly loaded structures made from carbon composites and evaluation of their survivability, based on the measurement of electric and temperature fields in the free state and when the power loading. In the article presents a theoretical and experimental results.

Диагностика несплошностей в изделиях из электропроводных композитов с использованием полей электрического тока представляется достаточно перспективной, поскольку наличие дефекта приводит к существенному изменению электрического сопротивления материала [1, 2]. Предлагаемая методика контроля сплошности основана на измерении кажущегося электрического сопротивления изделия (отношения разности потенциалов в двух точках на поверхности изделия к силе тока, пропускаемого через питающие электроды) с использованием высокочувствительных измерительных приборов [3].

Основной этап состоит в построении полей кажущихся сопротивлений, измеренных в достаточно большом числе точек на поверхности контролируемого конструктивного элемента. Для этого в каждой такой точке подводится переменный ток низкой частоты через питающие электроды, а в двух точках, отстоящих на фиксированном расстоянии от питающих электродов, измеряются разности потенциалов. Одновременно измеряется сила тока через питающие электроды и вычисляются значения кажущегося сопротивления. Аномальные области выявляются путем статистической обработки полученных данных.

Приведем пример построения поля кажущегося сопротивления в тонкостенной оболочке из электропроводного материала. Экспериментально исследована оболочка из углеродного композиционного материала с защитным покрытием на основе карбида кремния (SiC) толщиной 0,2 мм. Оболочка имеет коническую форму, толщина оболочки переменна вдоль меридиана и постоянна по окружности. Измерения в зонах, примыкающих к кромкам оснований шириной порядка 5-7 толщины оболочки, не производились. Результаты измерения кажущегося сопротивления приведены на рис. 1.

Для выявления фонового значения кажущегося сопротивления проведен статистический анализ полученных результатов. Выборка неоднородна и может быть разделена на две части – фоновую и аномальную. По критерию Колмогорова фоновая выборка наиболее близка к логнормальному распределению. При этом среднее значение кажущегося сопротивления можно принять равным $0,51 \cdot 10^{-3}$ Ом при стандартном отклонении $0,03 \cdot 10^{-3}$ Ом, т.е. $0,51 \pm 0,07 \cdot 10^{-3}$ Ом. Можно полагать, что значения кажущегося сопротивления, превышающие $0,58 \cdot 10^{-3}$ Ом, связаны с нарушениями сплошности. На рис. 2 изображена дефектограмма оболочки в виде изополос кажущегося сопротивления.

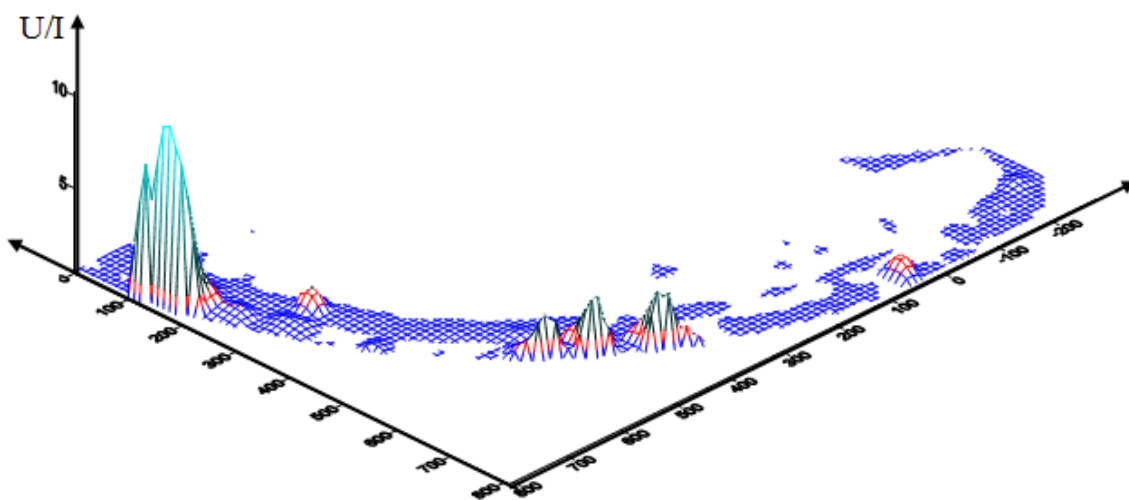


Рис. 1. Поле кажущихся сопротивлений (мОм) в конической оболочке (развертка)

Светло-серым цветом выделены зоны, в которых кажущееся сопротивление соответствует фоновому уровню, темно-серым – зоны с уровнем выше фонового. Малиновым и красным выделены зоны, в которых уровень превышает среднее фоновое значение в два раза и более.

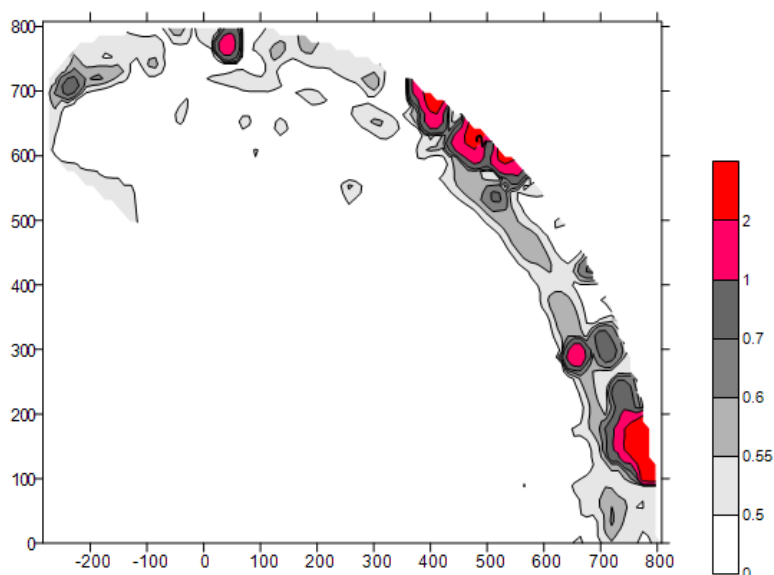


Рис. 2. Дефектограмма оболочки в виде линий уровня кажущихся сопротивлений (мОм)

Превышение фонового уровня, свидетельствующее о наличии нарушений сплошности, наблюдается в отдельных зонах и проявляется в виде максимумов поля кажущегося сопротивления. Отметим, что размеры дефектных зон превышают расстояние между электродами и шаг перемещения блока электродов по поверхности изделия, т.е. аномальные зоны являются связными областями.

Наряду с дефектами изготовления, нарушение сплошности может происходить вследствие повреждения материала. Изменение состояния материала приводит к изменению его электрофизических характеристик. Это позволило использовать описанное выше решение к диагностике поврежденности конструкции из электропроводного композиционного материала [1, 2].

Приведем пример исследования кажущегося сопротивления сетчатой панели при механическом нагружении. Методика измерений состояла в следующем. Два питающих электрода жестко закреплялись на исследуемой панели. На них подавался переменный ток

частотой 50 Гц; величина тока стабилизировалась балластным сопротивлением и контролировалась в процессе эксперимента с помощью цифрового амперметра DT9205A. На ребрах устанавливались приемные электроды, между которыми с использованием высокоомного милливольтметра ВЗ-38 измерялась разность потенциалов и вычислялось кажущееся сопротивление.

На рис. 3 показаны зависимости кажущегося сопротивления от величины прогиба панели.

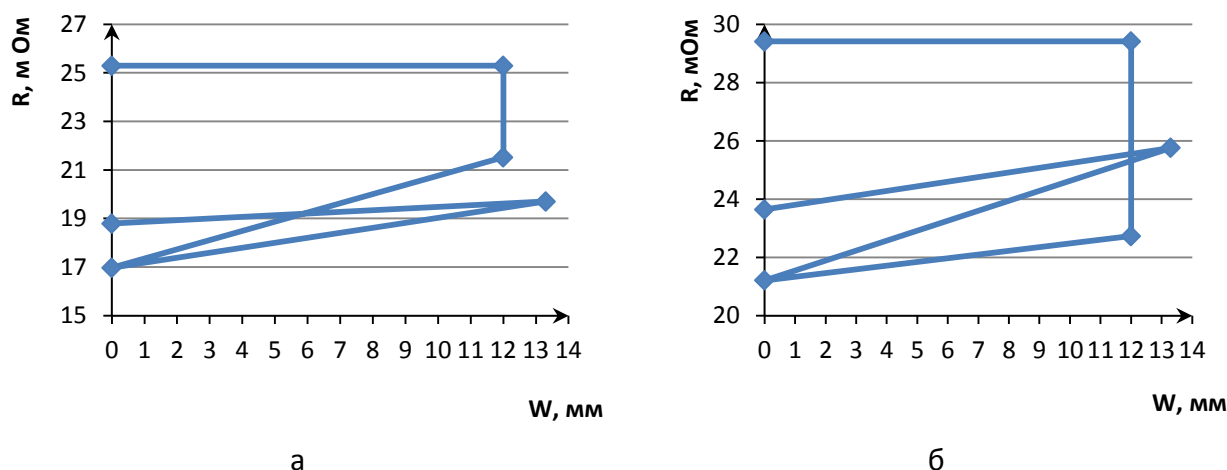


Рис. 3 – Графики зависимости кажущегося сопротивления R от величины прогиба W : а – положение приемных электродов на кольцевом и спиральном ребрах, б – положение электродов на спиральных ребрах

В начальном состоянии приложение нагрузки не сказывается на величине сопротивления. При появлении трещин появляется зависимость измеренных кажущихся сопротивлений от прогиба. При полной разгрузке наблюдается смыкание трещин, прогиб после разгрузки возвращается к нулю, а величина кажущегося сопротивления уменьшается по сравнению с исходным состоянием. Повторное приложение нагрузки приводит к дальнейшему изменению кажущегося сопротивления. Таким образом, появление трещин в сетчатой панели приводит к изменению распределения потенциалов и появлению чувствительности поля потенциалов к величине приложенной нагрузки.

Достоверные данные о состоянии элемента конструкции могут быть получены с использованием независимых измерений параметров процессов различной физической природы. Поэтому, наряду с измерениями электрического сопротивления, были рассмотрены также термомеханические эффекты. В процессе силового нагружения изделий в материале в местах концентрации напряжения происходит микроразрушение волокон и нарушение адгезионных и когезионных связей, в результате чего выделяется тепловая энергия, которая формирует температурное поле на поверхности изделия. Поверхность изделия становится источником электромагнитного излучения с максимумом интенсивности в инфракрасной области спектра, которое регистрируется с использованием оптико-электронных приборов для измерения температуры.

Для сетчатых оболочек, армированных углеродными волокнами, характерно появление начальных разрушений в отдельных конструктивных элементах, что приводит к скачкам температуры. С другой стороны, повреждения отдельных ребер снижают их жесткость, что приводит к перераспределению действующих сил на другие ребра. При повторном нагружении конструкции, отдельные ребра которой повреждены, начальные повреждения могут стабилизироваться (конструкция обладает запасом живучести). В этом случае статическое нагружение не вызывает дополнительного увеличения температуры поврежденных ребер, не обусловленного обратимой деформацией. При отсутствии запаса живучести образуются новые очаги разрушения, которые проявляются в виде скачков температуры в зонах разрушения [4, 5].

После нагружения конструкции была получена диаграмма изменения ее температуры (рис. 4). Изначально ребра конструкции испытывают незначительное изменение температуры, однако, при начальном разрушении их температура ощутимо увеличивается, что видно из цветных пятен на термограмме (рис.4, б).

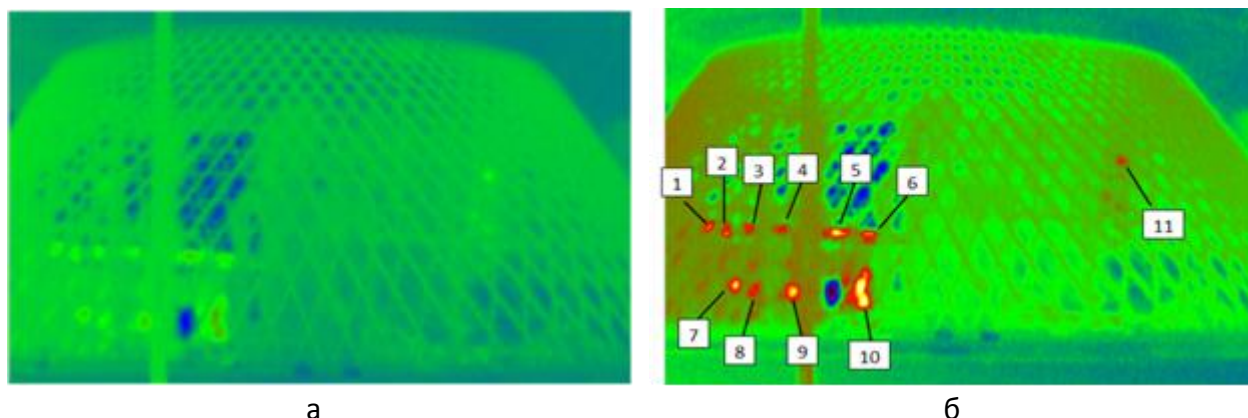


Рис. 4. Термограмма сетчатой конструкции: а – в начале первого нагружения, б – в конце первого нагружения

Термограмма каждой области (рис. 4, а) имеет несколько скачков с быстрым остыванием в одной и той же точке, что свидетельствует о перераспределении нагрузки со «слабых» ребер на соседние. До момента разрушения «слабых» ребер конструкция деформируется упруго.

Заметим, что после разгрузки конструкции и последующих нагружениях до того же уровня сжимающей силы температура остается постоянной. На термограмме, сделанной через 2 минуты после первого эксперимента, остаются те же цветные пятна, поскольку конструкция не успела остыть до начальной температуры, но это распределение температур не изменяется со временем.

Спустя 8 минут после второго нагружения было произведено еще одно. Аналогично второму нагружению, распределение температур не изменяется со временем. Это говорит о том, что произошедшие начальные разрушения далее не развивались в магистральную трещину. Таким образом, рассмотренная конструкция имеет запас живучести (начальные разрушения не развиваются при повторных нагружениях).

Для математического моделирования полей напряжений и температур при образовании структурных дефектов в процессе нагружения было выбрано одно кольцевое ребро и примыкающие к нему спиральные ребра. Считалось, что последовательно с течением времени разрушаются соединения некоторых ребер, так, что вместо жесткой связи ребер образуются шарниры (разрушение происходит на поверхностях раздела слоев, армированных в разных направлениях). Остальные соединения не разрушаются и испытывают только упругие деформации. Расчет температур в соответствии с разработанной моделью показывает, что момент разрушения соединения в нем на 2-3° повышается температура, при этом в соседних соединениях вследствие роста обратимых деформаций происходит остывание на 1-2° (рис. 5, а). Эти результаты согласуются с экспериментом (рис. 5, б).

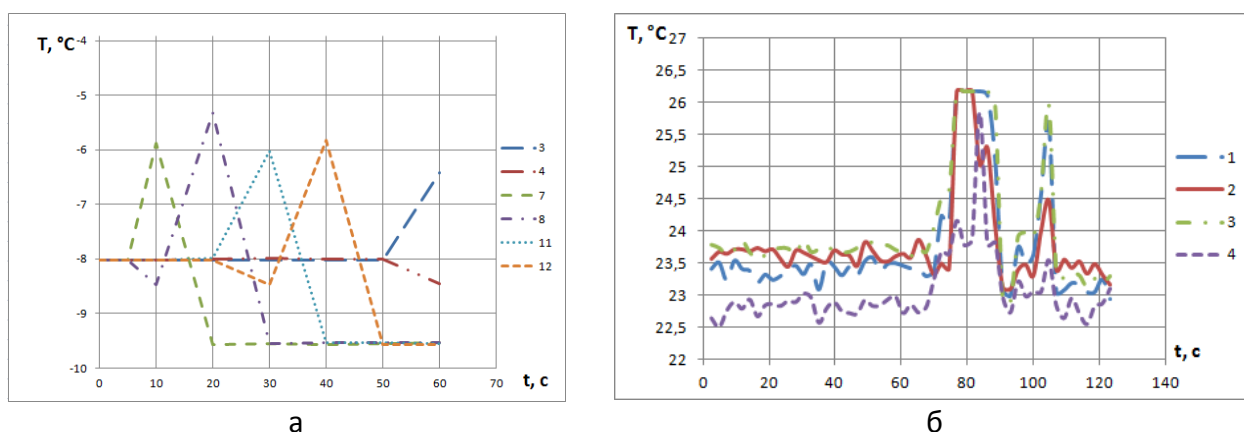


Рис. 5. Зависимость температуры от времени при первом нагружении: а – расчет, б – эксперимент

Таким образом, показано, что математическая модель описывает изменение температуры ребер сетчатой конструкции при появлении дефектов. Полученная модель может быть использована при интерпретации данных натуральных испытаний для обнаружения появляющихся дефектов и оценки живучести сетчатых конструкций по динамике появления тепловых пятен.

Приведенные результаты показывают возможность комплексной диагностики дефектов в конструкциях из композиционных материалов на основе измерения параметров электрических и тепловых полей.

Литература

1. Бурнышева Т.В. Эффективные коэффициенты электропроводности кусочно-однородной среды [Текст] / Т.В. Бурнышева, В.О. Каледин, Я.С. Крюкова // Научн.-техн. вест. Поволжья. – 2013. – № 2. – С. 146–149.
2. Каледин В.О. Исследование влияния структурных параметров периодически неоднородной среды на эффективные коэффициенты электропроводности / В.О. Каледин, Я.С. Крюкова, С.Г. Рудаков. Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2014. №1 (54). С. 88-92.
3. Каледин В.О. Идентификация модели поля точечных источников тока в ортотропном цилиндре / В.О. Каледин, Я.С. Крюкова, Е.А. Вячкина, Н.Ю. Сидоренко // Вестник Кемеровского государственного университета. – 2014. – № 3 (59). Т.3. – С. 107-112.
4. Будадин, О.Н. Тепловой неразрушающий контроль изделий / О.Н. Будадин, А.И. Потапов, В.И. Колганов и др. – М.: Наука, 2002. – 476 с.
5. Будадин, О.Н. Современные технологии неразрушающего контроля конструкций из полимерных композиционных материалов / О.Н. Будадин, А.А. Кульков // Вопросы оборонной техники. Сер. 15. Композиционные неметаллические материалы в машиностроении. – 2013. – Вып. 1 (168). – С. 59-68.

КОМПОЗИТНЫЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ С ВЫСОКИМИ ДИССИПАТИВНЫМИ СВОЙСТВАМИ *COMPOSITE VIBRATION-DAMPING COUPLINGS WITH HIGH DISSIPATIVE PROPERTIES*

А.П.Лысенко

ФГУП «Крыловский Государственный Научный Центр» (Санкт-Петербург)

Abstract. Developed two versions of the vibration- damping couplings made of composite materials. Sets out the calculation dissipative-stiffness, strength and stability of structures. Proposed approximate algorithm for predicting the dissipative properties of composite structures, allows you to use commercial software systems that implement the numerical procedure of the finite element method. The results of theoretical and experimental investigations dissipative-stiffness and strength of the vibration-insulating couplings, as well as their comparison, confirming the reliability of the used numerical algorithms.

Выбор полимерных композиционных материалов (ПКМ) в качестве основных материалов для изготовления виброизолирующих соединительных муфт (ВСМ) обусловлен их достаточно малой жесткостью, а также возможностью варьирования деформативными свойствами за счет изменения структуры армирования и применения различных армирующих материалов. Отмеченные особенности ПКМ позволяют создавать конструкции муфт, удовлетворяющие основному предъявляемому к ним требованию, вытекающему из функционального назначения, – максимальной деформативности во всех направлениях при обеспечении передачи заданного номинального крутящего момента. Использование полимерных композиционных материалов в конструкции упругой соединительной муфты открывает большие возможности для повышения ее вибропоглощающих свойств, поскольку по сравнению с металлами они обладают существенно более высокими демпфирующими свойствами (до 2–3 десятичных порядков). Поэтому, в отличие от металлических конструкций, демпфирование в композитных конструкциях рассматривается не как полезный вторичный эффект, а как один из основных параметров проектирования. Приоритет создания упругих муфт из ПКМ принадлежит фирме “Geislinger”, в 1993 г. получившей первый патент на такую конструкцию [1]. Начиная с 2002 г. в интересах отечественного судостроения ФГУП «Крыловский государственный научный центр» также выполняет работы по созданию аналогичных изделий [2, 3].

К недостаткам существующих композитных конструкций ВСМ относятся, в первую очередь, низкие вибропоглощающие характеристики. Максимальное значение коэффициента механических потерь не превышает величины $\eta_{\max} = 0,01$. Поэтому особую актуальность приобретает задача создания новых конструкций упругих муфт из ПКМ, отличающихся более высокими диссипативными характеристиками. Предлагаются два варианта таких конструкций, отличающихся способом реализации демпфирования [4]:

– монолитная муфта из ПКМ (рисунок 1), представляющая собой монококовую конструкцию, основными элементами которой являются мембраны (1), крепящиеся к металлическим контрфланцам, и промежуточный вал (2). На наружную поверхность промежуточного вала нанесен слой жесткого вибропоглощающего полимера (3);

– сборная муфта из ПКМ (рисунок 2), образованная двумя трехслойными кольцевыми мембранами (1), соединенными с промежуточным валом (2). Кольцевые мембраны состоят из жестких наружных слоев – несущего внешнего (3) и прикрывающего внутреннего (4), соединенных между собой слоем мягкого вибропоглощающего полимера (5). Толщина слоя мягкого вибропоглощающего полимера, как правило, составляет не более 0,1 толщины жестких наружных слоев мембран. Реализация взаимных линейных и угловых перемещений жестких наружных слоев мембран обеспечивается за

счет отсутствия связи внутренней кромки жесткого прикрывающего внутреннего слоя с ведущим или ведомым валом.

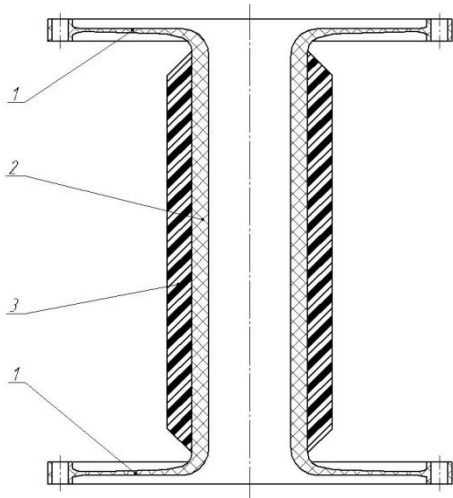


Рис. 1. Монолитная композитная ВСМ

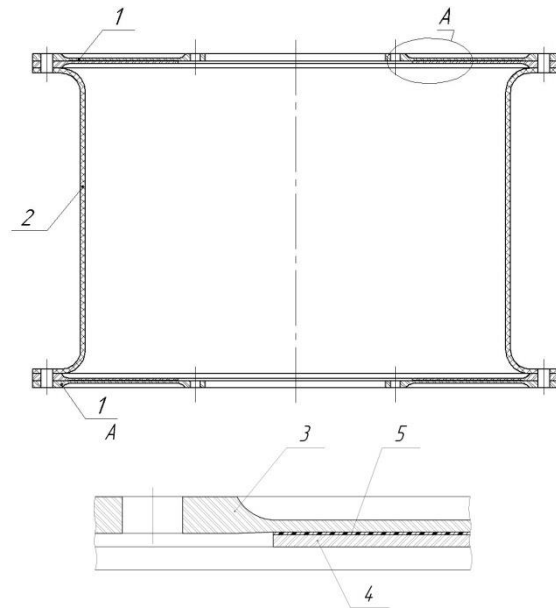


Рис. 2. Сборная композитная ВСМ

Разработаны алгоритмы расчета упруго-диссипативных характеристик и несущей способности композитных муфт, сложность топологии которых предопределяет использование метода конечных элементов, численно реализованного в программном комплексе ANSYS.

Напряженно-деформированное состояние ВСМ, к которой приложены силовые (крутящий момент) и кинематические (взаимные линейные и угловые смещения мембран) воздействия, определяется путем последовательного решения ряда задач статической и динамической линейной теории упругости. Прочность конструкции муфты считается обеспеченной, если в каждой точке каждого слоя ПКМ выполняется критерий прочности Цзя-Ву. Устойчивость плоской формы равновесия мембран, находящихся под воздействием номинального крутящего момента M_T^{nom} , определяется из решения задачи на собственные значения.

Жесткостные характеристики упругой виброизолирующей соединительной муфты из ПКМ при осевом и поперечном смещениях, изгибе и кручении определяются из рассмотрения ее статического равновесия. Максимально допускаемые взаимные смещения мембран определяются для каждой комбинации воздействия номинального крутящего момента M_T^{nom} и взаимных смещений мембран в различных направлениях с последующей проверкой полученных напряжений на удовлетворение критерию прочности.

Описание диссипативных свойств ВСМ, являющихся одним из важнейших показателей ее эффективности, выполняется на основе модели комплексных модулей, описывающей затухающие гармонические колебания, в том числе и анизотропного линейного вязкоупругого тела. Следует особо отметить, что использование комплексных модулей подразумевает необходимость выполнения вычислений в комплексной области. То есть поля перемещений, деформаций и напряжений становятся комплексными, что вызывает на первый взгляд непреодолимые затруднения для использования любого ныне существующего коммерческого программного комплекса (например ANSYS), возможности которого ограничиваются вычислениями только в вещественной области. Более того, при использовании этого комплекса для расчета амплитудно-частотных характеристик конструкций необходимо задать величины коэффициента механических

потерь η для каждой моды колебаний. Последнее требование достаточно легко выполнимо только в случае привлечения гипотезы пропорционального демпфирования, которая не выполняется для анизотропных материалов. Для преодоления отмеченных затруднений предложен приближенный двухэтапный метод определения величин η виброизолирующей муфты из ПКМ, позволяющий воспользоваться вычислительными возможностями коммерческих программных комплексов [5]. На первом этапе определяются упруго-диссипативные характеристики силовых элементов ВСМ путем решения двух вещественных задач на собственные значения. На втором этапе определяются значения η всех форм колебаний упругой виброизолирующей муфты. Для этого строится амплитудно-частотная характеристика муфты, по которой вычисляются значения коэффициентов механических потерь в виде $\eta_i = \Delta f_i / f_i$ (i – номер моды колебаний) [5].

Достоверность используемых алгоритмов расчета напряженно-деформированного состояния, прочности и диссипативно-жесткостных характеристик ВСМ подтверждается хорошим соответствием соответствующих расчетных и экспериментальных величин [6].

На основе разработанных алгоритмов проведены численные исследования влияния эксплуатационных и технологических факторов, а также комбинированного приложения нагрузки на упруго-диссипативные характеристики и прочность сборной композитной ВСМ.

Среди множества эксплуатационных факторов основное внимание уделено рассмотрению влияния температуры T на величины собственных частот колебаний ВСМ f_i и соответствующих этим частотам коэффициентов механических потерь η_i поскольку известно, что упруго-диссипативные характеристики любого полимера являются функциями температуры и частоты колебаний, т.е. $E = E(f, T)$, $G = G(f, T)$, $\eta = \eta(f, T)$. Учитывая, что температура стеклования полимера среднего вибропоглощающего слоя трехслойных мембран существенно ниже температуры стеклования несущего и прикрывающего слоев, можно заключить, что именно материал среднего слоя и будет оказывать наибольшее влияние на изменение спектра собственных частот и величины коэффициентов механических потерь ВСМ по мере повышения температуры эксплуатации. Исследование этого влияния на параметры динамического отклика конструкции выполнялось путем варьирования вещественных частей комплексного модуля упругости $\text{Re } E_{[2]}$ и комплексного модуля сдвига $\text{Re } G_{[2]}$ материала вибропоглощающего слоя при фиксированном значении коэффициента механических потерь. Подобный подход моделирует ряд материалов, различающихся между собой только температурой стеклования. Упругие и диссипативные характеристики материалов несущего и прикрывающего слоев остаются неизменными. Результаты численных экспериментов позволили установить существование области рационального отношения изгибных жесткостей жестких и мягкого слоев мембран, обеспечивающей достижение максимального уровня рассеяния энергии.

Влияние технологических факторов (неточности воспроизведения геометрии среднего слоя) на упруго-диссипативные характеристики сборной ВСМ моделировалось путем варьирования толщины слоя вибропоглощающего полимера по объему среднего слоя трехслойной мембраны. Рассматривались два типа отклонений от проектной геометрии: равномерное изменение толщины слоя вибропоглощающего полимера h_2 по всей поверхности мембраны и перекося кромок жестких слоев мембраны, возникающие в процессе изготовления. Показано, что в случае равномерного изменения h_2 в диапазоне $(h_2/h_1) \in [0,01; 0,6]$ изменения жесткостей ВСМ при кручении C_T и продольном деформировании C_L относительно исходной геометрии составляют величины $(C_T/C_{T0}) \in [0,93; 1,08]$ и $(C_L/C_{L0}) \in [1,0; 1,06]$. Коэффициенты механических потерь при

крутильных η_T и продольных η_L колебаниях изменяются в 5 и 6 раз, соответственно. При перекосе кромок жестких слоев мембран в диапазоне углов $\gamma \in [-0,5^\circ; +0,5^\circ]$ изменения значений C_T и C_L достигают величин $(C_T/C_{T0^0}) \in [1,0; 1,13]$, $(C_L/C_{L0^0}) \in [0,91; 1,11]$ при одновременном изменении коэффициентов механических потерь по отношению к проектному варианту конструкции $(\eta_{T\gamma}/\eta_{T0^0}) \in [0,3; 1,08]$ и $(\eta_{L\gamma}/\eta_{L0^0}) \in [0,17; 1,04]$.

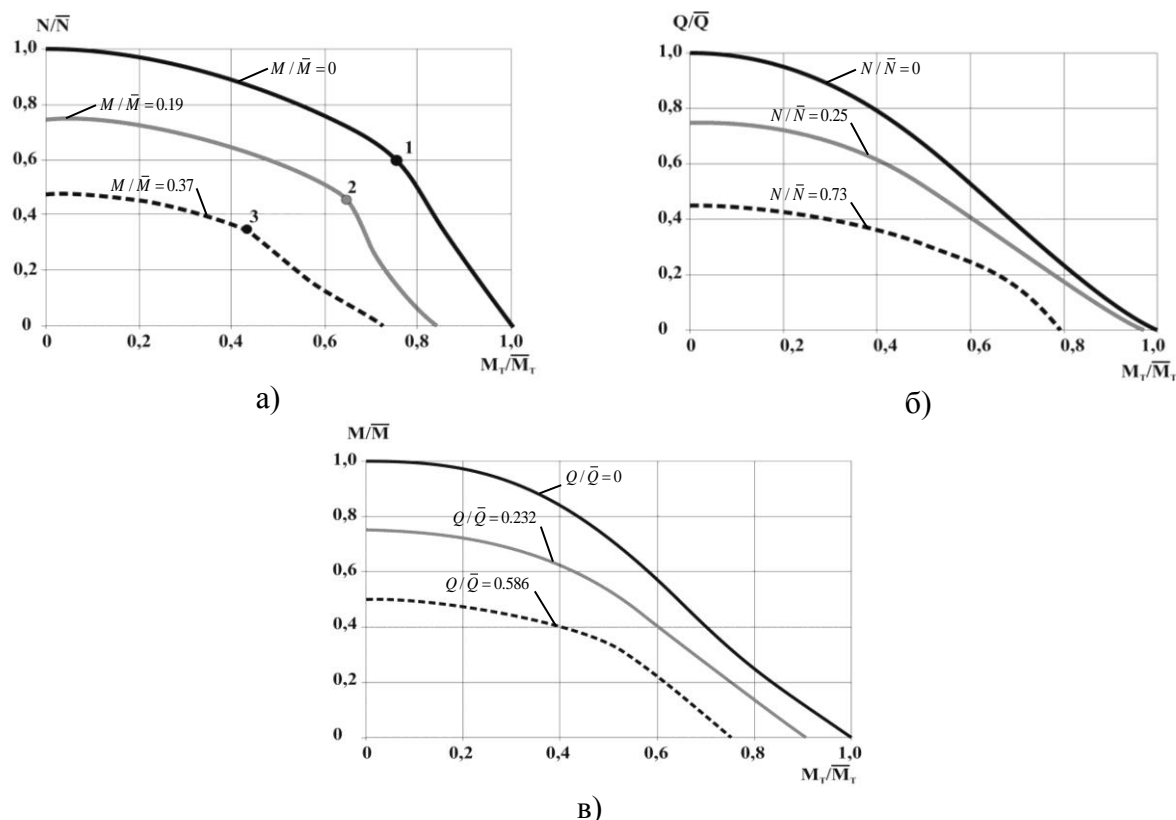


Рис. 3. Предельные зависимости ВСМ

Влияние комбинированного приложения нагрузки на напряженно-деформированное состояние и прочность сборной ВСМ исследовалось путем численного решения следующих задач об одновременном нагружении конструкции: крутящим M_T и изгибающим M моментами, а также осевым усилием N ; крутящим моментом M_T , поперечным Q и осевым N усилиями; крутящим M_T и изгибающим M моментами и поперечным усилием Q . Полученные результаты приведены на рисунке 3. Анализ результатов, представленных на рисунке 3а позволяет указать на существование смены механизмов разрушения ВСМ, нагруженных осевым усилием, а также крутящим и изгибающим моментами. О этой смене механизмов разрушения свидетельствуют разрывы второго рода на кривых $\frac{N}{\bar{N}} = \frac{N}{\bar{N}} \left(\frac{M_T}{\bar{M}_T} \right)$, помеченные точками 1, 2, 3. При нагружении ВСМ крутящим моментом, поперечным и осевым усилиями, а также крутящим и изгибающим моментами и поперечным усилием зависимости $\frac{Q}{\bar{Q}} = \frac{Q}{\bar{Q}} \left(\frac{M_T}{\bar{M}_T} \right)$ (рисунок 3б) и

$\frac{M}{\bar{M}} = \frac{M}{\bar{M}} \left(\frac{M_T}{\bar{M}_T} \right)$ (рисунок 3в) представляют собой гладкие функции, т.е. скачкообразной смены механизмов разрушения не происходит.

В заключение следует отметить, выполненные численные исследования позволили обоснованно подойти к выбору составов и структур армирования элементов конструкций виброизолирующих соединительных муфт из полимерных композиционных материалов, отличающихся от существующих прототипов повышенными диссипативными свойствами. Новизна предложенных технических решений подтверждена патентами Российской Федерации [7, 8].

Литература

1. Федонюк Н. Н. Применение полимерных композиционных материалов в зарубежном кораблестроении. Обзор по материалам прессы 1990-2006 гг. СПб: Издательство ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2009. 114 с.
2. Тисленко И. Н., Федонюк Н. Н., Ярцев Б. А. Влияние формы мембран на устойчивость при кручении упругой муфты из полимерных композиционных материалов. // Прочность и конструкция надводных судов из полимерных композиционных материалов. Сборник трудов ФГУП «ЦНИИ им. акад А.Н. Крылова» № 27(311). 2006. С. 126 – 135.
3. Тисленко И. Н., Федонюк Н. Н., Ярцев Б. А. Расчетно-экспериментальное исследование виброакустических характеристик упругой соединительной муфты из полимерных композиционных материалов. // Корабельные средства акустической и радиолокационной защиты. Сборник трудов ФГУП «ЦНИИ им. акад А.Н. Крылова» № 30(314). 2006. С. 58 – 71.
4. Лысенко А. П., Ярцев Б. А. Упругие вибропоглощающие соединительные муфты из полимерных композиционных материалов. 1. Конструкции, нагрузки, материалы // Труды Крыловского государственного научного центра. 2013. Вып. 75 (359).
5. Лысенко А. П., Ярцев Б. А. Упругие вибропоглощающие соединительные муфты из полимерных композиционных материалов. 2. Алгоритмы расчета упруго-диссипативных характеристик и прочности // Труды Крыловского государственного научного центра. 2013. Вып. 76 (360). С 71 – 78.
6. Лысенко А. П., Ярцев Б. А. Упругие вибропоглощающие соединительные муфты из полимерных композиционных материалов. 3. Верификация алгоритмов расчета диссипативно-жесткостных характеристик и прочности // Труды Крыловского государственного научного центра. 2014. Вып. 83 (367). С 81 – 88.
7. Звиздун А. М., Лысенко А. П., Ярцев Б. А. Композитная виброизолирующая соединительная муфта. Патент РФ №2530915 от 20.08.2014 г.
8. Звиздун А. М., Лысенко А. П., Ярцев Б. А. Сборная композитная виброизолирующая соединительная муфта. Патент РФ №2530929 от 20.08.2014 г.

ОСЕСИММЕТРИЧНОЕ НАРАЩИВАНИЕ ПОЛОГО ГИПЕРУРУГОГО ЦИЛИНДРА

AXISYMMETRIC GROWTH OF A HALLOW HYPERELASTIC CYLINDER

А. В. Марк – к.ф.-м.н., м.н.с.

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского Российской академии наук

Abstract. The finite deformations of the growing cylinder fabricated of an incompressible elastic material of Mooney-Rivlin type are under consideration. We assume that the deformations are axisymmetric and constant along the cylinder axis. The discrete and continuous types of growing are studied. The analytical solutions of the corresponding boundary-value problems are derived. The computational examples show the convergence of solutions obtained for the discrete growth to corresponding solutions for continuous growth under the following conditions: the number of discrete plies increases while their thickness decreases such that the final volume of growing solid is fixed.

Общие определения. При моделировании разнообразных аддитивных технологических процессов [1] необходимо учитывать механические эффекты, сопутствующие процессам соединения деформируемых частиц в единое тело, или, иначе говоря, вызванные ростом деформируемого тела. Эти эффекты проявляют себя как поля остаточных напряжений и как связанные с ними отклонения финальной формы изделия от проектной. В качестве примеров могут быть приведены технологии стереолитографии, трехмерной печати, парофазного осаждения, наплавки и т.п. [1-3]. При разработке технологий подобных процессов зачастую желательно минимизировать искажения и остаточные напряжения, либо создавать конструкции с заранее заданными распределениями начальных напряжений.

Под ростом в данной работе понимается присоединение новых материальных частиц к телу.

В современной механике континуума сформировался ряд различных подходов к изучению феномена роста. К настоящему времени опубликовано большое количество работ, посвященных механике растущих тел и иллюстрирующих эти подходы. Ссылки на многие из них можно найти в обзоре [4]. Здесь укажем лишь некоторые работы, имеющие непосредственное отношение к вопросам, затрагиваемым в статье. В исследованиях [5] рассматривается объемный рост, в частности, рост биологических тканей. Статья [6] посвящена развитию геометрических методов механики к описанию несовместных деформаций, возникающих как результат процесса роста. В работах [7-11] исследуется поверхностный рост как процесс непрерывного присоединения напряженных материальных поверхностей к растущему деформируемому телу.

Вместе с тем, в литературе представлены лишь немногочисленные примеры исследования напряженно-деформированного состояния растущих тел при конечных деформациях. Настоящая статья частично восполняет этот пробел.

В настоящей работе рассматривается наращивание полого цилиндра фиксированной высоты, в ходе которого материал присоединяется к его боковой поверхности.

Напряженно-деформированного состояния (НДС) растущего тела принципиально отличается от НДС тел, рассматриваемых в классической механике деформируемого твердого тела тем, что растущее тело не обладает натуральной (свободной от напряжений) конфигурацией. Никакая его деформация не приводит к одновременной релаксации напряжений во всем теле. НДС таких тел может быть описано в рамках теории неоднородных, но материально единообразных тел, развитой в работах [12-14].

Для описания НДС тела, растущего дискретным или непрерывным образом, необходимо определить НДС слоя, как его составного элемента. В первом случае этот

элемент представляет собой трехмерное тело – полый цилиндр, во втором случае – материальную цилиндрическую поверхность. В рамках настоящей работы будем полагать, что тело-слой в отдельности обладает натуральной конфигурацией, погружаемой в евклидово пространство, но в совокупности слои не обладают таковой. Как уже отмечалось, в качестве модельного объекта, представляющего растущее тело, рассмотрим полый конечный цилиндр. Соединения элементов дискретного множества и континуального семейства, определяющие состав растущего тела будем называть сборками, что образно отражает характер процесса как при дискретном, так и при непрерывном росте.

Будем полагать, что цилиндрические слои изготовлены из гиперупругого несжимаемого материала. Тогда их НДС может быть определено аналитически с помощью решений типа Ривлина—Эриксона [15]. Кратко остановимся на форме этого решения.

Учитывая центральную симметрию смещений, их независимость от вертикальной координаты Z и условие несжимаемости $d\mathbf{x}/d\mathbf{X}=0$, приходим к следующей зависимости вектора мест \mathbf{x} в деформированном состоянии от вектора мест в отсчетном состоянии \mathbf{X} :

$$\mathbf{x}(\mathbf{X}) = \mathbf{e}_R \sqrt{(\mathbf{e}^R \cdot \mathbf{X})^2 + a} + \mathbf{e}_Z \otimes \mathbf{e}^Z \cdot \mathbf{X} \quad (1),$$

$\{e_R, e_\theta, e_Z\}$, $\{e^R, e^\theta, e^Z\}$ ковариантный и контравариантный базис цилиндрической системы координат, a - параметр деформации.

Разложение левого тензора Коши-Грина по локальному базису, соответствующему актуальной позиции точки имеет вид:

$$\mathbf{B} = \frac{r^2 - a}{r^2} \mathbf{e}_r \otimes \mathbf{e}_r + \frac{1}{r^2 - a} \mathbf{e}_\theta \otimes \mathbf{e}_\theta + \mathbf{e}_z \otimes \mathbf{e}_z,$$

обратный к нему тензор:

$$\mathbf{B}^{-1} = \frac{r^2}{r^2 - a} \mathbf{e}_r \otimes \mathbf{e}_r + \frac{r^2 - a}{r^4} \mathbf{e}_\theta \otimes \mathbf{e}_\theta + \mathbf{e}_z \otimes \mathbf{e}_z$$

Тензор напряжений Коши, определяемый для несжимаемой среды законом состояния $\mathbf{T} = \partial W / \partial \mathbf{B}$, может быть определен с точностью до гидростатического давления p формулой [4]:

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I} + J_1 \mathbf{B} + J_{-1} \mathbf{B}^{-1},$$

где J_1 и J_{-1} - коэффициенты реакции материала, причем $J_1 = \mu(1 + \beta)/2$, $J_{-1} = \mu(\beta - 1)/2$. При этом постоянная μ соответствует модулю сдвига при малых деформациях, а β определяет дополнительную параметрическую степень свободы закона состояния. Из термодинамических соображений $-1 < \beta < 1$ [15].

Тензор напряжений Коши удовлетворяет уравнениям равновесия $\text{div} \mathbf{T} = 0$. Ввиду того, что деформации заданы с точностью до параметра a , а поле напряжений с точностью до постоянной, то возможно точно удовлетворить граничные условия на цилиндрических поверхностях, если на них задано постоянная гидростатическая нагрузка интенсивностью p_i и p_e

$$\mathbf{T} \cdot \mathbf{e}^r |_{r=r_i} = p_i \mathbf{e}_r, \quad \mathbf{T} \cdot \mathbf{e}^r |_{r=r_e} = p_e \mathbf{e}_r, \quad (2),$$

В дальнейшем понадобится выражение для напряжений на поверхностях $\theta = \text{const}$. Соответствующий этим напряжениям главный вектор, который будем называть вектором натяга, имеет следующее выражение в физическом базисе $\{e_{\langle r \rangle}, e_{\langle \theta \rangle}, e_{\langle z \rangle}\}$

$$F = e_{\langle \theta \rangle} \int_0^h \int_{r_i}^{r_e} T_{\langle \theta \theta \rangle} dr \quad (3)$$

Дискретное наращивание. Пусть имеются конечные множества тел, которые в натуральной конфигурации представляют собой полые цилиндры одинаковой высотой h , деформируемые преобразованием (1) в полые цилиндры той же высоты, но другой толщины. Такая деформация может быть реализована, например, при расширении полого цилиндра, основания которого лежат на полых гладких плитах. Будем полагать, что образы актуальных конфигураций тел этого множества попарно не пересекаются, а их объединение представляет связное множество - полый цилиндр. Этим определяется геометрически идеальный контакт тел по цилиндрическим поверхностям. Полученное в результате составное тело можно рассматривать как результат дискретного наращивания, если после соединения слоев возникают связи, препятствующие независимому деформированию этих тел-слоев.

Пусть имеется N тел-слоев. Предположим, что реализуется следующий сценарий роста. Осуществляется соединение 1-го тела-слоя со вторым, в результате чего образуется составное тело, которое будем называть первой сборкой. Затем присоединяется 3-е тело-слой, в результате чего получается 2-я сборка и т.д. На внутренней $r = r_{i,n}^1$ и внешней границах $r = r_{e,n}^1$ растущего тела, состоящего из n тел-слоев ($n \leq N$) заданы равномерно распределенные давления $p_{i,n}$ и $p_{e,n}$

$$\mathbf{T} \cdot \mathbf{e}^r \big|_{r=r_{i,n}^1} = p_{i,n} \mathbf{e}_r, \quad \mathbf{T} \cdot \mathbf{e}^r \big|_{r=r_{e,n}^1} = p_{e,n} \mathbf{e}_r,$$

Индекс n после запятой указывает на номер сборки, а индексация в обозначениях интенсивности гидростатических нагрузок - на то, что они, вообще говоря, изменяются при переходе от одной сборки к другой. Полагаем, что тела-слои находятся в идеальном контакте, т.е. внутренняя поверхность k -го слоя и внешняя поверхность $k+1$ -го слоя в образе актуальной конфигурации совпадают, а напряжения на них самоуравновешены, т.е.

$$\mathbf{T} \cdot \mathbf{e}^r \big|_{r=r_{e,n}^k} = \mathbf{T} \cdot \mathbf{e}^r \big|_{r=r_{i,n}^{k+1}}, \quad r_{e,n}^k = r_{i,n}^{k+1}$$

Параметры деформации a_n^k , и параметры $a_{0,n}^k$, для каждого тела-слоя находятся из системы $2n$ нелинейных уравнений.

Будем различать следующие виды наращивания:

- 1) Наращивание с заданной отсчетной геометрией. Полагаем, что заданы геометрические характеристики тел-слоев в образе натуральной конфигурации, т.е. отсчетные радиусы ненапряженных тел-слоев.
- 2) Наращивание с заданной актуальной геометрией. Задано положение растущей границы в образе актуальной конфигурации, толщины тел-слоев в образе отсчетной конфигурации.
- 3) Наращивание с заданным натягом. Задано среднее значение окружных напряжений, вычисленных по формуле (3) в каждом теле-слое в момент его присоединения к растущему телу, а, так же как и в предыдущем пункте, толщины тел-слоев в образе отсчетной конфигурации.

Непрерывное наращивание. С физической точки зрения непрерывное наращивание есть непрерывный процесс присоединения к растущему телу континуального семейства предварительно деформированных материальных поверхностей. При этом НДС растущего тела зависит как от внешних силовых полей, так и от предварительной деформации материальных поверхностей, образующих тело. Рассматривая общий случай, будем полагать, что наращивание производится на некоторое начальное тело, которое представляет собой полый цилиндр, свободный от напряжений в начальный момент времени. Цилиндрические материальные поверхности присоединяются к внешней части тела, непрерывно увеличивая его радиус.

Темп изменения материального состава тела может быть задан функцией $V(t)$, определяющей закон изменения объема растущего тела в ходе процесса роста. В силу несжимаемости материала она инвариантна относительно перехода к различным

конфигурациям. Типы непрерывного наращивания, аналогичны типам дискретного наращивания.

Литература

1. *I. Gibson, D. W. Rosen, B. Stucker.* Additive Manufacturing Technologies. Rapid Prototyping to Direct Digital Manufacturing. Springer, 2009. 459 p.
2. *K. L. Choy.* Chemical vapour deposition of coatings // Progress in Materials Science. 2003. Vol. 48. P. 57-170.
3. *M. Nastasi, J.W. Mayer.* Ion Implantation and Synthesis of Materials. Springer, 2006. 263 p.
4. *A. Klarbring, T. Olsson, J. Stalhand.* Theory of residual stresses with application to an arterial geometry // Archives of Mechanics. 2001. Vol. 59. P. 341–364.
5. *M. Epstein, G. A. Maugin.* Thermomechanics of volumetric growth in uniform bodies // Int. J. Plasticity. 2000. Vol.~16. \No~7. P.~951--978.
6. *A. Yavari.* A geometric theory of growth mechanics // J. Nonlinear Sci. 2010. Vol. 20. \No 6. P. 781-830.
7. *А. В. Манжиров, С.А. Лычев.* Математическая теория растущих тел при конечных деформациях // ДАН. 2012. С 438-441
8. *С. А. Лычев, А.В. Манжиров.* Математическая теория растущих тел. Конечные деформации // ПММ. 2013. Т. 77. Вып. 4. С. 585--604.
9. *С. А. Лычев, А.В. Манжиров.* Отсчетные конфигурации растущих тел // Изв.РАН. МТТ. 2013. \No 5. С. 86-95.
10. *С. А. Лычев* Универсальные деформации растущих тел // Изв.РАН. МТТ. 2011. \No 6. С. 63-79.
11. *Н. Х. Арутюнян, А. Д. Дроздов, В. Э. Наумов.* Механика растущих вязкоупругопластичных тел. М.: Наука, 1987 412 с.
12. *W. Noll.* Materially uniform simple bodies with inhomogeneities // Arch. Rat. Mech. Anal. 1967. V. 27. \No 1. P. 1-32
13. *C. C. Wang.* On the geometric structures of simple bodies, a mathematical foundation for the theory of continuous distributions of dislocations // Arch. Rat. Mech. Anal. 1967. V. 27. \No 1. P. 33-94.
14. *M. Epstein.* The Geometrical Language of Continuum Mechanics. Cambridge: Univ. Press, 2010. 312~p.
15. *C. Truesdell, W.Noll.* The Non-Linear Field Theories of Mechanics. Springer. 2004. 602 p.

**АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗИ КОНЦЕПЦИИ
RAMS/LCC И LEAN SERVICE
ANALYSIS OF THE RELATIONSHIP BETWEEN
RAMS/LCC AND LEAN SERVICE**

Е. В. Маслова – аспирант

Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

Abstract. The mechanisms of RAMS /LSS properties of technical systems are considered with the principles of lean manufacturing.

Аннотация. Лежащие в основе концепции RAMS/LSS свойства технических систем, рассматриваются во взаимосвязи с принципами непрерывного совершенствования концепции бережливого производства.

В условиях ограниченности ресурсов, а также значительного роста цен на материально-техническое обеспечение производства возрастает актуальность поиска методов, позволяющих повысить экономический эффект от производственной деятельности.

Методология обеспечения безотказности, готовности, ремонтпригодности и безопасности направлена на решение основных задач, связанных с оценкой рисков на всех стадиях жизненного цикла (далее – СЖЦ) технических систем. [1] Под жизненным циклом понимается последовательность этапов, каждый из которых выделен для решения конкретной задачи. Этапы жизненного цикла полностью охватывают процессы, связанные с технической системой – от момента зарождения идеи до утилизации продукции. Жизненный цикл является основой для организации, планирования и контроля состояния технических систем и ее показателей, учитывая показатели надежности. [5]

Стоимость жизненного цикла может использоваться в качестве инструмента для принятия экономически обоснованных эффективных решений в области инвестиций, реновации и технического обслуживания в целях адаптации этих трех параметров для оптимизации эффективности системы.

Базисом методологии RAMS является вероятностный подход к определению будущего состояния системы, который применялся для авиационной промышленности, атомной энергетики, космонавтики и нефтедобычи. С его помощью определяется вероятность возникновения отказов, наработка на отказ, вероятность достижения предельного состояния при принятии управленческих решений на всех СЖЦ.

Комплексное управление надежностью целесообразно для оценки реальных потерь при эксплуатации в условиях существующего уровня надежности технических средств, а также для прогнозирования количества предполагаемых отказов с учетом объема производства.

Таким образом, комплексное управление надежностью на всех стадиях жизненного цикла в широком смысле означает смену принципов управления:

- 1) от оценки рисков на основе правил к оценке рисков на основе соображений безопасности;
- 2) от описательных требований и стандартов к спецификациям, ориентированным на функции;
- 3) от проектирования систем по принципу «снизу вверх» к проектированию по принципу «сверху вниз»
- 4) от технического подхода к подходу на основе целостного, системно-ориентированного взгляда. [3]

Взаимосвязь между надежностью, безопасностью и стоимостью жизненного цикла в контексте железнодорожных систем представлена на рис. 1.



Рис. 1. Взаимосвязь RAMS и LCC

Достижение целей безопасности и надежности в процессе эксплуатации возможно только при соответствии всем требованиям безотказности, ремонтпригодности и долговечности, при осуществлении постоянного наблюдения за текущей деятельностью. Необходимым условием при эксплуатации объектов и технических систем является поддержание требуемого уровня качества их функционирования. [2]

Надежность системы зависит от безотказности системы с точки зрения вероятности возникновения каждого вида отказа, ремонтпригодности, с точки зрения времени обнаружения, локализации и восстановления вида отказа, долговечности, с точки зрения среднего срока службы, а также от средств технического обслуживания с точки зрения доступности запасных частей, правил технического обслуживания и человеческими факторами для выполнения действий по техническому обслуживанию.

Качество работы технической системы определяет необходимый объем технического обслуживания и ремонта (ТОиР), его периодичность и число внеплановых обслуживаний. Выполненный объем ТОиР (планового и внепланового) технических средств приводит к расходам, которые влияют на стоимость жизненного цикла (Рис 2).

Соответственно, система технического обслуживания и ремонта, а также допустимые бюджетные ограничения играют ключевую роль в выборе методологии оптимизации. Для оптимизации затрат на поддержание системы в работоспособном состоянии целесообразно применение методологии бережливого сервиса, которая в данном случае является инструментом, способным с технологической точки зрения уменьшить затраты.

Применение методологии Lean Service направлено на сокращение непроизводительных потерь от внеплановых ремонтов оборудования, главной причиной которых является некачественное выполнение планово-предупредительного обслуживания и ремонта. Мероприятия по снижению непроизводительных потерь должны планироваться и реализовываться с использованием следующих подходов и инструментов бережливого производства:

- выравнивание загрузки (мероприятия подразумевают изменения технологических процессов или технологии ремонта путем выравнивания времени обслуживания);



Рис.2. Стоимость жизненного цикла

- сокращение запасов и пополнение материально-технических ресурсов по мере потребления (на данном этапе проводится анализ необходимости наличия незавершенной продукции, а также запасов новых и отремонтированных материально-технических ресурсов при проведении ремонта. В случае необходимости наличия запасов устанавливается ограничение на количество единиц продукции каждого вида и режим обновления/пополнения запаса. Для хранения запасных частей и материально-технических ресурсов используется технология «супермаркет».);

- автономизация оборудования;

- визуальный контроль и управление производством;

- сетевое планирование (подразумевается снижение количества потерь и запасов при проведении ремонта за счет возможности прослеживания процесса ремонта. Благодаря прослеживаемости, ответственным исполнителем выносятся оперативные решения при возникновении критических ситуаций при проведении ремонтов.);

- методы предотвращения ошибок;

- контроль соблюдения технологической дисциплины;

- стандартизация;

- организация рабочих мест и культура производства на основе 5С (организация рабочих мест по системе 5С: сортировка; соблюдение порядка; содержание в чистоте; стандартизация; совершенствование.); [4]

- управление состоянием технологического оборудования, учет отказов и управления системой ремонта и обслуживания через показатели состояния оборудования (надежность, ремонтпригодность, готовность, общая эффективность использования оборудования), а также за счет диагностического обслуживания (при реализации данного подхода учитывается планирование, организация и контроль выполнения повседневного осмотра, диагностики, планово-предупредительного обслуживания и ремонта оборудования. Карты циклов планово-предупредительного обслуживания и ремонта оборудования);

Применение рассмотренных приемов относительно железнодорожного транспорта позволяет предотвратить дефектное выполнение ремонта подвижного состава и его компонентов; предотвратить повторное выполнения ремонтных операций, связанных с некачественным выполнением ремонта и обслуживания; сократить излишние операции технологического процесса ремонта оборудования (при условии обеспечения безопасности перевозочного процесса), сократить число отказов и непроизводительных потерь. Кроме того, комплексное применение концепции RAMS/LCC и Lean Service

позволяет обеспечить устойчивое функционирование перевозочного процесса с заданными показателями надежности и безопасности.

Литература

1. IEC 62279: 2002. Railway applications – Communication, signaling and processing systems – Software for railway control and protection systems.
2. Замышляев А.Н Прикладные информационные системы управления надежностью, безопасностью, рисками и ресурсами на железнодорожном транспорте/А. М. Замышляев. – Ульяновск: Областная типография «Печатный двор», 2013. – 143 с.
3. Карданская Н.Л. «Управленческие решения. Учебник» – М.: Юнити, 2009.
4. Вумек Джеймс П., Джонс Дэниел Т., Бережливое производство: Как избавиться от потерь и добиться процветания вашей компании/Пер. с англ. – 2-ое изд. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. – 473 с.
5. Life Cycle Cost And Good Practices. Н. Paul Barringer, P.E.Barringer & Associates, Inc. Humble, NPRA MAINTENANCE CONFERENCE May 19-22, 1998 San Antonio Convention Center San Antonio, Texas.

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ КУСКОВ ЛЬДА НА
ПЛАСТИНУ-ИМИТАТОР ПЕРА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ**
*COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL RESEARCHES OF ICE PIECES
IMPACT AGAINST A PLATE-IMITATOR OF A BLADE AIRFOIL*

В.С.Мацаренко – инж., Б.Ф.Шорп – д.т.н.

ФГУП «Центральный Институт Авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»

Abstract. Results of computational and experimental researches for impact of an ice bar against a thin edge of the steel plate simulating a compressor blade are presented. Two models of ice with different size of the yield point were used. Calculations of ice brick impact against a thin edge of the plate-imitator with accepted ice characteristics give a correct qualitative picture of the plate damage. Available results give the grounds to use numerical simulation for the analysis of consequences of the ice pieces impact against the input elements of aircraft engines.

Введение. В процессе эксплуатации авиационного двигателя в его открытую проточную часть возможно попадание кусков льда различного размера, образующихся на элементах воздухозаборника. Это может привести к повреждениям деталей и узлов, а также к изменению газодинамических характеристик и потере тяги двигателя.

В исследовании динамического воздействия льда на элементы конструкций можно выделить два аспекта:

1. Характер и параметры разрушения самого льда различного происхождения. Исследования в этом направлении рассматривают поведение ледяных полей под нагрузкой и льдин при столкновении с препятствиями, параметры разрушения ледяных образцов при ударном нагружении [1-4].

2. Параметры повреждения или разрушения элементов конструкции. Исследования в этом направлении, прежде всего, ставят своей целью прогнозирование величины повреждения конструкции при взаимодействии со льдом.

В настоящей работе рассматривается второй аспект динамического взаимодействия льда с элементами конструкций. В ЦИАМ им. П.И.Баранова А.В. Горячевым и В.Г. Жулиным при участии авторов были проведены экспериментальные стрельбы кусками льда заданных размеров при контролируемой скорости по мишени-имитатору входной кромки лопатки компрессора. Размеры кусков льда выбирались по результатам испытаний входных устройств двигателей в условиях обледенения.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных при ударе кусков льда было выполнено путем сравнения с результатами соответствующих расчетов, проведенных в программном пакете ANSYS/LS-DYNA.

1. Физико-механические характеристики льда при ударном взаимодействии с другими телами. Для математического моделирования повреждений рабочих лопаток компрессора при попадании в двигатель кусков льда необходимо иметь сведения о характере разрушения частиц самого льда при ударном воздействии с более твердыми телами. Физико-механические характеристики льда приведены в указанных выше работах [1-4], а их анализ применительно к динамическим процессам - в работе [5].

Для описания динамического поведения льда при ударе был выбран изотропный упругопластический материал с моделью разрушения по двум критериям:

а) при достижении интенсивности пластической деформации предельного значения происходит сдвиговое разрушение;

б) при достижении среднего растягивающего напряжения предельного значения происходит разрывное разрушение.

В процессе исследования использовались две модели льда: «хрупкого» и «пластичного», различающиеся величиной предела текучести материала.

Элемент исключается из модели льда при достижении любого из условий разрушения, после чего расчет ударного процесса продолжается.

2. Условия проведения эксперимента. В ходе эксперимента производилась стрельба ледяными брусками по пластине-имитатору из пневматической пушки. В процессе каждого испытания фиксировались следующие параметры: угол установки металлической пластины, масса ледяного бруска, скорость ледяного бруска. Размеры ледяных брусков – 100мм·70мм·21мм. Имитатором служила металлическая пластина толщиной 2 мм из Стали 3. Передняя кромка пластины, по которой производился удар, имела заострение с углом $\sim 20^\circ$ на глубину 5 мм. Пластина закреплялась в оснастке в вертикальном положении при помощи двух болтов, вставленных в отверстия на краях пластины.

В процессе испытаний производилась скоростная киносъемка движения куска льда перед ударом, во время удара и после него.

3. Результаты эксперимента. На рис. 1 приведены некоторые последовательные кадры скоростной киносъемки одного из экспериментов, из которых можно получить представление о характере разрушения бруска льда на разных стадиях удара. Пластина расположена вертикально, под заданным углом к направлению движения бруска льда. Более светлый край пластины относится к передней заостренной кромке, по которой производится удар. На кадре а) показан момент начального взаимодействия ледяного бруска с металлической пластиной. Более светлая область на бруске соответствует зоне распространения по льду возникших при ударе трещин. На кадре б) показан момент, когда зона трещин достигает заднего края бруска льда. Вверх и вниз разлетается ледяная крошка, выброшенная из зоны соударения. Заметна деформация пластины. На кадре в) показан момент, когда кромка пластины достигает заднего края бруска льда. Весь массив льда разделяется пластиной на две части, каждая из которых представляет собой облако мелких кусков и ледяной крошки. Как видно, брусок льда покрывается многочисленными трещинами уже в начале взаимодействия с пластиной. Это приводит к полному разрушению бруска на мелкие фрагменты даже в областях, непосредственно не контактирующих с пластиной.

На рис. 2 приведены фотографии повреждения пластины после выстрела при скорости удара 270 м/с и угле установки пластины 10° . На первой фотографии представлен общий вид пластины. Видны отверстия, предназначенные для закрепления в оснастке с помощью болтов. На второй фотографии показана область удара, вид по направлению удара. Повреждение пластины представляет собой плавный отгиб передней кромки без возникновения трещин, разрывов или забоин.

Размеры отгиба передней кромки пластины составили:

– по глубине (из плоскости пластины) 28 мм,

– по длине передней кромки 40 мм.

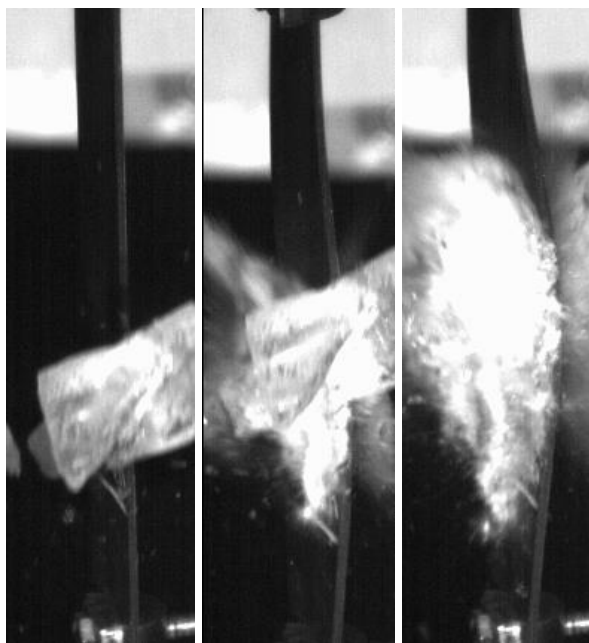
Трещин на заостренной кромке обнаружено не было.

4. Расчетное моделирование удара кусков льда. Расчетное моделирование проводилось с использованием программных комплексов ANSYS и LS-DYNA.

Для описания поведения стали была принята модель билинейного упругопластичного материала, разрушающегося при достижении пластической деформацией своего предельного значения [6].

Граничные условия задавались посредством закрепления пластины в зоне отверстий под болты по всем направлениям. В первых расчетах использовалась модель «пластичного» льда.

На рис. 3а-3в показан расчетный процесс разрезания куска льда кромкой пластины, имитирующий экспериментальную картину удара примерно на тех же стадиях, что и на рис. 1. На рис. 3г хорошо видна деформация пластины после окончания удара в виде плавного отгиба входной кромки.

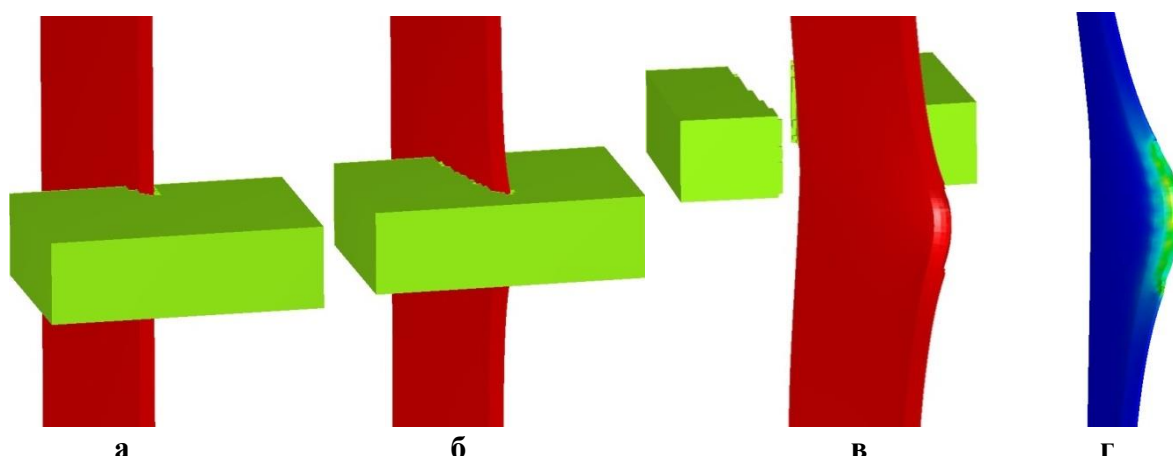


а б в
Рис. 1. Кадры скоростной видеосъемки удара куска льда по пластине



Рис. 2. Общий вид пластины с повреждением кромки

Брусочек льда разрезается на две части, которые продолжают движение вдоль пластины без дальнейшего разрушения. Кромка пластины деформируется достаточно плавно, без надрывов. Максимальные деформации на кромке достигают при этом значения относительного удлинения при растяжении. Расчетные размеры прогиба: максимальная глубина 16 мм, протяженность вдоль кромки 33 мм.



а б в г
Рис. 3. Взаимодействие куска «пластичного» льда и пластины в процессе удара (а-в). Деформация пластины в случае «пластичного» льда (г)

Экспериментальные данные [1-4] показывают, что с возрастанием скорости удара разрушение льда приобретает все более хрупкий характер. Низкие температуры, соответствующие высотам полета, также способствуют разрушению льда, как хрупкого материала. Для имитации соответствующего характера разрушения была проведена серия расчетов с увеличенным на порядок условным пределом текучести льда. Это привело к тому, что материал бруска разрушался от разрывов раньше, чем в нем возникали значительные пластические деформации.

На рис. 4а-4в для тех же условий испытания (скорость удара 270 м/с и угол установки пластины 10°) приведена картина процесса разрезания бруска «хрупкого» льда кромкой пластины по мере продвижения бруска при ударе. На рис. 4г виден характер расчетного повреждения пластины после окончания удара.

Кусок хрупкого льда не только раскалывается на две части, но при этом сильно растрескивается, а затем рассыпается на мелкие фрагменты. Кромка пластины при отгибе получает небольшие надрывы. Расчетные размеры прогиба кромки пластины: максимальная глубина 18 мм, протяженность вдоль кромки 37 мм.

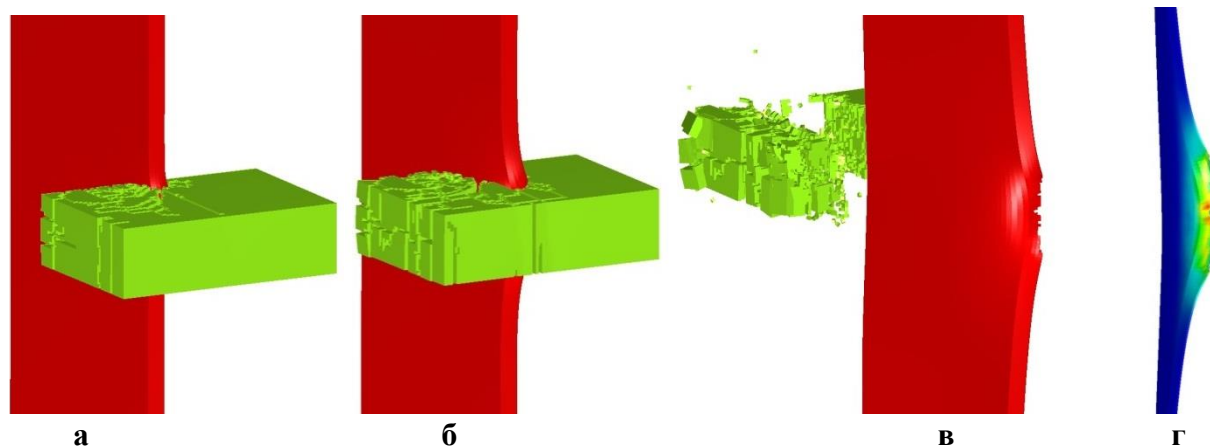


Рис. 4. Взаимодействие куска «хрупкого» льда и пластины в процессе удара (а-в).
Деформация пластины в случае «хрупкого» льда (г)

5. Сопоставление результатов численного моделирования с данными экспериментов. Сравнение расчетных результатов с данными соответствующих экспериментов показало, что качественно характер повреждения пластины достаточно адекватно воспроизводится при использовании в качестве материала ударяющего куска льда модели «пластичного» льда. Расчет удара с использованием модели более жесткого «хрупкого» льда дает размеры отгиба кромки пластины, более близкие к экспериментальным. Но при этом происходят надрывы кромки, которые в эксперименте не наблюдались.

По характеру разрушения кусков льда в результате столкновения с заостренной кромкой пластины лучшее качественное совпадение с экспериментальной картиной показывает модель «хрупкого» льда, согласно которой кусок льда разваливается на много мелких частиц.

Несколько заниженные расчетные размеры отгиба входной кромки пластины могли быть вызваны различием между механическими свойствами материала испытанной пластины и параметрами, заложенными в расчетную модель.

Среди испытаний с другими начальными условиями следует выделить вариант прямого удара по кромке. При угле установки пластины-имитатора $\alpha=0$, брусок льда разрезался на две половины, пластических деформаций кромки пластины не наблюдалось. Аналогичный результат был получен и при численном моделировании данного испытания с использованием обеих моделей льда.

Заключение. Проведенные испытания со стрельбой кусками льда из пневматической пушки по заостренному краю пластины-мишени, имитирующему входную кромку лопатки вентилятора, и сопоставление данных испытаний с результатами расчетного моделирования ударного процесса при использовании различных моделей льда показали:

1. Расчеты удара бруска льда при использованных характеристиках материала по заостренному краю пластины-мишени, имитирующему входную кромку лопатки вентилятора, дают правильную качественную картину повреждения пластины и разрушения куска льда.

2. Модель «хрупкого» льда отражает характер разрушения куска льда при ударе в виде образования многочисленных трещин и раскалывания куска на мелкие частицы, что наблюдается экспериментально, в то время как модель «пластичного» льда показывает разрез куска на две крупные части без растрескивания.

3. Обе модели льда показали несколько заниженные размеры отгиба передней кромки пластины из материала Сталь 3 при угле установки пластины 10° , что могло быть вызвано различиями между механическими свойствами материала исследованной пластины и параметрами, заложенными в расчетную модель.

4. Эксперименты и расчеты указывают на большое влияние величины угла между направлением полета льда и плоскостью пластины-мишени с заостренной кромкой на последствия удара: с увеличением угла повреждение пластины значительно усиливается.

5. Полученные результаты дают основание использовать расчетное моделирование для предварительного анализа возможных последствий удара кусков льда по кромке пера рабочей лопатки осевого компрессора авиационного двигателя.

Более подробные сведения о проведении и результатах представленного исследования приведены в работе [7].

Литература

1. Физика и механика льда: пер. с англ. / под ред. П. Трюде. М.: Мир, 1983. 352с. [Tryde P. Physics and mechanics of ice, symposium Copenhagen, 1979].
2. Лобанов В.А. Моделирование льда в задачах с конечно-элементной постановкой // Дифференциальные уравнения и процессы управления. Электрон. журн. 2008. №4. Режим доступа: <http://www.math.spbu.ru/diffjournal/RU/numbers/2008.4/article.1.2.html> (дата обращения 20.01.2014).
3. E.L. Fasanella, R.L. Boitnott, S. Kollas. Dynamic crush characterization of ice. NASA/TM-2006-214278, 2006.
4. K.S. Carney, D.J. Benson, P.D. Bois, R. Lee. A high strain rate model with failure for ice in LS-DYNE. 9th International LS-DYNE Users Conference, 2006.
5. Мельникова Г.В., Мацаренко В.С., Серебряков Н.Н. Математическое моделирование повреждений рабочих лопаток вентиляторов при попадании льда // Современные методы обеспечения прочностной надежности деталей авиационных двигателей, ЦИАМ, Труды №1344, ТОРУС ПРЕСС, Москва, 2010. С.107-118.
6. LS-DYNA. Keyword user's manual. Volume II. Material models. Version 971 R6.1.0 Livermore Software Technology Corporation (LSTC), 2012.
7. Шорр Б.Ф., Мацаренко В.С. Расчетно-экспериментальное исследование динамического воздействия кусков льда на пластину-имитатор пера рабочей лопатки осевого компрессора авиационного двигателя // Наука и образование. Электрон. журн. 2014. №6. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/716936.html> (дата обращения 20.10.2014).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА МОДУЛЬНОЙ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ СПЕЦИАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА

DETERMINATION OF SPECIAL-PURPOSE TRANSPORTATION UNIT MODULAR BEARING STRUCTURE LIFETIME

П.П. Мишин¹ – инженер, Н.Л. Осипов² – к.т.н., проф., И.С. Чабунин³ – к.т.н., доц.

¹Филиал ФГУП «ЦЭНКИ» – НИИ СК им. В.П. Бармина

²Университет машиностроения (МАМИ)

³Военный институт (общевойсковой) ВУНЦ СВ «ОВА ВС РФ»

Abstract. The lifetime assessment of heavy cargo transportation unit modular bearing system was carried out. The high- and low-cycle fatigue damages are called by roadway microprofile level and extreme overloads respectively. Therefore the criterion equation for fatigue accounting has been proposed. The transportation units bearing systems modernization method was applied. It was established that the unit's run was corresponded with standard specifications.

Постоянное развитие промышленных технологий требует проектирования таких конструкций и оборудования, рациональную перевозку которых целесообразно осуществлять в собранном или неделимом формате [1]. Это могут быть мостовые балки, трансформаторное оборудование, секции судов, химические реакторы и т.д. В таком случае процесс транспортирования необходимо прорабатывать с учетом большой массы и габаритов подобных конструкций. Однако, для обеспечения максимальной гибкости перевозок агрегаты-транспортеры должны иметь возможность трансформироваться под каждый тип тяжеловесных грузов [2]. Эту способность можно реализовать за счет проектирования новых специальных транспортных средств и, в частности, их несущих систем на основе модульного принципа компоновки. Такой подход позволяет изменять используемую конструкцию агрегата доставки при помощи добавления или удаления структурных модулей. При этом наращивание модулей возможно по всем направлениям – как для увеличения габаритов по длине и ширине, так и для безопасного размещения грузов при помощи надстроек.

Однако, внедрение модульного принципа должно сопровождаться глубокой проработкой вопросов прочности и ресурса как отдельных модулей, так и сборного комплекса. В этом случае неизбежно придется отходить от традиционных норм проектирования и, в частности, прочностных параметров при создании целостных неразъемных конструкций для перевозки тяжеловесных грузов. Особое внимание следует уделять зонам сочленения конструктивных элементов силового набора, в которых по мере накопления эксплуатационных повреждений, могут возникать локальные разрушения типа макротрещин усталости. Следовательно, при расчете долговечности таких транспортных систем необходимо учитывать нагрузки, вызываемые микронеровностями дорожного полотна, а также перегрузки, связанные с преодолением сравнительно крупных препятствий и сопровождаемые возникновением в указанных зонах пластических деформаций [3].

В данной работе в качестве объекта исследования выступает плоская несущая рама транспортного комплекса для перевозки грузов особо больших габаритов и массы (рис. 1). Рама формируется за счет стыковки в продольном и поперечном направлениях базового и дополнительных модулей. Каждый модуль представляет собой сварную металлоконструкцию, образованную широкопрофильными тонкостенными балками коробчатого сечения. В вертикальном направлении модульный принцип применительно к данной конструкции реализуется путем установки на раму надстроек-опор, воспринимающих вес перевозимого груза. Колесный ход также образован по модульной

схеме и представляет собой три транспортера PEKZ 140.8.2, расположенных под рамой в форме треугольника.

Задача определения долговечности решалась в два этапа с помощью математических моделей, разработанных по методу конечных элементов (рис. 2). В качестве расчетного случая эксплуатационного нагружения было выбрано закручивание несущей рамы при одновременном преодолении колесами левого и правого борта препятствия и углубления одинаковой амплитуды.

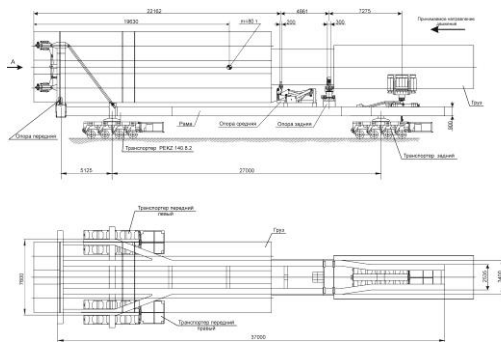


Рис. 1 – Общий вид транспортного комплекса

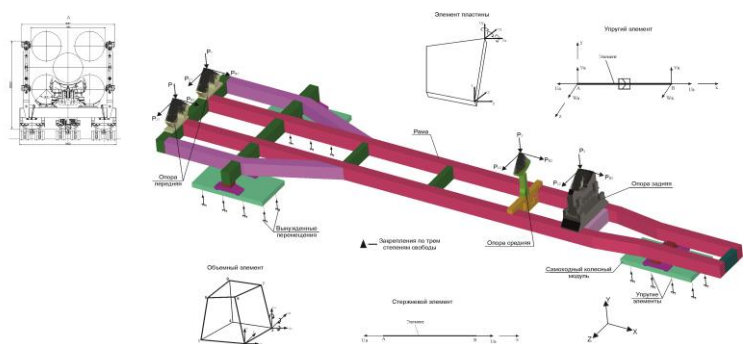


Рис. 2 – КЭ модель транспортного комплекса

На первом этапе в линейно-упругой постановке исследовался динамический отклик целостной конструкции агрегата на импульсное воздействие при преодолении препятствий амплитудой 15 см на рабочей скорости 5 км/ч. В результате устанавливался закон изменения динамических напряжений от времени в наиболее нагруженном узле рамы (рис. 3).

На втором этапе с учетом физической нелинейности исследовалось влияние остаточных сварочных напряжений на прочность силового набора. Для этого была разработана уточненная модель стыковочного узла лонжерона и поперечины, в котором были отмечены концентрация напряжений и возникновение пластических деформаций (рис. 4). Эксплуатационные нагрузки передавались со свободного торца поперечины непосредственно в зону стыка. Эти нагрузки задавались как квазистатические в регулярном циклическом режиме, что соответствует последовательному преодолению однотипных препятствий (рис. 5). Амплитуды циклов соответствовали максимальному динамическому напряжению (рис. 3). Предварительно по контуру предполагаемого сварного шва было наложено переменное по времени тепловое поле, имитирующее процесс сварки. После этого была решена термовязкоупругопластическая задача образования технологических сварочных напряжений. Далее в той же постановке решалась задача по определению эксплуатационных напряжений, которые, складываясь с остаточными напряжениями, образовывали непрерывный деформационный процесс в зоне шва.

В результате была построена графическая зависимость напряжений от деформаций в виде петель гистерезиса для наиболее напряженной точки контура стыка (рис. 6). Отчетливо видна довольно быстрая стабилизация петель гистерезиса, что свидетельствует о преимущественно жестком нагружении в зоне стыка. Ширина стабилизированной петли $\Delta \varepsilon_p \approx 2.5\%$.

Для определения амплитуды напряжений, вызываемых микронеровностями дорожного полотна, моделировались два типа дорожного покрытия (асфальтовое и булыжное) в виде спектров микронеровностей [4], которые прикладывались к целостной модели транспортного комплекса (рис. 7). Полученные спектры переменных динамических напряжений в стыковочном узле (рис. 8) приводились к распределению эквивалентных напряжений с симметричным циклом [5].

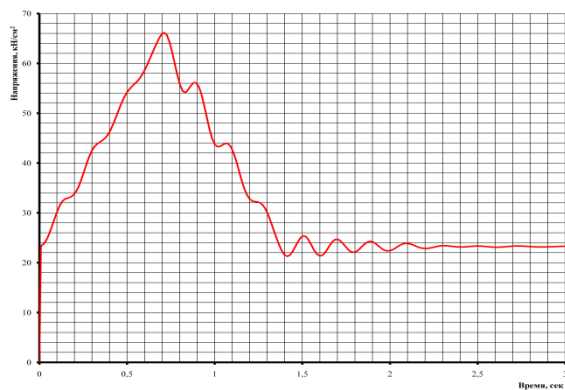


Рис. 3 - Закон изменения напряжений от времени

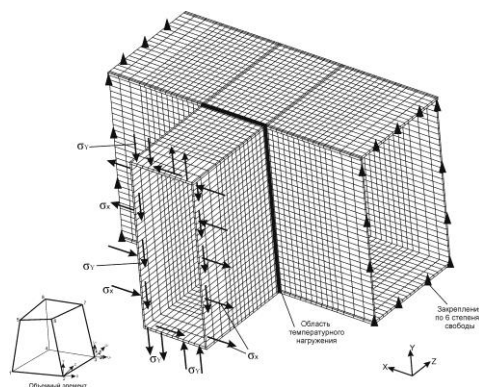


Рис. 4 – Уточненная модель стыковочного узла

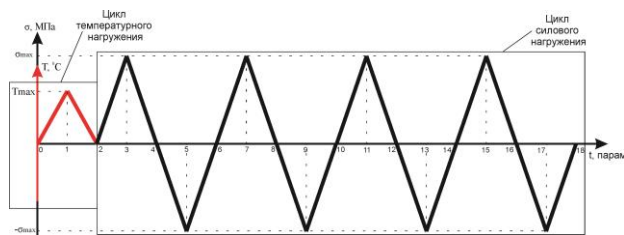


Рис. 5 – Характер циклического нагружения

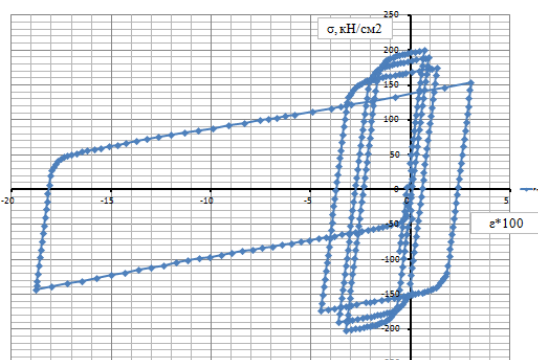


Рис. 6 – Графическая зависимость напряжений от деформаций

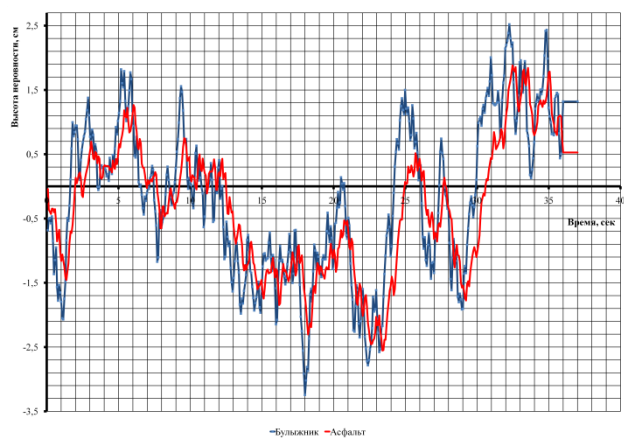


Рис. 7 – Спектры микронеровностей

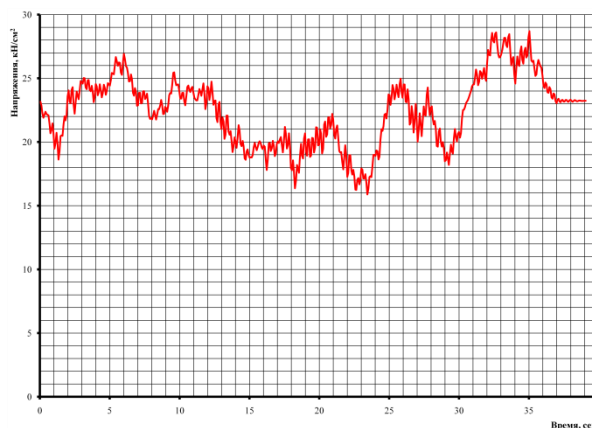


Рис. 8 – Спектр динамических напряжений для нагрузок от асфальтового покрытия

Оценка ресурса проводилась по степени вносимой поврежденности от относительно редких перегрузок, а также от вибрационных нагрузок, вызываемых микронеровностями дорожного полотна.

Для расчета рассмотрим лишь спектр напряжений для нагрузок от асфальтового покрытия.

Воспользуемся критериальным уравнением со слагаемым, учитывающим оба фактора – мало- и многоцикловое повреждение

$$\int_0^{\lambda} F d\lambda + \sum_{K=1}^n \frac{N}{N_K} = 1, \quad (1)$$

$\lambda = \int d\epsilon_i^p$ - длина траектории пластического деформирования (параметр Одквиста);

$d\varepsilon_i^p$ - интенсивность приращений пластических деформаций;

$F = \beta \cdot \varepsilon_i^p$ - функция повреждения;

ε_i^p - интенсивность пластических деформаций;

β – коэффициент, зависящий от свойств материала;

N – количество блоков перегрузки до разрушения, связанных с переездом через препятствие, и выражающие собой долговечность узла;

N_K – количество циклов до разрушения по кривой выносливости материала сварного шва при амплитуде приведенного напряжения $\sigma_{ак}$;

n – количество циклов в блоке перегрузки с амплитудой приведенного напряжения, превышающей предел усталости материала сварного шва.

В установившемся циклическом процессе

$$F = \beta \cdot \Delta\varepsilon_p, \lambda = 2 \cdot \Delta\varepsilon_p \cdot N. \quad (2)$$

Подставляя выражения (2) в уравнение (1), получаем искомое количество рабочих блоков, равных 1 км пробега агрегата

$$N = \frac{1}{2 \cdot \beta \cdot \Delta\varepsilon_p^2 + \sum_{K=1}^n \frac{1}{N_K}}. \quad (3)$$

Параметр β определяется по формуле [6]

$$\beta = \frac{2}{\ln^2\left(\frac{1}{1-\psi}\right)}. \quad (4)$$

где $\psi=0.69$ – степень сужения образца в сечении отрыва.

Параметры кривой усталости данного материала, скорректированные с помощью коэффициента снижения качества сварного шва $K = 2.2$, принимают значения: $\sigma_{-1Д} = 330$ МПа, $m_D = 5$. База испытаний $N_G = 10^7$ остается неизменной.

С учетом этих значений по уравнению кривой выносливости

$$N_K = N_G \left(\frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{ак}} \right)^{m_D} \quad (5)$$

и графику на рис. 3 вычисляем $n=45$.

Таким образом, получаем, что при количестве расчетных препятствий на одном километре пути равным в среднем единице, рабочий пробег агрегата составит 381 км.

Отметим также, что отношение второго слагаемого к первому в знаменателе уравнения (1) составляет 4.46%, что свидетельствует о доминирующем значении малоциклового усталости.

Литература

1. Троицкая Н., Огольцов И. Перевозка по-крупному // МАП. – 2012. – № 6. – С. 32-37
2. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции: Учебник для вузов/ Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ “Академкнига”, 2004. – 320 с., ил.
3. Гудрамович В.С., Переверзев Е.С. Несущая способность и долговечность элементов конструкций – Киев., Наукова Думка, 1981, 284 с.
4. Чабунин И.С. К вопросу моделирования микропрофиля дороги по колеям // Изв. МГТУ “МАМИ”. Серия 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели. М.: МГТУ “МАМИ”, №1 (15). 2013, т.1. С. 225-229.

5. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Изд. 3-е, перераб. и доп. Под ред. С.В. Серенсена. М., Машиностроение, 1975. – 488 с. с ил.
6. Труфяков В.И. Прочность сварных соединений при переменных нагрузках. – Киев: Наукова думка, 1990. – 256 с.

ВОЗМОЖНОСТИ ОПТИМАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ СТАЛИ В ЗОНАХ КОНЦЕНТРАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЙ

SCOPE OPTIMAL USE OF NDT STATE OF STEEL IN AREAS OF STRESS CONCENTRATORS

А.Е.Мойсейчик - аспирант, **Ю.В.Василевич** – д.ф.-м.н., проф.
ГОУ «Белорусский национальный технический университет»

Abstract. We consider the requirements for non-destructive testing of steel structural elements and their application features. Based on the features of steel is considered the advisability of thermal methods for the determination of significant surface and internal defects.

Современный этап обеспечения работоспособности и эксплуатационной надежности технических изделий с использованием конструкционных сталей основывается на широком использовании различных разделов механики твердого деформируемого тела в сочетании с возможностями компьютерных методов анализа. Возникающие при разработке изделий расчетные неопределенности вытекают из того, что обеспечение прочности, жесткости и долговечности изделий должно сочетаться с наименьшей затратой материалов и других ресурсов. Уменьшение веса влечет увеличение допускаемых напряжений (нормативных и расчетных сопротивлений), которые могут быть приняты как безопасные только на основании тщательного анализа распределения напряжений, деформаций в изделии, конструкции и опытных исследований и неразрушающего контроля (далее-НК) физико-механических свойств применяемых конструкционных материалов в опасных, наиболее нагруженных зонах, опасных сечениях и т.п. Для сварных стальных конструкций согласно данным Международного института сварки наиболее часто ответственными за разрушение являются следующие основные факторы, приведенные в таблице.

Таблица -Причины разрушения сварных конструкций [1].

Причины разрушения сварных конструкций	Доля разрушений, %
Нерациональность спроектированной конструкции, в том числе:	28,8
-Неправильное конструирование	22,5
-Введение сварных узлов в участки повышенных напряжений	6,3
Наличие дефектов в сварных соединениях, в том числе:	21,3
-дефекты в швах или остаточные напряжения	12,5
-дефекты формирования швов	8,8
Повышенные напряжения при эксплуатации, чрезмерные нагрузки	20,0
Нарушение технологии сварки сталей	18,7
Влияние коррозии	5,0
Неправильная подготовка перед сваркой	3,7
Неправильное применение смежных процессов	2,5

Из таблицы следует, что больше половины разрушений сварных конструкций зародилось в зонах концентрации напряжений от различных дефектов (сварочные, конструктивные, эксплуатационные).

Большинство методов неразрушающего контроля качества изделий представляют собой процесс оценки свойств, признаков и параметров, характеризующих изделие и протекающий без их изменений и при сохранении ресурса изделия. Методы НК основаны

на использовании различных физических полей, излучений и веществ для получения информации о качестве исследуемых материалов в изделии. Физическую основу неразрушающих методов контроля составляют исследования физических характеристик элементов конструкции изделия и обнаружения несовершенств, дефектов структуры. Неразрушающий контроль качества включает в себя, помимо оценки значений непосредственно измеряемых характеристик изделия, диагностический НК качества изделий. *Диагностический НК* качества изделий - совокупность методов, позволяющих на основе определения и оценки *косвенных признаков* обнаруживать дефекты изделия, не выявленные путем непосредственных измерений. Диагностический НК позволяет на основе определения *закономерностей, характеризующих процессы зарождения и развития дефектов*, оценивать ресурс изделия. Эти методы реализуются в два этапа. Вначале анализируются механизмы отказа изделия - физические, физико-химические, электрофизические и другие, приводящие к выходу изделия из строя. Затем определяется зависимость между параметрами, определяющими надежность изделия, и кинетикой *деградационных процессов*, участвующих в формировании механизма отказа изделия.

Определяющей особенностью методов и средств НК изделий является направленность на обеспечение сплошного и непрерывного контроля выпускаемых изделий на всех этапах их производства и существования. Полученная в результате такого применения НК информация об источниках и причинах появления дефектов, о механизмах их развития во времени дает возможность реализовать в процессе производства заложенное разработчиком качество изделия с использованием следующих мероприятий: а) контроля качества исходных материалов и комплектующих изделий; б) корректировки режимов и условий технологических процессов изготовления изделий; в) отбраковки некачественных и ненадежных изделий; г) оптимизации разработки нового или усовершенствования выпускаемого изделия с точки зрения его качества и надежности.

Для неразрушающего контроля изделий ГОСТ 18353[2] предписывает использовать следующие методы: магнитный, электрический, вихретоковый, радиоволновой, тепловой, оптический, радиационный, акустический, проникающими веществами. Методы каждого вида по тому же ГОСТ 18353 дополнительно подразделяются в зависимости от характера взаимодействия физических полей с контролируемым объектом, от используемого первичного информативного параметра, способа получения первичной информации. С учетом таких классификационных подразделений получается 110 методов неразрушающего контроля. Отсюда следует, что каждый метод имеет достаточно конкретную область применения.

Недостатком большинства существующих методов НК является то, что физические характеристики, получаемые приборами неразрушающего контроля не используются в прочностных, деформационных, энергетических моделях конструкционных сталей, применяемых для прочностных и других расчетов стальных конструкций. В большинстве методов НК измерения производятся при непосредственном контакте преобразователей (датчиков) с поверхностью контролируемого изделия, к которой предъявляются некоторые требования по площади и др.. В зонах концентраторов напряжений площадь измерений должна быть минимальной (из-за большого градиента напряжений, деформаций). Для выполнения неразрушающего контроля традиционными методами приходится вручную сканировать контролируемую площадь изделия, конструкции, что требует значительных трудозатрат.

Указанных недостатков в значительной мере удается избежать, используя тепловые бесконтактные методы (радиометрия, инфракрасная компьютерная термография). В неразрушающих методах теплового контроля (ТК) используется тепловая энергия, распространяющаяся в объекте контроля. Температурное поле поверхности объекта является источником информации об особенностях процесса теплопередачи, которые, в свою очередь, зависят от наличия внутренних или наружных дефектов, полей напряжений

и деформаций в контролируемом изделии. При нарушении термодинамического равновесия объекта с окружающей средой на его поверхности возникает избыточное температурное поле, характер которого позволяет получить информацию об интересующих свойствах объектов. Методы теплового контроля основаны на взаимодействии теплового поля объекта с термодинамическими чувствительными элементами, преобразующих тепловые сигналы поля в электрические и передающие его на регистрирующий прибор.

Температурный эффект на поверхности деформируемого тела тем больше, чем большее количество тепла выделяется в единице объема деформируемого тела и чем больше его остается в теле [3-7]. Температурный эффект в процессе пластической деформации стали в окрестности дефектов может достигать весьма высоких значений, особенно если деформация протекает в короткий срок в течение которого тепло не будет успевать рассеиваться в окружающую среду [3-7]. Существующие методы неразрушающего теплового контроля (ТК) изложены в ГОСТ 2531482. Методы ТК, основанные на использовании инфракрасной (ИК) термографии можно разделить на активные и пассивные (рис.1) в зависимости от способов инициирования теплообразования. Активный термографический метод требует использования внешнего теплового источника для получения желаемого изображения. Во многих случаях тепловой импульс направляется на образцы, и поток тепла, перемещающийся через объект, контролируется. Дефект в объекте изменяет поток тепла и вызывает нарушение в изображении (рис.2). Пассивный метод не требует использования дополнительного источника тепла для получения желаемого теплового изображения. При пассивном методе теплообразование происходит за счет твердотельных физико-химических реакций в деформированных зонах контролируемого изделия. При этом чем больше величина и скорость деформации в точке, тем выше мощность источника теплообразования. Значительным достоинством инфракрасной компьютерной термографии является снятие информации без непосредственного контакта с контрольной поверхностью.

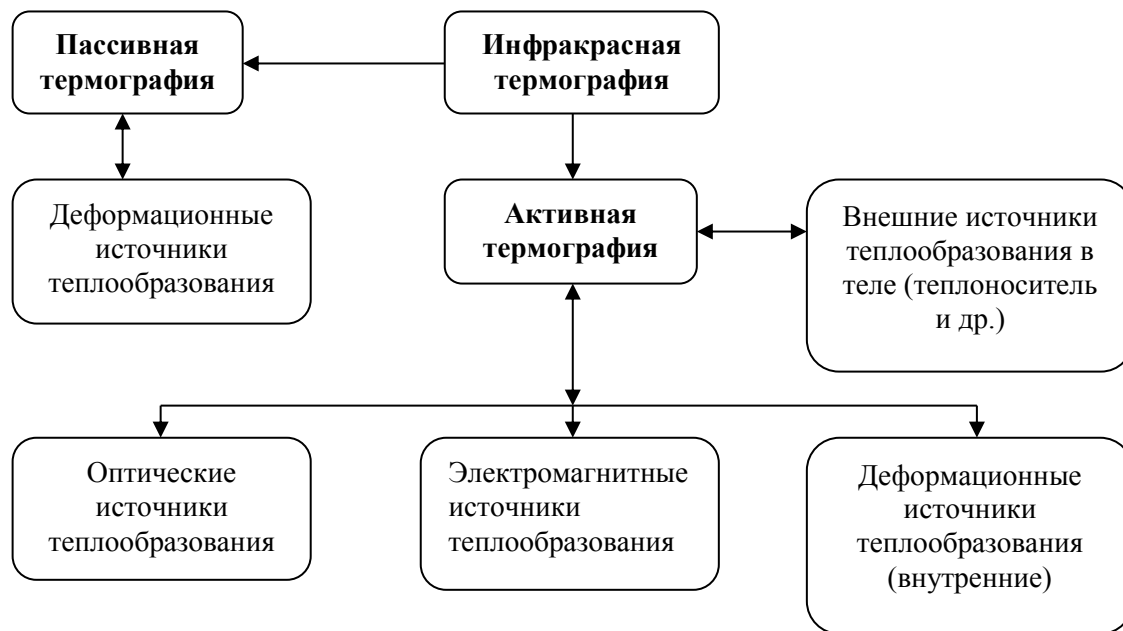


Рис. 1- Классификация методов термографии



Рис. 2- Схема выявления дефекта при активном инфракрасном термографировании

Применяемые приборы компьютерной термографии являются измерительными. Решая связанные задачи (термоупругие, термопластические, термовязко-пластичные) для конкретных граничных и начальных условий можно получить расчетное поле поверхностных температур на интересующей стадии деформирования рассматриваемого изделия. Сопоставляя расчетное поле с данными компьютерной термографии с большой достоверностью можно принять решение о работоспособности изделия. С другой стороны выявленные компьютерной термографией поля деформационных температур одновременно визуализируют и наиболее нагруженные (дефектные) участки контролируемого изделия. Дефектные места можно исследовать дополнительно более узкоспециализированными методами НК.

Изложенный путь позволяет, по нашему мнению, значительно повысить эффективность и достоверность существующих методов НК.

Литература

1. Гордиенко, В.Е Дефекты и их влияние на работоспособность сварных конструкций промышленных зданий и строительных машин: учеб. пособие / В.Е. Гордиенко, Е.Г. Гордиенко.. – СПб.:СПбГАСУ, 2012. – 85 с.
2. Контроль неразрушающий. Классификация видов и методов ГОСТ 18353-79.- Введ. 01.07.80. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2004. – 16 с.
3. Надаи,А. Пластичность и разрушение твердых тел. Т.2. / А. Надаи. М.: Мир, 1969.- 863с.
4. Ковалев, В.А. / Волновые задачи теории поля и термомеханика/ Саратов:Изд-во Саратов. Ун-та.-2010.-328с.
5. Колбасников.Н.Г. /Теория обработки металлов давлением. Сопротивление деформации и пластичность/СПб.:Изд-во СПбГТУ.-2000.-314с.
6. Био, М. /Вариационные принципы в теории теплообмена/ М.: Энергия, 1975.–209с.
7. Riegert, G. Induktions-Lockin-Thermografie (ILT)/ G.Riegert, G. Busse// MP Materialprüfung .-2004.-Jahrg. 46, 1-2.- P. 33-35.

**ОЦЕНКИ КРИТИЧЕСКИХ СЖИМАЮЩИХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ
СТЕРЖНЕЙ ИЗ ПОЧТИ НЕСЖИМАЕМОГО МАТЕРИАЛА**
*THE CRITICAL COMPRESSING STRESSES ESTIMATES FOR THE BEAMS OF
ALMOST INCOMPRESSIBLE MATERIAL*

А.О.Мурдза – студент
Московский физико-технический институт

Abstract. The report presents results of the research with regard to the stability problems of equilibrium states of homogeneous compressed nonlinear elastic bodies with block shape out of almost incompressible material. The study is based on a static energy criterion of stability (instability). The paper presents the upper estimates for the critical compressive stress (necessary conditions for stability), which were sought traditional method of kinematic hypotheses based on a new kinematic hypothesis that differs from the traditional kinematic hypothesis of Kirchhoff–Love plate theory. It was revealed that proposed kinematic hypothesis in this work gives more accurate upper estimates for the beams of almost incompressible material.

В данной работе исследуются вопросы устойчивости тел из почти несжимаемых материалов. Элементы конструкций и механизмов имеют определённую форму и их нормальное функционирование предполагает сохранение этой формы. Условием сохранения формы является наличие устойчивости. Кроме того, как правило возникновение неустойчивости приводит к разрушению элементов конструкции, что также недопустимо для их нормальной работы. Таким образом, выяснение условий устойчивости и неустойчивости имеет важное прикладное значение при проектировании тех или иных элементов конструкции. Элементы конструкций могут иметь разное назначение и в силу этого выполняются из различных материалов, в том числе из материалов типа резины, эластомеров и тому подобных. Такие тела будем называть плохо сжимаемыми, так как сдвиговые модули у них могут быть много больше объёмных модулей. В данной работе уделяется внимание именно таким телам (из почти несжимаемого материала). Учёт этого свойства позволяет усовершенствовать анализ и получить лучшие результаты. Таким образом, вопросы предсказания поведения упругих трудно сжимаемых материалов существенное прикладное значение. Полученные результаты, в принципе, могут быть применены в различных отраслях техники.

Элементы конструкций могут иметь разную форму, в том числе многие из них имеют форму прямоугольных параллелепипедов (которые будем в дальнейшем для краткости называть блоками). Если поставить, например, шар на шар, или цилиндр на шар или тот же параллелепипед, то между ними всегда образуется пустота. Из них невозможно построить устойчивую конструкцию. Из параллелепипедов можно собрать один большой параллелепипед таким образом, чтобы между ними не было пустот. Такая конструкция уже может быть устойчивой. Именно по этой причине дома строят из кирпичей, имеющих форму параллелепипеда (вряд ли стоит строить дом из цилиндрических или шарообразных кирпичей). Доски, брусья и строительные блоки тоже имеют форму параллелепипеда. Когда маленькие дети играют в кубики, они убеждаются, что их можно хорошо ставить один на другой именно потому, что они имеют форму куба, т. е. того же параллелепипеда. Многие предметы, используемые людьми, имеют форму параллелепипеда, и главное его свойство – устойчивость конструкций, элементами которых являются параллелепипеды.

Дополнительно заметим, что результаты теоретического анализа, полученные для тел простой формы, можно в дальнейшем применять к телам другой формы, более сложной. Также анализ формы изделий показывает, что чаще всего, сложная форма детали получается в результате "сложения" базовых геометрических тел, которые называются формообразующими элементами.

Форма элементов конструкций зачастую совершенно не соответствует предположениям, которые позволяют использовать традиционные методы сопротивления материалов при анализе устойчивости. Корректный учет нелинейно-упругих свойств является очень важным, если начальные деформации достаточно большие. Корректно линеаризованные нелинейные соотношения (в тех случаях, когда линеаризация производится вблизи состояния конечными напряжениями) имеют существенные отличия от классической линейной теории упругости [1, 2].

Анализ устойчивости для тел, имеющих простую блочную форму, представляет, как практический, так и теоретический интерес. Такого рода задачи и ставятся в данной работе. Конкретно, ставятся задачи получения необходимых условий устойчивости для тел из почти несжимаемых упругих материалов.

Точных решений задачи устойчивости (т.е. решений, дающих условия, которые являются и необходимыми, и достаточными) не существует, так как они попросту ещё не найдены, а то, что обычно называется точными решениями, таковыми не являются. В силу того, что точных решений нет, задача исследования устойчивости разбивается на две подзадачи: нахождение необходимых условий устойчивости (оценки сверху для критических сжимающих напряжений) и нахождение достаточных условий устойчивости (соответствующие оценки снизу). Заметим, что нахождение необходимых условий устойчивости эквивалентно нахождению достаточных условий неустойчивости. Действительно, нарушение необходимых условий устойчивости - это достаточное условие неустойчивости. Все так называемые “точные” решения относятся именно к задачам о нахождении достаточных условий неустойчивости.

Рассмотрение вопросов устойчивости в работе основано на энергетическом критерии. С помощью этого критерия в работе определяются достаточные условия неустойчивости, которые сводятся к оценкам сверху для критического значения параметра нагружения (сжимающих напряжений). Стандартным методом решения данных задач является метод кинематических гипотез. Этот метод был разработан в рамках такой дисциплины, как сопротивление материалов. С точки зрения механики деформируемого твердого тела (МДТТ), он заключается в искусственном сужении класса кинематически допустимых полей возмущений, на которых рассматривается соответствующая вариационная задача. Классической кинематической гипотезой (использовавшейся в сопротивлении материалов) является гипотеза ортогональных плоских сечений. Очевидно, что оптимизация оценок сверху заключается в их уменьшении. Классической гипотезе ортогональных плоских сечений соответствуют деформации растяжения-сжатия, в которых объемные и сдвиговые деформации примерно одинаковы. Поскольку объемным деформациям соответствуют относительно большие модули жесткости, то полученные на основе этой гипотезы оценки сверху являются сильно завышенными. Естественно предположить, что потеря устойчивости в случае плохо сжимаемых материалов характеризуется относительно большими сдвиговыми деформациями и относительно малыми объемными. Таким образом, возникает идея замены классической кинематической гипотезы другой кинематической гипотезой, которая бы лучше соответствовала реальному характеру деформирования таких тел. В данной работе принимается кинематическая гипотеза, отличающаяся от традиционной. Она основана на рассмотрении изохорических движений среды (т.е. движений, происходящих без изменения объема). Используемые поля смещений аналогичны известным из гидромеханики полям скоростей несжимаемой жидкости.

В работе используется прямое бескоординатное представление векторных и тензорных величин с помощью системы обозначений Дж.У. Гиббса, дополненной знаком тензорного произведения и мультииндексом для обозначения изомеров тензоров [3]. Основной задачей, рассматриваемой в данной работе, является изучение устойчивости однородного упругого призматического стержня при одноосном квазистатическом сжатии. Схожие задачи рассматривались в работах [4, 5]. Рассматривается множество

близких состояний стержня при различных параметрах нагружения. При этом на каждое состояние накладываются кинематически допустимые смещения и проверяется наличие устойчивости в данном состоянии. В качестве параметра нагружения, который традиционно считается возрастающим, принимаются сжимающие напряжения p . Сжатие стержня происходит следующим образом: две грани скользят вдоль твердых и гладких плит. Остальные грани остаются ненагруженными. Принимается, что эти плиты гладкие и между ними сжимается призматический образец из упругого материала, у которого достаточно произвольное сечение, но одинаковое по всей длине. Также на гранях, которые соприкасаются с плитами, обеспечивается условие проскальзывания. Именно такие условия обеспечивают однородность образца во всех состояниях, что является очень важным. Данный процесс рассматривается как бесконечно медленный и каждое состояние считается состоянием равновесия и исследуется на устойчивость. В результате получены следующие оценки сверху для критического значения параметра нагружения для достаточно длинных стержней (длина l_1 много больше l_2 , третий размер не влияет на полученные оценки):

$$p > \pi^2 \Lambda \frac{l_2^2}{12l_1^2}, \quad \Lambda = (\bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1 - \bar{e}_2 \otimes \bar{e}_2) : L : (\bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1 - \bar{e}_2 \otimes \bar{e}_2),$$

где L – тензор “касательных” упругих модулей нелинейно упругого тела.

При этом, критическое значение параметра нагружения, полученного с помощью гипотезы ортогональных плоских сечений, описывается выражением

$$p > \pi^2 L_{1111} \frac{l_2^2}{12l_1^2}, \quad L_{1111} = \bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1 : L : \bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1$$

Легко заметить, что в полученных аналитических выражениях для критических напряжений зависимость от геометрических параметров стержня точно такая же, как и в случае традиционной кинематической гипотезы. Отличие же заключается в зависимости от жесткостных параметров L_{1111} и Λ . При определенных соотношениях между этими параметрами полученные оценки сверху оказываются меньше (а значит, лучше), чем традиционные. Критерием применимости предложенной кинематической гипотезы будет следующее выражение:

$$(\bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1 - \bar{e}_2 \otimes \bar{e}_2) : L : (\bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1 - \bar{e}_2 \otimes \bar{e}_2) < \bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1 : L : \bar{e}_1 \otimes \bar{e}_1$$

При этом новая гипотеза дает более точные оценки. Если же взять, к примеру, гуков материал, который является изотропным, то модули L_{1111} и Λ примут следующий вид:

$$L_{1111} = K + \frac{4}{3}G, \quad \Lambda = 4G,$$

где G – модуль сдвига;

K – модуль объемной упругости.

При этом видим, что для того, чтобы модуль Λ был меньше модуля L_{1111} , должно выполняться следующее условие:

$$K > \frac{4}{3}G$$

Таким образом, для гукова материала достаточно, чтобы модуль объемного сжатия был в три раза больше модуля сдвига, что совершенно реально для материалов типа резины и полимеров.

В заключение можно сказать, что полученные аналитические результаты пригодны для материалов с любой анизотропией. Они позволяют для любого типа упругих материалов определять те соотношения их жесткостных параметров, при которых предложенный метод дает лучшие результаты, чем традиционный. Предложенные и используемые в данной работе модификации известных методов исследования устойчивости могут быть применены и в других (в том числе прикладных) задачах сходного типа.

Литература

1. Трусделл, К. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред / К.Трусделл. – М.: Мир, 1975. – 592 с.
2. Лурье, А.И. Нелинейная теория упругости / А.И.Лурье. – М: Наука, 1980. – 512 с.
3. Рыжак Е.И. Бескоординатное тензорное исчисление для механики сплошных сред, - М.:МФТИ, 2011. – 170 с.
4. Пантелеев С.А. Двусторонние оценки в задаче об устойчивости сжатых упругих блоков. //Изв.Ран.МГТ.2010.№1.С.51-63
5. Пантелеев С.А. Двусторонние оценки критических значений параметра нагружения в задачах об устойчивости толстых упругих блоков при больших сжатиях. // диссертация на соискание ученой степени канд. Наук. Москва.2010

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ОБРАЗЦОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ПРОЧНОСТИ И УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ ППД

PREDICTION OF FATIGUE RESISTANCE OF SAMPLES USING THE STATISTICAL THEORY OF STRENGTH AND TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF SPD

И.И. Набоков – аспирант, А.Н. Лисин – д.т.н., проф.
МАМИ

Abstract. Many modern designs of elements that operate at varying loads are subject to fatigue failure. Predicting this impact is of particular importance among the tasks of assessing the strength. This work is based on a systematic approach, which lies at the junction of solid mechanics, mathematical statistics, physics, strength, ductility and influence of surface plastic deformation on fatigue resistance. The work is an attempt to explain the phenomenon of metal fatigue in the form of a concept based on the statistical theory of strength, and focused on practical implementation.

На данный момент существует определённое количество работ (статей, монографий), в которых рассматривается анализ прочности и долговечности элементов конструкций и материалов в целом. В некоторых из них задача прогнозирования долговечности исследуется с точки зрения феноменологических позиций, в основном на базе концепции механики твёрдого тела. В других же - как анализ разрушения, проводимый на атомарном и дислокационном уровнях, т.е. микроуровне. Это работы по развитию физики прочности и пластичности материалов. В этом случае большую трудность представляет добавление в параметры, управляющие разрушением, таких главных понятий механики, как, например, тензоры деформаций и напряжений или жесткость напряженного состояния. Мы получаем ситуацию, когда из поля зрения исследователя убираются величины, которые могут быть получены для реальных изделий довольно легко. Следовательно, в наши дни актуально направление, которое пытается объединить макро- и микроподходы при описании процессов повреждения и разрушения материала и формулировании критериев разрушения.

Множество элементов современных конструкций, работающих при переменных нагрузках, подвержены усталостному разрушению. Прогнозирование данного воздействия имеет особое значение среди задач оценки прочности, ему посвящено большое количество работ, в том числе и несколько единых статистических теорий усталостного разрушения, базирующихся на отличающихся физико-механических моделях накопления повреждений. Но в итоге, до практического применения доведена лишь одна из них – теория подобия усталостного разрушения. Остальные же не получили инженерного применения или остановились на уровне общих концепций. С целью получения более достоверных оценок ресурса ещё на стадии проектирования созданы комплексные методики оценки долговечности конструкций на основании совместного применения отличающихся статистических теорий усталостного разрушения, в основе своей имеющих разные физические модели. Для разных типов конструкций проведена оценка долговечности, которая была проведена с использованием, как разработанных методик, так и обширно применяемой в наши дни теории подобия усталостного разрушения.

Далее по тексту упоминаются методы прогноза сопротивления усталости, основанные на статистических теориях прочности и дающие возможность совершать расчёты с целью оценки статистических характеристик сопротивления статическим и переменным нагрузкам элементов конструкций. Начало исследованиям процесса разрушения в вероятностном аспекте положено в работах Вейбулла В. [1], Афанасьева Н.Н. [3,4], Серенсена С.В., Когаева В.П. [14, 11], Волкова С.Д. [7,8,9]. Совершенствование

и развитие статистической механики прочности приобрело в работах Селихова А.Ф. [13], Хазанова И.И. [17, 18], Суркова А.И. [16], Коновалова Л.В.[12], Богдановфа Дж. и Козина Ф. [6], Ивановой В.С. [10].

Во всех отраслях машиностроения актуальна задача предотвращения усталостных разрушений. Проблема становится значительней с быстрым ростом мощностей в одном агрегате (без существенного изменения габаритов), увеличением скоростей, удельных нагрузок и других параметров рабочих процессов машин. Изначально ряд факторов не учитывался из-за того, что расчет на прочность деталей машин при напряжениях, переменных по времени, проводили по таблицам допускаемых напряжений, в которых эти факторы не были учтены. В отраслях машиностроения вошли в практику расчета деталей формулы для нахождения коэффициентов запаса прочности по переменным нагрузкам, которые были предложены в ходе исследования влияния на сопротивление усталости напряжений, масштабного фактора, качества поверхности, асимметрии цикла, вида и неоднородности напряженного состояния, а также других факторов. В некоторых работах [например, 2, 5, 11, 19] затрагивающих вопрос сопротивления усталости элементов конструкций или образцов, изложены методы, в которых параметры функции распределения прочности микрообъемов материала оцениваются по параметрам функции распределения предела выносливости на заданной базе испытаний. В таком случае в первую очередь строятся функции распределения долговечностей до разрушения по данным экспериментальных исследований. Далее по кривым усталости строятся функции распределения предела выносливости на заданной базе испытаний. В итоге имеем ограничение, которое заключается в обязательном пересчете исходных распределений долговечностей, полученных экспериментальным путем, до разрушения в распределение пределов выносливостей. То есть появляется необходимость аналитически записать кривую усталости.

В зависимости от формального представления сейчас насчитывается от пяти до десяти выражений кривых усталости. В результате такой ситуации имеем различные функции распределения пределов выносливости, которые были получены различными авторами на экспериментальных базах одних и тех же исследований. Некоторого улучшения можно добиться при использовании метода *вверх-вниз* [15]. Получаем ситуацию, в которой имеется потребность создания физико-механической модели накопления повреждений, включающей в себя долговечность до разрушения зерна с действующими на него напряжениями и параметрами его диаграммы деформирования. Оценивая параметры такой модели нет необходимости пересчитывать исходные экспериментальные распределения долговечностей до разрушения в распределение пределов выносливости. Возможна оценка параметров модели с помощью сравнения расчетной функции распределения логарифмов долговечностей с экспериментальной. Данная модель после оценки параметров может использоваться в практике для прогноза долговечности детали или элемента конструкции.

Далее изложен один из вариантов модели. Вероятность нахождения рядом агрегата из n зерен из числа n определится как соотношение числа сочетаний из m по n к числу сочетаний из L по n

$$W = \frac{C_m^n}{C_L^n} = \frac{\frac{m!}{n!(m-n)!}}{\frac{L!}{n!(L-n)!}} = \frac{m!(L-n)!}{L!(m-n)!} = \left[\int_{\sigma_{отр}/a}^{\infty} f(z) dz \right]^n = \left[1 - F\left(\frac{\sigma_{отр}}{a}\right) \right]^n \quad (1)$$

Откуда

$$W = \frac{(m-n+1)(m-n+2)..m}{(L-n+1)(L-n+2)..L} \approx \left(\frac{m}{L}\right)^n \quad (2)$$

Из формул (1) и (2) можно записать

$$\sigma_x = \left[A \sqrt[n]{(1-\omega)/\omega} \right] \varepsilon E \quad (3) \quad \text{где } \omega = \sqrt[n]{W}.$$

При справедливости формулы записи для диаграммы деформирования образца в виде

$$\sigma_T = \sigma_{T0} + b(\sigma - \sigma_T)^{(1/a)} \quad (4)$$

долговечность до разрушения одного зерна можно определить из интеграла

$$N = \int_{\sigma_{T0}}^{\sigma_{OTP}} \frac{d\sigma}{(\sigma_x - \sigma) f'(\sigma)} \quad (5)$$

$$\text{где } f'(\sigma) = \frac{\frac{a}{b}(\sigma_x - \sigma_T)^{\frac{1-a}{a}}}{1 + \frac{a}{b}(\sigma_x - \sigma_T)^{\frac{1-a}{a}}} \quad \text{- производная функции (6).}$$

Функция (3) является функцией распределения случайной величины σ_x , подставляя которую в последнее соотношение можно получить функцию распределения случайной величины

$$N = Q \int_{\sigma_{T0}}^{\sigma_{OTP}} \frac{dx}{(B-x)^q} + \ln \frac{B - \sigma_{T0}}{B - \sigma_{OTP}} \quad (7)$$

где $B = \sigma_a A \sqrt[n]{(1-\omega)/\omega}$, $\omega = \sqrt[n]{W}$, $\sigma_a = \alpha_s \sigma_{aH}$ - максимальная амплитуда, $Q = a/b$, $q = (2-a)/b$.

Эта формула по сути является функцией распределения кривой усталости так как при фиксировании величины напряжения σ_a получается функция распределения долговечностей $W = W(N)$, а при фиксировании базы N_0 получается функция распределения предела выносливости σ_a . Полезность полученной формулы выражается в том, что она дает возможность использовать результаты стандартных испытаний образцов на усталость до разрушения при нахождении ее параметров. В дальнейшем можно использовать модель для прогноза долговечности детали или элемента конструкции в условиях эксплуатации. В этой формуле не известны: σ_{T0} , σ_{OTP} , A , α , n , a , b . Из этого следует, что в зависимости от того, что известно по условию эксперимента или эксплуатации, ведется изменение хода проведения прогноза. Например, предположим, что известно распределение долговечностей образцов, испытанных при σ_a , аппроксимируемое логнормальным законом

$$\lg N_F = \lg N + u_p S_{\lg N} \quad (8)$$

После завершения интегрирования (7) получаем:

$$N = C_3 \left[(B - \sigma_{T0})^E - (B - \sigma_{OTP})^E \right] + \ln \frac{B - \sigma_{T0}}{B - \sigma_{OTP}} \quad (9)$$

где $C_3 = Q/E$, $E = 1 - q$.

По результатам статических и циклических испытаний гладких образцов получены оценки $\sigma_{OTP} = 510 \text{ МПа}$, $A = 1,082$, $\alpha = 8,77$, $n = 3,84$, $\sigma_{T0} = 120 \text{ МПа}$, $Q = 1,33$, $q = 2,87$. Были проведены циклические испытания изгиба с вращением. На рис.1 представлена кривая

усталости гладких образцов (экспериментальная), которые были испытаны при изгибе с вращением (см. пунктирную линию для коэффициента концентрации $\alpha_s=1,00$). Расчетная кривая усталости образцов была получена по кривой усталости после проведения уточнения $n=0,15$. Она приведена на рис.1 непрерывной сплошной линией для $\alpha_s=1,00$. Было осуществлено прогнозирование кривых усталости образцов с концентраторами напряжений при $\alpha_s=1,53$ и $\alpha_s=1,93$ с использованием полученных оценок параметров модели (9). На рис.1 показаны кривые усталости образцов с концентраторами напряжений, которые были испытаны в экспериментах изгиба с вращением. На рисунке они сопоставляются с экспериментальными кривыми усталости (пунктир). Графически, мы видим подтверждение довольно приемлемого совпадения расчетных и экспериментальных данных.

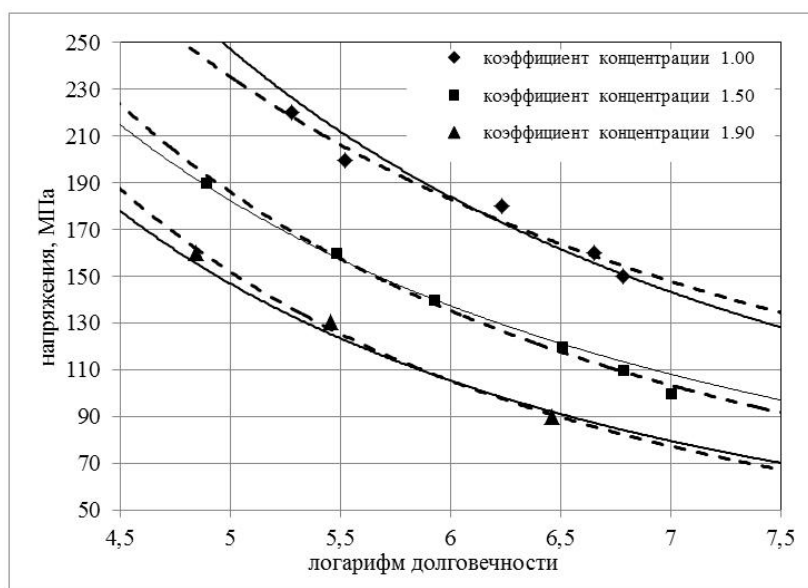


Рис.1. Расчетные (сплошные линии) и экспериментальные (пунктирные линии) кривые усталости образцов из сплава АК6 с различной концентрацией напряжений

Данная модель охватывает микромеханические свойства материала через параметры $\sigma_{го}$, a и b диаграммы деформирования зерна (6). В ней содержатся параметры $\sigma_{отр}$, A и α диаграммы деформирования поликристаллического образца, характеристика локальной нагруженности σ_a и масштабного фактора n . Данная модель может использоваться, например, при анализе влияния технологических факторов на сопротивление усталости металла через параметры модели $\sigma_{го}$, a и b диаграммы деформирования зерна (6).

Например, если предположить, что в связи с изменением или модификацией сплава произошло изменение параметров диаграммы (6), то изменение комплекса зависимых параметров $Q = a/b$ и $q = (2-a)/b$, как показал расчет, может следующим образом повлиять на долговечность. Увеличение, например, параметра Q в 2 раза приводит к относительно небольшому смещению кривой усталости вверх, изменение же параметра q в 1,5 раза привело к смещению кривой усталости почти на порядок (в логарифмах циклов). Влияние параметров n , $\sigma_{отр}$, A и α на изменение долговечности однозначно не выражено, а находится в зависимости от уровня прикладываемого напряжения и величины объема, к которому оно прикладывается.

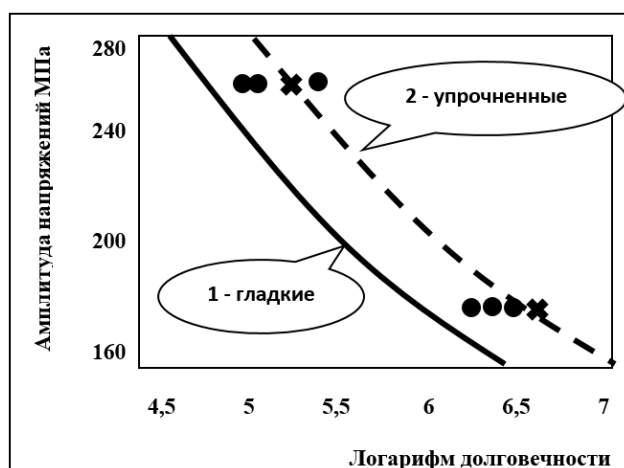


Рис.2. Сравнительное испытание гладких и упрочнённых образцов из сплава АК6

В рамках рассмотренной концепции можно попытаться учесть влияние поверхностного пластического деформирования (далее ППД) на сопротивление усталости. То есть, рассмотрев сложение эпюры остаточных напряжений с эпюрой действующих напряжений, показанных на рис.2 можно воспользовавшись кривой усталости гладких образцов спрогнозировать кривую усталости упрочнённых ППД образцов. При упрочнении таких же образцов и проведении сравнительных испытаний гладких и упрочнённых, мы наблюдаем вполне действенное улучшение долговечности испытанного упрочнённого образца при проведении экспериментальных испытаний. При этом прогнозируемая кривая усталости (пунктир на рис.2) достаточно хорошо располагается по сравнению с экспериментальными данными (точки на рис.2).

Вывод

Изменение технологии, приводящее к изменению диаграммы деформирования макрообразца (конгломерата зерен), и, как следствие, изменению параметров A и α , по-разному отражается на сопротивлении усталости изделий в связи с изменением сопротивления разрушению $\sigma_{отр}$ и в связи с относительным количеством W рядом расположенных микрочерен, приведших к разрушению.

Изучение вероятностных взаимосвязей этих параметров является достаточно большой научной проблемой, поэтому в данной работе она далее не развивается.

Литература

1. Weibull W. A ststikal theory of the strength of materials,- Ingeniors vetenskaps akademien, Handlingen, Nr. 151, Stockholm, 1939.
2. Агамиров Л.В. Разработка статистических методов оценивания характеристик усталостных свойств материалов и показателей надежности элементов конструкций авиационной техники. М: МАИ, Автореферат докторской диссертации. УДК 669.01:620.178.3. 1994г.,42с.
3. Афанасьев Н.Н. Статистическая теория усталостной прочности металлов. ЖТФ, 1940, т.Х, N19, стр.1553-1568.
4. Афанасьев Н.Н. Статистическая теория усталостной прочности металлов. Киев, Изд-во АН УССР, 1953, 128 с.
5. Басюк С.Т., Евтеев Ф.И., Ковалев С.И. Экспертная система проектирования и изготовления авиационных колес. М: Вопросы авиационной науки и техники, Серия: Технология легких сплавов, Вып.11, ВИЛС, 1987г., стр.58-61.
6. Богданов Дж., Козин Ф. Вероятностные модели накопления повреждений. М: Мир, 1989г., 340с.
7. Волков С.Д. - Статистическая теория прочности, М., Машгиз, 1960, 176с.

8. Волков С.Д. К теории макротрещин. Сообщение I. Простейшие модели, М: Проблемы прочности, 1981г.,N 2, стр.44-48.
9. Волков С.Д., Дубровина Г.И., Соковнин Ю.П. Устойчивость сопротивления материала в механике разрушения. М: Проблемы прочности, 1978г.,N 6, стр.65-69.
10. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. М: Металлургия, 1975г., 456с.
11. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. Москва, Машиностроение, 1977, 232с.
12. Коновалов Л.В. Проектирование с учетом усталости - необходимое условие создания работоспособных механических систем. М: Вестник Машиностроения. N 3, 1993,стр.3-11.
13. Селихов А.Ф., Чижов В.М. Вероятностные методы в расчетах прочности самолета. Москва, Машиностроение, 1987, 238с
14. Серенсен С.В. Усталость материалов и элементов конструкций. Избранные труды, Том 1,2,3 Киев, Наукова думка, 1985, 256с.
15. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. Справочник, Москва, Машиностроение, 1985, 230с.
16. Сурков А.И. Вероятностная оценка прочности при переменных нагрузках по медианным пределам выносливости образцов различных типоразмеров. М: Проблемы прочности,1982г.,N12,стр.42-50.
17. Хазанов И.И. Вероятностные принципы обоснования периодичности регламентных работ с целью повышения ресурса и надежности агрегатов по условиям выносливости. В сб. трудов I-й Отраслевой научно-технической конференции "Надежность агрегатов", - М: МАП, 1971г., с.239-264, ДСП.
18. Хазанов И.И., Агафонов Ю.А., Мозалев В.В.-Оптимизация моментов проведения регламентных осмотров при эксплуатации авиационных колес по техническому состоянию. М., Труды Гос. НИИГА, 1980, вып. 183, стр.17-22.
19. Гордеев В.Н. Нагрузки и воздействия на здания и сооружения. М.: Издательство АСВ, 2007. — 482 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ХОНИНГОВАНИЯ ЧУГУННЫХ ГИЛЬЗ СПЛОШНЫМИ БРУСКАМИ *EXPERIMENTAL STUDY OF THE PROCESS OF HONING CAST IRON SLEEVES SOLID BARS*

А.И.Нефедкин – магистрант, А.А.Дубинин – магистрант, Д.Ю.Кружалин - магистрант
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
(МАДИ)

Abstract. Experimental research of influence of graininess diamond stones, surface pressure, speed of rotation and axial movement on the processing performance, surface roughness and dimensional accuracy during honing iron liners of internal combustion engine. The results of experiments carried out by the method of full factorial experiment, the regression equations are presented with static independent coefficients.

Проведены эксперименты по изучению основных закономерностей алмазного хонингования чугунных гильз к двигателю "КамАЗ".

Исследовалось влияние:

- характеристик хонинговальных брусков,
- скоростей вращательного и возвратно-поступательного движения,
- усилия прижима брусков на:
 - производительность,
 - шероховатость поверхности,
 - точность обработки.

Исследования проводились на гильзах КамАЗ 740 изготовленных из среднелегированного чугуна, химический состав указан в таблице 1.

Таблица 1. Состав и свойства чугуна

Марка двигателя (чугуна), страна (фирма)-производитель	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Ti	V	Mo
КамАЗ-740, Среднелегированные (СНГ)	3,1-3,4	1,9-2,5	0,6-0,9	0,2	0,12	0,25-0,5	0,15-0,4	0,25-0,4	0,12	-	-

Детали для эксперимента проходили предварительную обработку по стандартному технологическому процессу, включавшую черновое и чистовое растачивание отверстия, обточку наружной поверхности и предварительное хонингование брусками АСВ 125/100 МІ 50%. Время обработки замерялось секундомером и составляло 30-50 с.

Величина съёма металла рассчитывалась как разность средних размеров детали до и после обработки. Детали измерялись в трёх сечениях индикаторным нутромером с ценой деления 0,002 мм, причём в каждом сечении находили максимальный и минимальный размеры. Погрешность формы оценивались по овальности деталей, которая равна наибольшей из разности размеров в каждом сечении.

План эксперимента во многом определяется видом математической модели, выбранной для описания искомых эмпирических зависимостей. В общем виде связь между выходной величиной Y и независимыми переменными X_i выражается некоторой функциональной зависимостью,

$$Y = f(x_1, x_2, x_3 \dots) \quad (1)$$

Для аппроксимации этой зависимости используются различные аналитические функции, например, линейные полиномы

$$Y = B_0 + B_1x_1 + B_2x_2 + B_3x_3 + \dots + B_{12}x_1x_2 + B_{13}x_1x_3 + \dots, \quad (2)$$

степенные функции

$$Y = A \times x_1^{b_1} \times x_2^{b_2} \times x_3^{b_3} \quad (3)$$

и другие.

С точки зрения удобства планирования и проведения эксперимента целесообразны линейные модели, однако практика показывает, что большинство зависимостей при хонинговании не линейны, а близки к степенным. Чтобы совместить два эти условия можно применить простой приём - перевод к логарифмическим координатам $y^* = \lg y, x_i^* = \lg x_i$. Тогда в пространстве логарифмических координат степенные зависимости станут линейными, операция умножения заменится сложением и мы получим удобную линейную модель, имеющую достаточную точность.

Для нахождения параметров линейных моделей процесса хонингования использована методика полного факторного эксперимента ПФЭ 2^n . Математическое планирование эксперимента применялось для исследования процессов абразивной обработки. Варьируемые факторы:

- X_1 - давление на бруски (Q),
- X_2 - окружная скорость ($V_{ок}$),
- X_3 - осевая скорость ($V_{ос}$).

Таблица 2. Уровни варьирования факторов в предварительных опытах

Факторы	Q, (кгс/см ²)	$V_{ок}$, (м/мин)	$V_{ос}$, (м/мин)
Уровни	x_1	x_2	x_3
Верхний +1	10.6 (1,08 МПа)	83.1	14.4
Нижний -1	7.9 (0,8 МПа)	48.2	9.6

Каждый опыт повторялся трижды и рассчитывалось среднее значение переменной \bar{Y}_u и дисперсии единичного значения $S^2\{Y_{ul}\}$.

$$\bar{Y}_u = \frac{\sum Y_{ul}}{m}, \quad (4)$$

$$S^2\{Y_{ul}\} = \frac{\sum Y_{ul}^2 - m \times \bar{Y}_u^2}{m}, \quad (5)$$

где: $l = 1, 2 \dots m$; m - число повторения каждого опыта.

Воспользовавшись линейной моделью рассчитываем коэффициенты регрессии для скорости съёма.

$$b_i = \frac{\sum x_{ui} \times \bar{Y}_u}{N}, b_{ij} = \frac{\sum x_{ui} \times x_{uj} \times \bar{Y}_u}{N}, \quad (6)$$

где N - число опытов в матрице планирования ($N=8$).

В результате расчётов получено уравнение регрессии в кодированном виде

$$Y = 65.5 + 2.99x_1 + 8.35x_2 + 2.46x_3 + 1.62x_1x_2 + 0.11x_1x_3 + 0.64x_2x_3 + 0.44x_1x_2x_3$$

Доверительный интервал для b_i определяем с помощью критерия Стьюдента (таб. величина). Число степеней свободы $f_t = N - 1 = 7$, уровень риска оцениваем 10%, тогда $t_{10\%,7} = 1.90$.

Коэффициент регрессии считается значимым если

$$|b_i| > t \times \sqrt{S^2\{b_i\}}. \quad (7)$$

в данной случае

$$t \times \sqrt{S^2 \{b_i\}} = 1.90 \times \sqrt{27.9} = 10.0$$

Сравнивая это значение с коэффициентами уравнения регрессии видим, что все они меньше критического значения и лишь коэффициент x_2 приближается к нему. Из этого следует, что точность полученного уравнения недостаточна из-за разброса экспериментальных данных. Далее коэффициенты при факторах x_1 и x_3 почти в три раза меньше коэффициента при x_2 , что свидетельствует о слишком малом диапазоне варьирования давления (x_1) и возвратно-поступательной скорости (x_3). На основании этого были сделаны следующие выводы:

- Для повышения стабильности процесса и уменьшения влияния побочных факторов необходимо: снизить исходную погрешность формы деталей путём отбора для опытов деталей с погрешностью не более 0,04 мм, рассортировать детали по твёрдости на четыре группы, причём в каждом опыте использовать равное число деталей из каждой группы, т.е. порядок проведения опытов принять случайным.
- Для повышения статистической достоверности результатов следует увеличить число повторения каждого опыта до восьми.

Увеличить диапазон варьирования давления и возвратно-поступательно скорости до пределов $\frac{x_{\max}}{x_{\min}} = 2 \div 3$.

Для более точной аппроксимации экспериментальных данных и учёта не линейного характера искомых зависимостей принято решение перейти в плане эксперимента к логарифмическим координатам.

Результаты экспериментального исследования алмазного хонингования по плану ПФЭ 2⁴.

На основании предварительных экспериментов разработан план ПФЭ 2⁴ исследования алмазного хонингования брусками АСВ I25/I00 MI 50%, и АСВ I25/80 MI 50%. Фиксируемые выходные параметры процесса:

- величина съёма металла (Δ),
- скорость съёма (q),
- интенсивность съёма (b),
- среднеарифметическая высота микронеровностей поверхности детали (R_a)
- овальность деталей (a).

Варьируемые факторы x_1, x_2, x_3 те же, что и ранее, но к ним добавлен четвёртый фактор x_4 - зернистость, которую можно охарактеризовать одним параметром - среднекубическим размером зёрен D . Согласно измерениям, для зернистости 125/100 $D=112$, а для зернистости 100/80 $D=89$.

Переход к логарифмическим координатам и кодирование независимых переменных выполнены по следующим формулам:

$$x_1 = \frac{\lg Q - (\lg Q)_{cp}}{(\lg Q)_{cp} - (\lg Q)_{\min}} = 6.361 \lg Q - 6.21 \quad (8)$$

аналогично для других факторов:

$$x_2 = 8.40 \cdot \lg V_{ок} - 15,15 \quad (9)$$

$$x_3 = 3.89 \cdot \lg V_{oc} - 3,91 \quad (10)$$

$$x_4 = 20.0 \cdot \lg D - 40.0 \quad (11)$$

Также прологарифмированы зависимые переменные

$$y_1 = \lg q, y_2 = \lg b, y_3 = \lg R_a, y_4 = \lg a \quad (12)$$

Прежде, чем вести регрессионный анализ эксперимента, рекомендуется проверить однородность дисперсии переменных по критерию Кохрена

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_u S_u^2} \leq G_{кр}. \quad (13)$$

Если неравенство выполняется при значении $G_{кр}$ соответствующем выбранному уровню значимости (обычно 0,05), то гипотеза об однородности принимается. Числа степеней свободы для критерия Кохрена равны $f_1=16$, $f_2=7$, причём в данном случае аналогичны. Уровень значимости принимаем 0,05, тогда $G_{кр} = 0,1911$.

Поскольку все отношения меньше критического значения, то дисперсии считаем однородными.

Вычисляем коэффициенты регрессии по формулам (5) и находим уравнение регрессии в кодированном виде для:

- скорости съёма металла
- интенсивности съёма
- среднеарифметической высоты неровностей
- овальности деталей

Значимость коэффициентов регрессии находим с помощью критерия Стьюдента (7), для чего рассчитываем дисперсии и доверительные интервалы соответствующих величин.

Отбросив несущественные члены уравнений, для которых коэффициенты регрессии меньше критического значения, получим:

- для скорости съёма металла (14)
 $y = 2.2460 + 0.0935x_1 + 0.0910x_2 + 0.0988x_3 + 0.0226x_1x_3 + 0.0242x_1x_2x_3;$

- для интенсивности съёма (15)
 $y_2 = -5.2703 + 0.0917x_1 - 0.0247x_2 + 0.0914x_3 + 0.0202x_1x_3 + 0.0268x_1x_2x_3;$

- для среднеарифметической высоты неровностей (16)
 $y_3 = -0.0001 + 0.0156x_1 + 0.0186x_3 + 0.0189x_4;$

- для овальности деталей (17)
 $y_4 = 1.0480 + 0.0361x_1 + 0.0598x_4.$

Оценим адекватность уравнений регрессии с помощью, дополнительного ПФЭ 2^4 опытов, поставленных на промежуточных уровнях варьирования факторов.

Рассчитываем дисперсию адекватности по сумме квадратов отклонений расчётных значений переменных от фактических

$$S_{ag}^2 = \frac{1}{m} \cdot \sum_u (y_{расч.u} - \bar{y}_u)^2. \quad (18)$$

Вычисляем отношение

$$F = \frac{S_{ag}^2}{S^2\{\bar{y}\}} \quad (19)$$

и сравниваем его с табличным значением критерия Фишера $F_{кр}$. Если $F < F_{кр}$ для принятого уровня риска, то гипотеза адекватности принимается. Табличное значение $F_{кр}$ для данных условий равно $F_{5\%,112,2} = 3.08$ (где: 5% - уровень риска, 112 - число степеней свободы для $S^2\{\bar{y}\}$, 2 - число степеней свободы для S_{ag}^2).

Поскольку план эксперимента ПФЭ 2^n ортогональный, все коэффициенты регрессии некоррелированы между собой. Это даёт возможность, анализировать процесс хонингования, рассматривая величину каждого коэффициента регрессии отдельно - независимо от других.

Увеличение давления на бруски (x_1) ведёт к повышению скорости и интенсивности съёма металла, также возрастают шероховатость и овальность деталей. На это указывают положительные коэффициенты при x_1 .

Окружная скорость (x_2) повышает скорость съёма металла, однако интенсивность съёма при этом снижается. Объяснить эту закономерность можно исходя из положения о возникновении повышенного давления в зоне резания. Чем больше скорость резания, тем меньше усилие, внедряющее зёрна в металл и меньше интенсивность съёма. Снижению интенсивности съёма способствует также то, с увеличением $V_{ок}$ уменьшается угол скрещивания рисок и ухудшаются условия срезания стружки. Скорость съёма пропорциональна интенсивности съёма и скорости резания, поэтому с увеличением последней она возрастает.

На шероховатость и погрешность формы деталей окружная скорость (x_2) большого влияния не оказывает.

С ростом осевой скорости хонголки $V_{ос}$ (x_3) интенсивность и скорость съёма увеличиваются, также повышается и шероховатость детали. Такой характер влияния $V_{ос}$ на процесс хонингования связан со значительными изменениями угла скрещивания, т.к. абсолютная величина скорости резания мало зависит от $V_{ос}$. Чем выше $V_{ос}$, тем больше угол скрещивания, следовательно, улучшаются условия абразивного резания, стружка становится мельче и легче выходит из-под бруска. Это способствует росту производительности обработки, а зависимость съёма от угла скрещивания имеет максимум. Однако в наших опытах угол α был менее 67° , поэтому максимум не достигался и рассматриваемая зависимость монотонно возрастающая.

Уравнения (14,15) показывают наличие взаимодействия между давлением и скорости движения хонголки, что объясняется следующим образом: при большом давлении на бруски ($x_1=+1$) и высокой окружной скорости ($x_2=+1$), возрастает давление в подбрусковом пространстве, поэтому повышение осевой скорости движения (x_3) и связанное с этим улучшение выхода шлама из-под бруска должно в гораздо большей степени повышать съём, чем при малых значениях окружной скорости и давления.

Уравнения регрессии (14,15) показывают, что в исследованном диапазоне зернистость, практически, не влияет на съём металла. Это связано с двумя причинами:

1. Острота зёрен брусков АСВ 100/80 больше, чем у АСВ 125/100, что должно увеличивать интенсивность съёма.
2. Зазор между связкой и металлом у брусков АСВ 100/80 меньше, что увеличивает давление в зоне резания и снижает интенсивность съёма.

Вывод

Определено влияние зернистости брусков, удельного давления, скоростей вращательного и осевого движений на скорость и интенсивность съёма металла, шероховатость поверхности и точность формы деталей. Результаты экспериментов представлены в виде регрессионных уравнений со статистически независимыми коэффициентами и дана их интерпретация с точки зрения физической сущности процесса.

ДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИЙ

DYNAMIC STRENGTH OF LAMINATED COMPOSITES

А.А.Парахони – аспирант, Н.Л.Осипов – к.т.н, доц.

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

Abstract. The purpose of dynamic analysis is to remove stress from the peak unsteady or shocks that could lead to the destruction of certain elements of the design. This condition performance in much the same condition strength static analysis and dynamic strength corresponds, ie material's ability to resist the action of dynamic loads without failure or without a substantial change of shape. In this paper describes the main features of the behavior of layered compositions under dynamic loading. Finite-element models for the analysis of their own forms of shells with a hexagonal core.

Композиционные структуры – конструкции, собранные из композитных элементов (многослойные балки, оребранные оболочки, многослойные пластины и т.д.), которые являются в них несущими, то есть воспринимающими почти всю нагрузку за счёт своей жесткости. Примерами могут служить: авиационные крылья, корпуса кораблей, здания и т.д.. На рисунке 1 показаны конструкции состоящие из композиционных структур.



Рис.1. Применение композиционных структур

Конструкция с наполнителем (в частности, трехслойная) представляет собой составную композицию, состоящую из двух несущих слоев, наполнителя, расположенного между ними, и элементов каркаса (окантовок, законцовок, накладок, книц и др.). Несущие слои представляют собой относительно тонкие плоские или изогнутые листы, воспринимающие продольные нагрузки (растяжение, сжатие, сдвиг) в своей или касательной плоскости, а также поперечные изгибающие моменты [1] (рис. 2).

Используемые, в последнее время, такие структуры не только имеют другие параметры прочности, но и иные динамические параметры. В данной работе рассмотрены основные особенности поведения слоистых композиций под действием динамического нагружения. Цель динамических расчётов сводится к устранению пиковых напряжений от нестационарного или ударного воздействий, способных привести к разрушению тех или иных элементов конструкции. Данное условие работоспособности во многом аналогично условию прочности и называется динамической прочностью. Таким образом, динамическая прочность это - способность материала сопротивляться действию динамических нагрузок без разрушения или без существенного изменения формы [3].

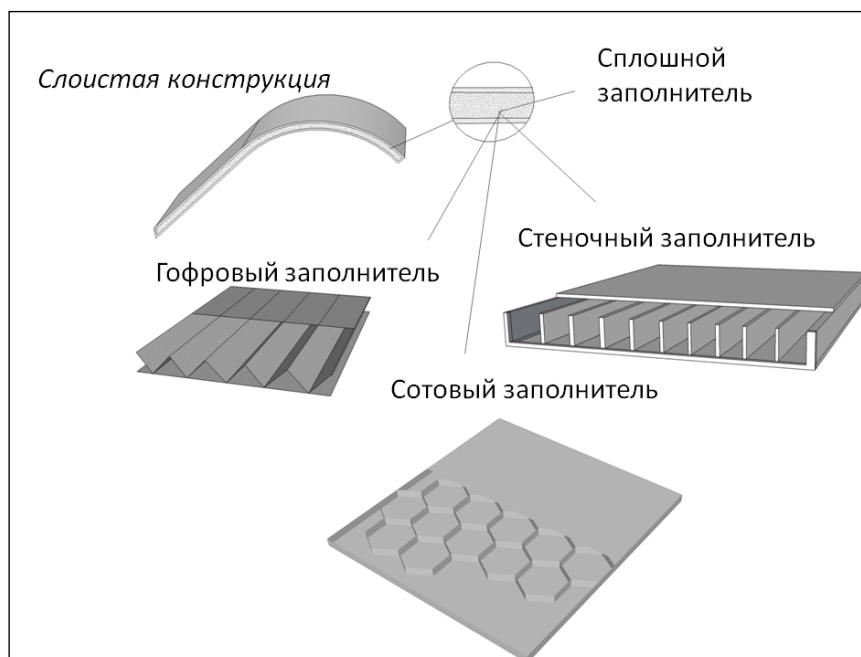


Рис.2. Структура многослойной оболочки

Цели данной работы сформулированы следующим образом:

1. параметрический анализ влияния выбора наполнителя на динамические характеристики конструкции;
2. Исследование динамической реакции слоистых композиций в форме построения амплитудно-частотных характеристик выходных величин на периодическое воздействие внешних факторов.

В работе разрабатываются математические модели для прочностного расчёта, исследования несущих свойств и анализа динамических характеристик различных конструктивных композиций и целостных пространственных объектов, созданных на их основе.

К таким композициям относится наиболее часто применяемые слоистые оболочки с наполнителями сплошной и сотовой структуры. В качестве пространственного объекта рассматривается кузов-цистерна, выполненная из трёхслойной оболочки.

В данной работе разработаны конечно-элементные модели для анализа собственных форм и собственных частот оболочек со сплошным и сотовым наполнителем на программном комплексе MSC Nastran методом конечных элементов МКЭ. Уравнение динамики в нём при малых смещениях можно записать в виде [2]:

$$\{M\} \cdot \ddot{\{\lambda\}} + \{B\} \cdot \dot{\{\lambda\}} + \{K\} \cdot \{\lambda\} = \{F(t)\},$$

Где $\{M\}$ -матрица масс конструкции; $\{B\}$ -матрица коэффициентов сил вязкого демпфирования пропорциональных скоростям узловых перемещений $\{K\}$ -матрица жесткости, $\{F\}$ -матрица узловых сил как функция времени, $\{\lambda\}$ -вектор узловых смещений, точки обозначают производные по времени.

Конечно-элементные модели конструкций, рассмотренные в работе, представлены на рисунке 3.

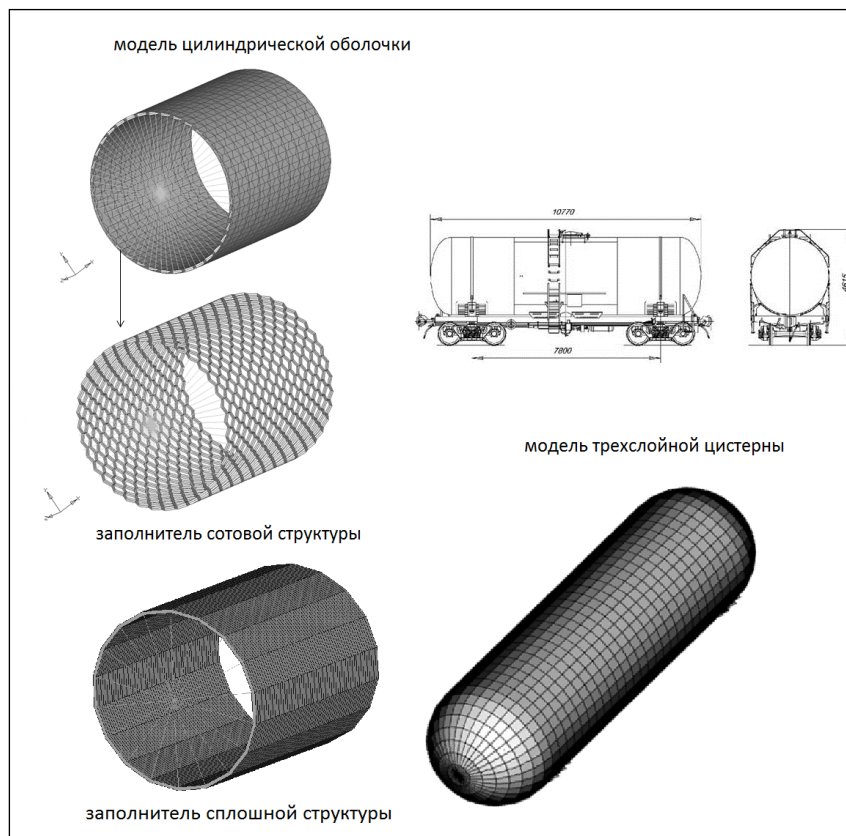


Рис. 3. Конечно-элементные модели для анализа динамики

На рисунках 4-6 представлены собственные формы колебаний цилиндрических слоистых оболочек.

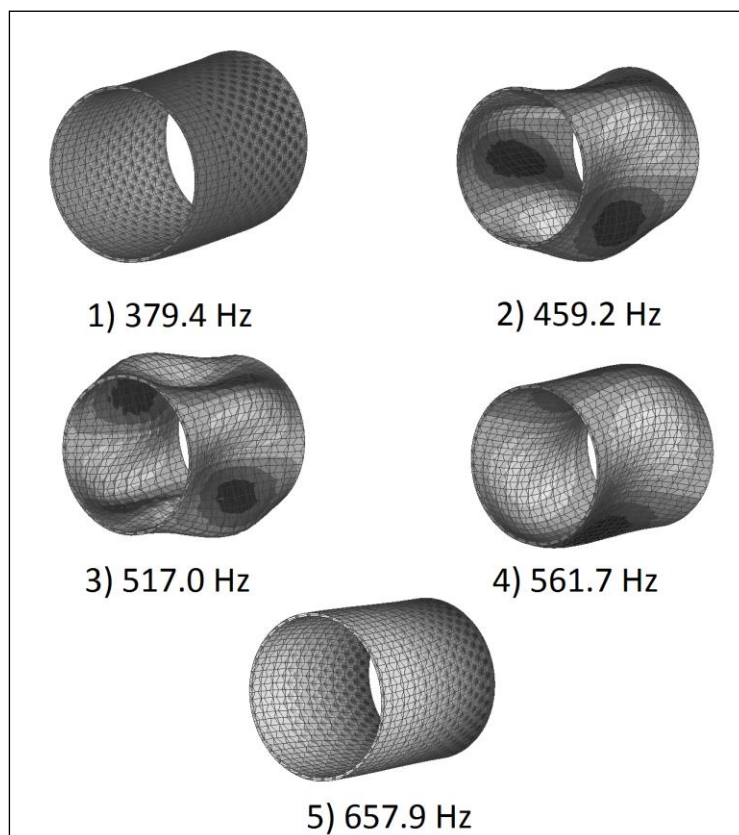


Рис. 4. Собственные формы колебаний цилиндрической оболочки с сотовым наполнителем

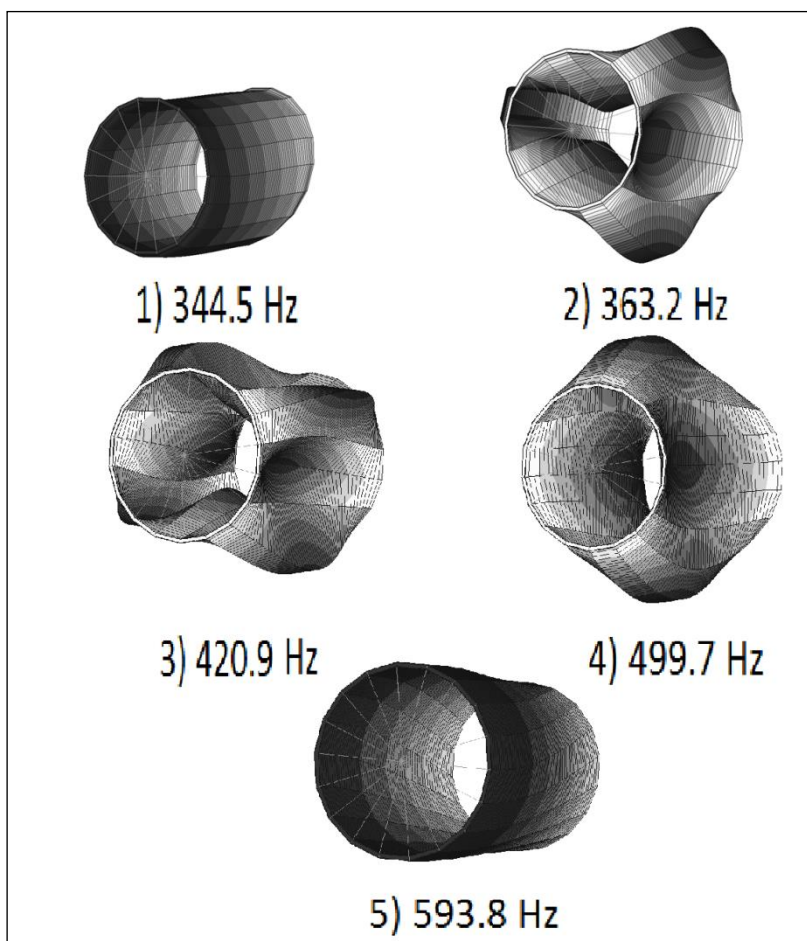


Рис.5. Собственные формы колебаний цилиндрической оболочки со сплошным наполнителем

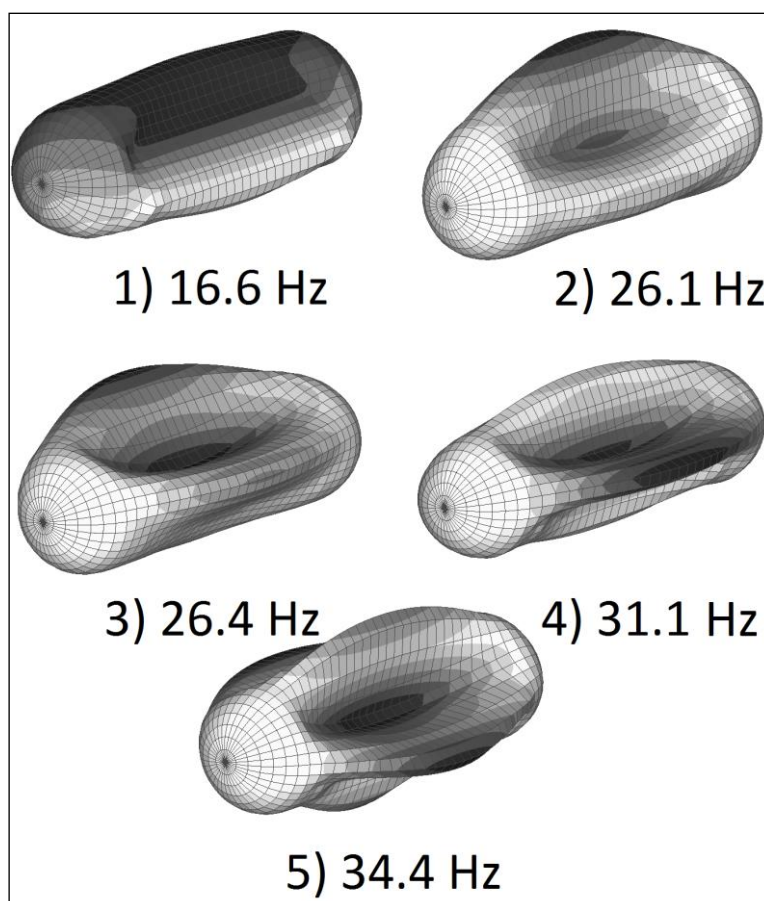


Рис.6. Собственные формы колебаний модели цистерны

Первая форма колебания цилиндрической оболочки соответствуют изгибу оболочки как консольно закрепленной балки. Последующие три формы имеют ярко выраженный оболочечный характер. Пятая форма соответствует крутильным колебаниям. Особенность собственных форм цистерны обусловлена опиранием цистерны.

Для проведения сравнительного анализа амплитудно-частотных характеристик эквивалентных по жёсткости пластин были смоделированы случаи нагружения шарнирно-опертой пластины периодическим давлением. В результате МКЭ анализа можно сделать вывод о смещении спектра собственных частот многослойной панели в сторону увеличения. Соответствующие результаты представлены на рисунке 7.

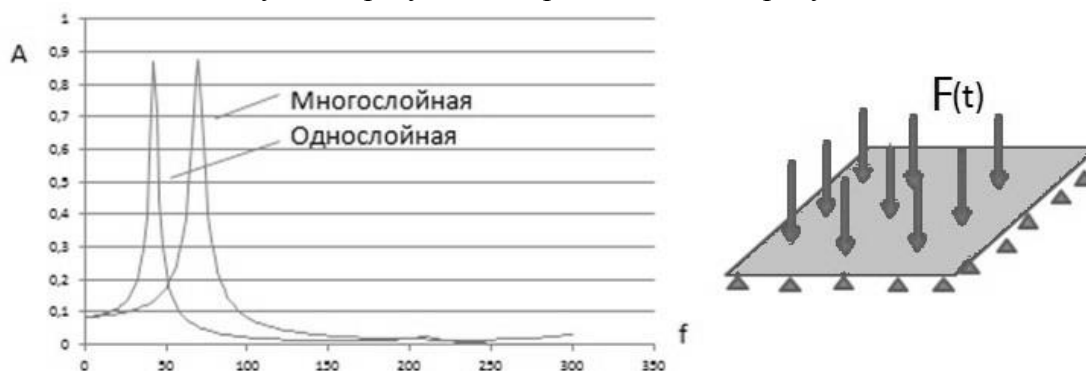


Рис. 7. Амплитудно-частотные характеристики многослойной и однослойной панели.

Выводы

Исследованные в работе особенности динамического нагружения слоистых композиций способствует более чёткому представлению о распределении силовых функций между несущими элементами, а количественная оценка - правильному назначению жёсткостных параметров

Литература

1. Агапов В.П. «Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. – М.: АСВ 2000;
2. Панин В. Ф. Гладков Ю. А. конструкции с заполнителем: Справочник. – М.: Машиностроение, 1991;
3. Гусев А. С. Карунин А.Л., Крамской Н.А., Стародубцева С.А., Щербаков В.И. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении: Учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007.

ПРИМЕНЕНИЕ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИЙ В НЕСУЩИХ СИСТЕМАХ

APPLICATION OF LAYERED COMPOSITION IN A CARRIER SYSTEMS

А.А.Парахони – аспирант, Н.Л.Осипов – к.т.н, доцент
Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

Abstract. Since the carrier system treats all loads acting on the vehicle, it must provide sufficient strength at minimum weight. This requirement may be met by applying the components of the composition (layered shells and layered beams). Technological features and advantages of composite compositions is their separate assembly for the job given in advance stiffness properties. Bearing systems of vehicles, formed by a compound such compositions in a single ensemble, have the same mass to the order of higher stiffness properties as compared with conventional. The paper used the method of finite elements, as the most effective way to study layered bearing systems at the design stage.

Несущая система транспортного средства воспринимает все нагрузки действующие на транспортное средство. Она должна обеспечивать достаточную прочность при минимальной массе. К ней крепятся все основные агрегаты и узлы машины, такие как двигатель, трансмиссия и т. д. Различают следующие типы несущих систем: рамы, корпуса, кузова, металлоконструкции прицепов и полуприцепов. К ним предъявляются требования надёжности, технологичности, коррозионностойкости, проходимости и эргономики. Но в первую очередь несущая система любого транспортного средства должна обеспечивать достаточную прочность при минимальной массе. Это требование можно выполнить, применяя составные композиции (слоистые оболочки и балки). Целью проектирования таких композиций является перераспределение нагрузки между слоями. Заполнитель, как правило, воспринимает поперечные силы при изгибе трехслойной конструкции и обеспечивает совместную работу и устойчивость несущих слоев. Способность заполнителя воспринимать нагрузку в плоскости несущих слоев зависит от конструкции заполнителя и его жесткостных характеристик. Элементы каркаса обеспечивают местную жесткость конструкции при действии сосредоточенных усилий и в местах крепления повышают сопротивление усталости.

Несущие системы транспортных средств, образованные соединением таких композиций в единый ансамбль, имеют при одинаковой массе на порядок более высокие жесткостные свойства по сравнению с традиционными.

Такие композиции как слоистые оболочки и пластины активно применяются в последнее время в конструкции различных транспортных средств [2]. Слоистые оболочки могут быть эффективно использованы в конструкции различных несущих систем. В таких оболочках соединение несущих слоев с заполнителем и элементами каркаса осуществляется различными технологическими процессами: клепкой, склеиванием, пайкой и сваркой. Слоистые конструкции классифицируются по типу заполнителя: со сплошным заполнителем, с заполнителем сотовой структуры, с заполнителем гофрированной формы и т.п.; по материалу несущих слоев и заполнителя: металлические, неметаллические, в том числе и композиционные, комбинированные [3].

В данной работе исследовались цилиндрические оболочки представляющие собой симметричную трёхслойную композицию (б,в,г) и традиционные (а). В качестве заполнителя рассматривались наиболее часто используемые сплошной заполнитель из пенополиуретана (б), сотовый из алюминиевого сплава (в) и сотовый с заполнением каждой ячейки сплошным заполнителем (г) (рис.1).

Параметры плотности и толщины подобраны так, чтобы первые два варианта (а,б) были эквивалентны по массе. Варианты в) и г) имеют одинаковую толщину пакета. С целью сравнительного анализа деформаций оболочки применён метод конечных элементов, как наиболее эффективный способ исследования слоистых несущих систем на этапе проектирования [1].

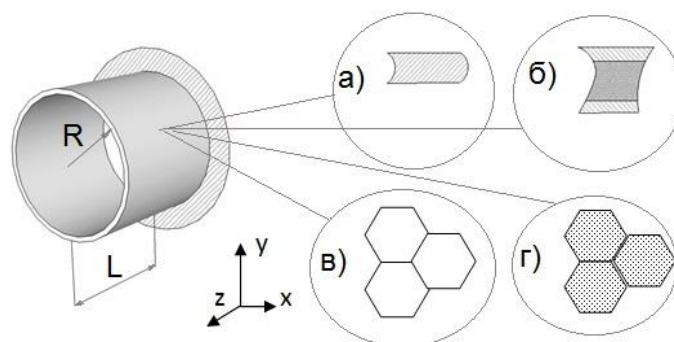


Рис.1. Параметры оболочек

Основные параметры всех тестовых моделей (см. рис. 1) были приняты:
 $R = 0.5\text{м}$, $L = 1.17\text{м}$.

Толщины слоёв сведены в таблицу 1

Таблица 1

Вариант композиции	Толщина	Толщина несущего слоя	Толщина заполнителя	Толщина стенки сот
	t [м]	$t_{\text{нес}}$ [м]	$t_{\text{зап}}$ [м]	$t_{\text{сот}}$ [м]
а	0.0074	-	-	-
б	0.026	0.003	0.02	-
в	0.026	0.003	-	0.02
г	0.026	0.003	0.02	0.02

Для анализа влияния структуры заполнителя на жесткость и прочность оболочки были рассмотрены следующие модельные задачи:

- 1) Кручение цилиндрических оболочек с различной структурой заполнителя, но имеющих одинаковые основные размеры $Mz = 10 \text{ кН*м}$;
- 2) Изгиб цилиндрических оболочек $Fy = -20 \text{ кН}$;
- 3) Растяжение цилиндрических оболочек $Fz = 10 \text{ кН*м}$.

Статический анализ общей прочности различных вариантов оболочек проведен на программном комплексе MSC Nastran методом конечных элементов. Первые две модели выполнены элементами типа SOLID, модели с сотовым заполнителем – элементами тип PLATE. На рисунке 2 представлена конечно-элементная модель сот. Для всех моделей все линейные перемещения в узлах запрещены по правому краю.

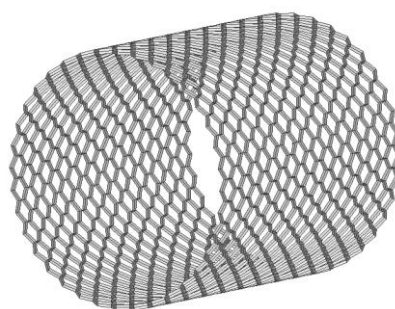


Рис.2. Конечно-элементная модель сотовых ячеек

Для анализа влияния выбора заполнителя на несущую способность оболочки на рисунках 3,4,5 приведены наиболее важные перемещения (наложение эпюр при одинаковом варианте нагружения оболочек различной структуры).

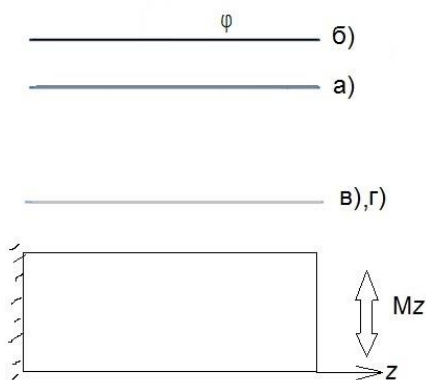


Рис. 3. Угол закручивания φ по длине оболочек различных конфигураций

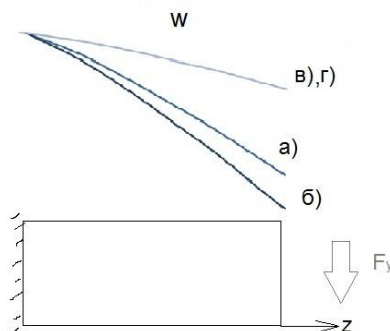


Рис. 4. Прогиб w по длине оболочек различных конфигураций

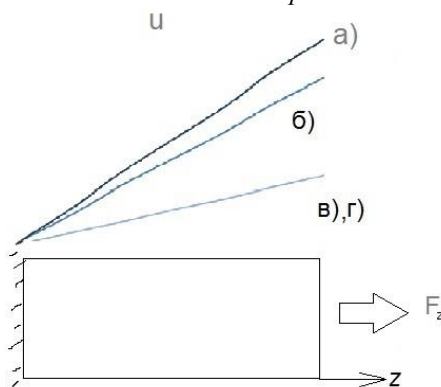


Рис. 5. Линейное перемещение u по длине оболочек различных конфигураций

Результаты по варианту в) и г) оказались идентичны вследствие работы более жестких стенок сот. Как видно из анализа графиков наибольшую жесткость имеет сплошная оболочка, однако, меньшие напряжения возникают в слоистых оболочках. Сравнение вариантов а), б) и в), г) говорит о высокой жёсткости трёхслойной оболочки с сотовыми структурами в качестве заполнителя, за счёт большей толщины пакета.

Полученные результаты на простейшей цилиндрической оболочке можно обобщить на расчет конкретной конструкции. Отдельно смоделирован случай использования слоистой оболочки в качестве несущего элемента кузова цистерны. Строение оболочки – симметричное, заполнитель – сплошной пенополиуретан. Основным расчётным случаем является нагрузка от внутреннего давления (рис. 6). На рисунке 7 представлена конечно-элементная модель цистерны разработанная в программном комплексе MSC Nastran с использованием пространственных элементов SOLID. На рисунках 8-10 представлено распределение эквивалентных напряжений отдельно для каждого слоя.

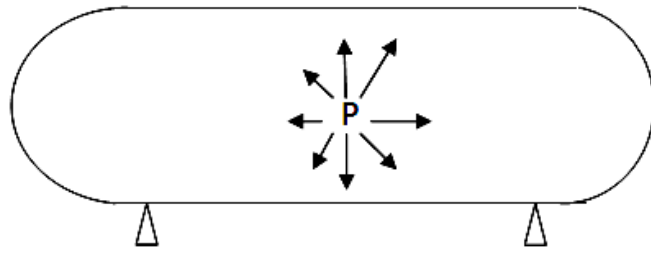


Рис. 6. Расчетная схема цистерны

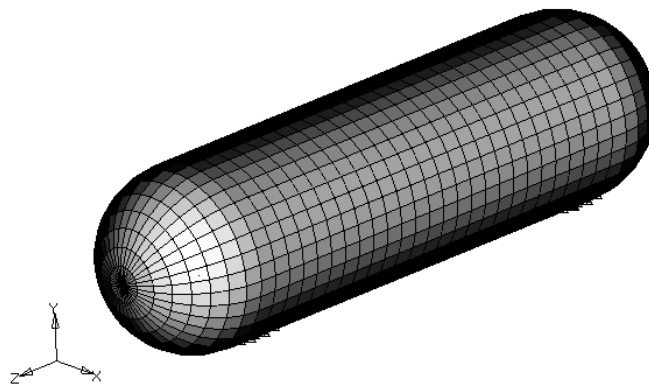


Рис. 7. КЭ модель цистерны

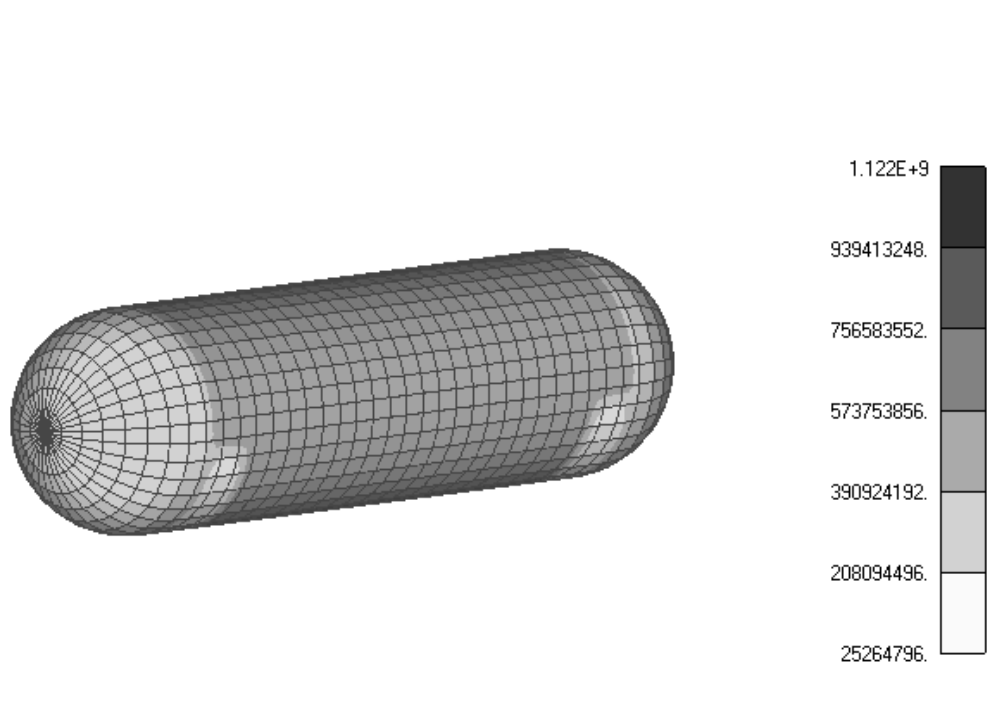


Рис. 8. Эквивалентные напряжения во внутреннем несущем слое

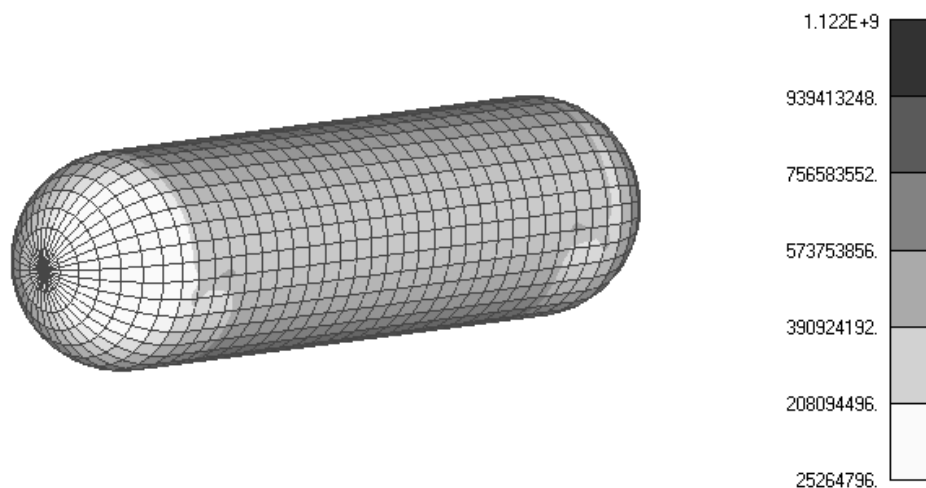


Рис. 9. Эквивалентные напряжения в заполнителе

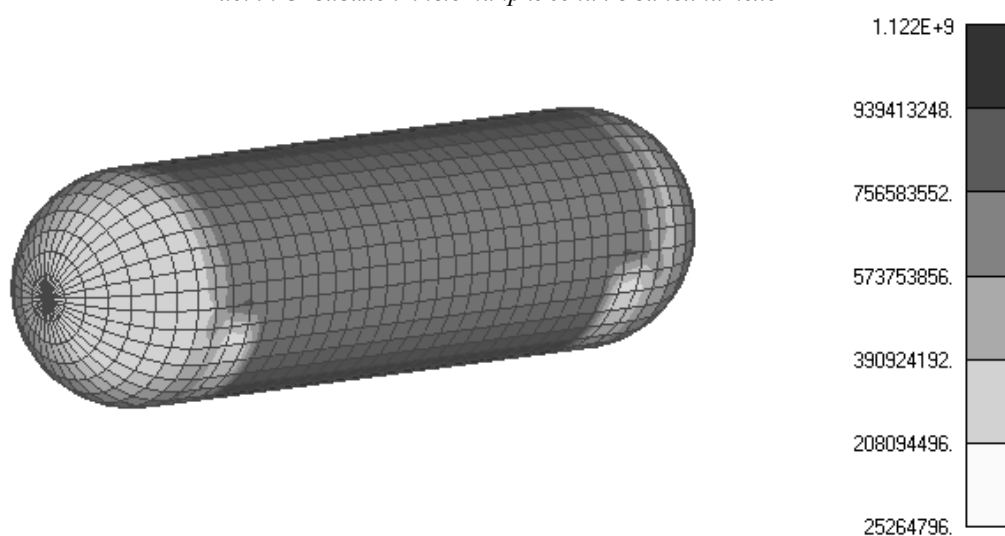


Рис. 10. Эквивалентные напряжения во внешнем несущем слое

Выводы

- 1) Установлены поля напряжений и деформаций в слоистых оболочках и цистерне по разработанным конечно-элементным моделям.
- 2) Особенности распределения деформаций и напряжений способствуют более ясному представлению о влиянии структуры заполнителя на жесткость и прочность слоистых оболочек.
- 3) Полученные результаты позволяют обобщить характер распределения нагрузок их на конструкции несущих систем транспортных средств.

Литература

1. Агапов В.П. «Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. – М.: АСВ 2000
2. Воронков О.В., Песков В.И., Хорычев А.А. «Новое в конструкции и проектировании автобусных кузовов»-монография; Нижегородский государственный технический университет. – Нижний Новгород, 2009.
2. Панин В.Ф. Гладков Ю.А. «Конструкции с заполнителем» - М.: Машиностроение 1991.

**МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ
 МАНЖЕТ УПЛОТНЕНИЯ ГЛАВНОГО ТОРМОЗНОГО ЦИЛИНДРА
 АВТОМОБИЛЕЙ С АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ
 THE METHOD OF LABORATORY RESOURCE TESTS OF THE SEALING
 CUFFS IN THE MAIN BRAKE CYLINDER ON CARS WITH ABS**

М.С. Петросян – студент, **А.А. Ревин** – д.т.н., проф.

ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет»

Abstract. The working process ABS braking is significantly different from the normal braking process. When the car is braking with ABS the most important role is playing the sealing cuffs of the main brake cylinder, which features of the work discussed in the report. Also presents the results of tests of traditional sealing cuffs on which conclusions are drawn. Attention is drawn to the fact that it is necessary to look for new constructions of the cuffs and their endurance tests.

Известно, что управление динамического равновесия заторможенного колеса может быть записано в виде:

$$J_k \cdot \dot{\omega}_k + M_T = R_z \cdot r \cdot \varphi_x(S_x), \quad (1)$$

где J_k – момент инерции колеса, $\dot{\omega}_k$ – производная от угловой скорости, M_T – тормозной момент, R_z – нормальная нагрузка, $\varphi_x(S_x)$ – величина коэффициента сцепления в функции от относительного проскальзывания. [2]

Из формулы следует, что на характер торможения колеса большое влияние оказывает зависимость $\varphi_x(S_x)$, которая, как известно, имеет экстремум при проскальзывании $S_{кр}$, называемом «критическим». Это явление характерно практически для всех типов поверхностей.

Для уяснения некоторых особенностей рабочего процесса затормаживания колеса рассмотрим временные диаграммы, связывающие между собой основные контролируемые параметры: угловую скорость колеса ω_k , линейную скорость оси колеса (скорость автомобиля) V , производную от угловой скорости $\dot{\omega}_k$, и тормозной момент M_T (рис.1). В качестве примера взят алгоритм с регулированием по величине установки порогового замедления (ускорения) колеса $\dot{\omega}_k^i$.

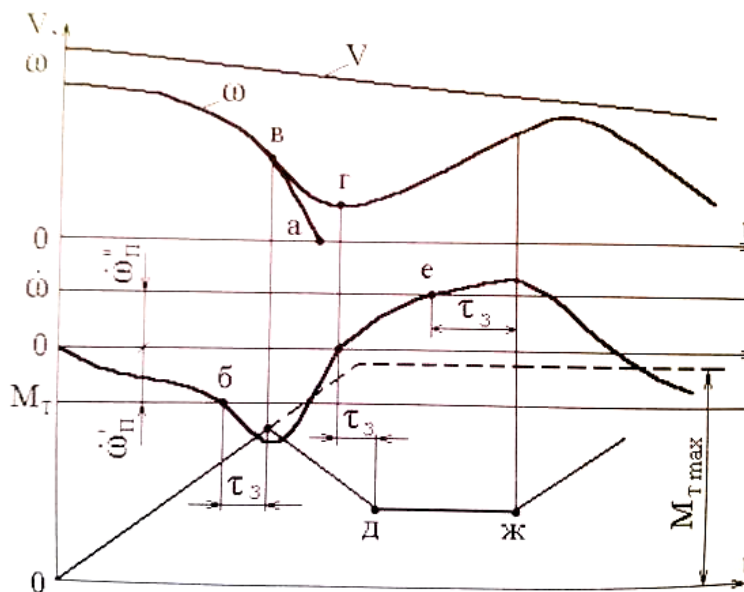


Рис. 1. Рабочий процесс затормаживания колеса автомобиля с АБС

Процесс протекает следующим образом. Рост тормозного момента в начале торможения приводит к появлению отрицательного значения производной от угловой скорости колеса и, следовательно, уменьшению самой угловой скорости. При обычном

способе торможения юзом тормозной момент возрастает до величины M_{Tmax} , определяемой максимальным значением усилия воздействия водителя на тормозную педаль (пунктирная линия). Момент блокировки колеса при $\omega_k=0$ отмечен на рис.1 точкой «а».

При наличии в автомобиле АБС в точке «б» вырабатывается команда на растормаживание, которая спустя время запаздывания τ_3 отрабатывается исполнительным механизмом. В пневмоприводе тормозов в этот момент срабатывают электроклапаны, которые отсекают тормозную камеру контролируемого колеса от основной магистрали и сообщают ее через дроссель с атмосферой. Происходит стравливание воздуха из камеры, снижение давления рабочего тела и, как следствие, тормозного момента на колесе. В гидроприводе тормозов при использовании АБС, например фирмы Bosch, жидкость из изолированного участка магистрали с рабочим тормозным цилиндром с помощью плунжерного насоса перекачивается в магистраль за главным тормозным цилиндром, т.е. перед отсеченным участком. С этого мгновения (точка «в») начинается этап растормаживания колеса. Причем, начало роста угловой скорости колеса (точка «г») наступает несколько позже, в силу необходимости снижения для этого величины тормозного момента ниже момента по сцеплению. При этом угловое ускорение колеса $\dot{\omega}_k$ меняет свой знак на «+», что означает начало его разгона. Из схемы видно, что дальнейшего снижения тормозного момента уже не требуется, а его повышение преждевременно, поскольку колесо еще находится в закритической по проскальзыванию области $\varphi_x(S_x)$ диаграммы. Это обстоятельство в большинстве алгоритмов АБС трактуется как начало периода выдержки тормозного момента, который наступает в нашем случае после отработки команды спустя время запаздывания τ_3 (точка «д»). Данная фаза рабочего процесса получила название фазы «отсечки». Достигается она при закрытии клапана, соединяющего полость рабочего цилиндра с атмосферой (в пневмоприводе) или растормаживающим цилиндром (в гидроприводе). Причем клапан, отсекающий рабочий тормозной цилиндр от основной магистрали, остается закрытым.

Увеличение угловой скорости колеса сопровождается снижением проскальзывания и, как следствие, ростом момента по сцеплению. При достижении порогового значения (точка «е») вырабатывается команда на новое повышение давления рабочего тела и, следовательно, тормозного момента. Спустя время запаздывания она отбрасывается исполнительным механизмом. В существующих системах обычно фаза повышения давления отбрасывается исполнительным механизмом путем восстановления исходного состояния клапанов при обесточивании соленоидов. Тогда находящееся под более высоким давлением (определяемым усилием водителя на педаль тормоза) рабочее тело поступает через модулятор в ранее отсеченный участок магистрали с рабочим тормозным цилиндром. Темп нарастания тормозного момента при этом определится характером переходного процесса, с учетом дросселирования в клапанном механизме модулятора. [3]

Описанный выше процесс торможения повторяется во времени, то есть он принципиально циклический.

Для испытания главных тормозных цилиндров предусмотрен ГОСТ Р 52431-2005 который позволяет оценить долговечность тормозных цилиндров в условиях циклического нагружения. Здесь выделяется цикл работы АБС, замененный на цикл с постоянной частотой и амплитудой. [1] По данным ГОСТа предложены следующие параметры испытаний: частота пульсаций давления в пределах 30-60 циклов в мин. (0,5-1 Гц), амплитуда перемещения поршней ГТЦ не менее 2/3 от полного хода (в среднем 8-10 мм), изменение давления в системе в пределах 0-7 МПа, температура $70 \pm 15^\circ\text{C}$. [3]

В действительности реальные дорожные условия существенно отличаются от предложенных ГОСТом условий испытания ГТЦ. Для полного понимания процессов происходящих в ГТЦ и условий, в которых он работает, необходимо рассмотреть особенности работы манжетных уплотнений ГТЦ и реальные условия их работы.

Особенности работы манжетных уплотнений заключается в том, что при их перемещении происходит деформация (рис. 2), из-за которой впоследствии происходит повышенный износ манжеты. Износ манжет распределен неравномерно, как по окружности, так и вдоль направления движения. В колесных цилиндрах барабанных тормозных механизмов большая величина износа наблюдается для стороны манжеты, обращенной к поршню тормозного цилиндра (размер с на рис. 3). Это объясняется тем, что при затормаживании манжета движется по относительно плохой смазанной поверхности. При обратном движении манжеты перед ней образуется клин тормозной жидкости, способствующий разделению поверхностей. Трение осуществляется в гидродинамическом режиме. Данному явлению способствует то, что при служебном торможении скорость движения поршней и манжет в процессе растормаживания существенно выше, чем при нажатии на тормозную педаль.

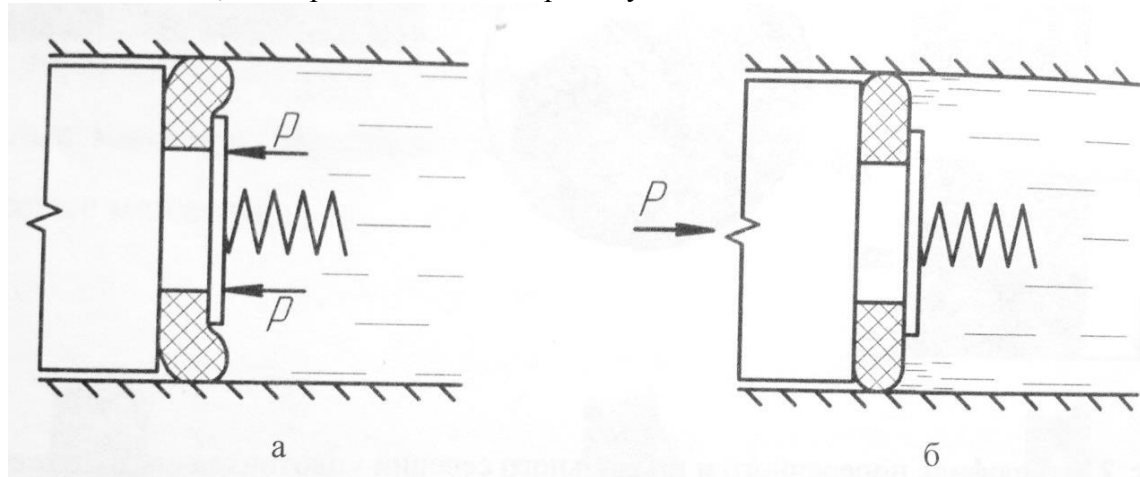


Рис.2. Схема работы уплотнительной манжеты при прямом (а) и обратном (б) ходах

В ходе пассивного эксперимента, проведенного доцентом, к.т.н. М. В. Полуэктовым на улицах города Волгограда в теплый период года, была установлена средняя величина износа манжет главных тормозных цилиндров, снятых с автомобилей по причине достижения предельного состояния. В частности, для тормозных цилиндров задних колес автомобилей ВАЗ (барабанные тормозные механизмы) величина износа составляет 0,11 мм за пробег 110 тыс. км. [3]

Изучение поверхностей под микроскопом выявило наличие рисок в направлении движения шириной до 0,08 мм, вырывов материала и в отдельных случаях микротрещин в манжетах.

Изучение разреза манжет плоскостью, перпендикулярной оси цилиндра (рис. 3, б), показывает, что изношенная поверхность состоит из большого числа пологих волн, средняя длина L которых составляет 0,24 мм и канавок округлой формы шириной порядка 0,05 мм. Последние могут быть результатом абразивного изнашивания, либо вырывов вследствие «скатывания».

Изменение технического состояния манжет более значительно. На их рабочих поверхностях имеется небольшая выработка, при этом изменение внешнего диаметра составляет в среднем 0,1 мм.

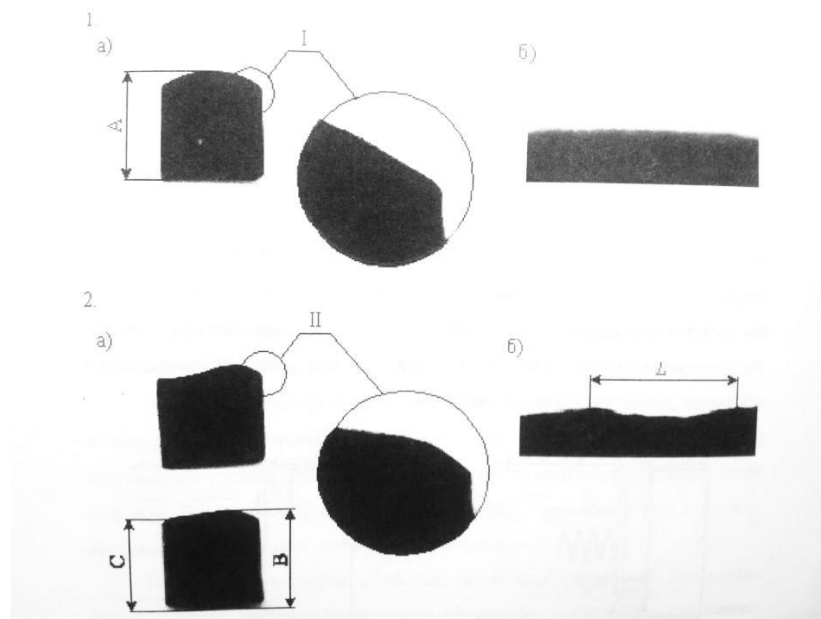


Рис.3. Профиль поперечного и продольного сечений уплотнительных манжет: 1) Новой; 2) Выработавшие ресурс на автомобиле без АБС: а) поперечное сечение; б) сечение плоскостью, перпендикулярной оси тормозного цилиндра

Что касается реальных дорожных условий, в которых работает главный тормозной цилиндр, то можно сказать, что требования ГОСТ к испытанию ГТЦ максимально приближены к условиям работы тормозных цилиндров в случае применения водителем прерывистого торможения. Для функционирования автоматизированных тормозных систем характерны принципиально иные значения параметров: частота пульсаций давления в пределах 12-15 Гц, амплитуда перемещения поршней ГТЦ в пределах 1-3 мм, изменение давления в системе в пределах 0-12 МПа, температура $35\pm 15^{\circ}\text{C}$. [3]

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из выше изложенного важно подчеркнуть необходимость поиска новых конструкций манжет и их ресурсных испытаний. Предлагается изменить форму уплотнительной манжеты на круглую для увеличения ее срока службы за счет более равномерного износа из-за отсутствия деформации на концах манжеты. В этом случае на лабораторной установке имитирующей устройство главного тормозного цилиндра возможно использовать раздвижной эксплуатационный поршень, на котором испытываются манжеты. Методика лабораторных испытаний будет заключаться в воссоздании циклического изменения давления рабочего тела в ГТЦ, адекватного рабочему процессу АБС и осуществлению испытаний манжет. При этом критерием будет являться нарушение герметичности главного тормозного цилиндра.

Литература

1. ГОСТ Р 52431-2005. Автомобильные транспортные средства. Аппараты тормозных систем с гидравлическим приводом тормозов. Технические требования и методы испытаний. – Москва : Стандартинформ, 2006. – 20 с.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». - Москва : Машиностроение, 1980. – 240 с.
3. Ревин, А.А. Влияние рабочего процесса АБС на долговечность элементов шасси автомобиля : монография / А.А. Ревин, М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко, Р.В. Заболотный ; под ред. А.А. Ревина. – Москва : Машиностроение, 2013. – 224 с.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ РАЗРУШЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОМПОЗИТНЫХ ТРУБ ПРИ СЖАТИИ И ИЗГИБЕ¹ *USING OF THE ENERGY FAILURE CRITERION FOR ANALYSIS OF COMPOSITE PIPES DURING COMPRESSION AND BENDING*

И.С.Плитов – асп., А.Н.Полилов – д.т.н., проф.
Институт машиноведения им.А.А.Благонравова РАН

Abstract. Unidirectional composite tubes (BAI or pultrusion CFRP and GFRP) are used in a number of carried structure members (such as antenna, space platform frame elements). These tubes demonstrate different modes of failure under compression and bending: Euler buckling, crushing and multiple longitudinal splitting with simultaneous buckling of originated strips like Chinese lantern form. The aim of this work is the foundation of rational design methods in account of specific failure modes. It is shown, that energy fracture criterion application make it possible to estimate the optimum sizes of composite tubes on the base of the equal-strength principle using in biological structures like bamboo culm.

Однонаправленные композитные трубы (например, из боралюминия, пултрузионного угле- и стеклопластика) используются в ряде несущих элементов конструкций (антенны, фермы космических платформ). При их сжатии наряду с макропотерей устойчивости по Эйлеру или локальным смятием возможно также множественное продольное расщепление с выпучиванием образовавшихся полосок по форме, напоминающей китайский фонарик. Критерий для последнего вида разрушения не удаётся сформулировать в терминах локальных напряжений, так как материал считается однородным и в нём возникают только напряжения вдоль волокон, а поперечные и касательные напряжения на границе раздела «волокно – матрица» отсутствуют. Следует применять энергетический критерий расщепления, который (в предположении об отсутствии диссипации энергии и дополнительной работы внешних сил в процессе быстрого разрушения) состоит в том, что разность значений упругой энергии в начальном $U_0 = \sigma^2 FL / (2E)$ и в конечном $U_1 = U_c + U_b$ состояниях равна работе расщепления $A = n\gamma Lh$, пропорциональной площади поверхности разрушения. Здесь σ – напряжение сжатия; L – длина трубы; $h = R_1 - R_2$ – толщина стенки; R_1, R_2 – наружный и внутренний радиусы трубы; $R = (R_1 + R_2) / 2$ – средний радиус; E – модуль упругости в направлении сжатия; $F = \pi(R_1^2 - R_2^2) = 2\pi Rh$ – площадь сечения; γ – удельная работа расщепления.

После расщепления на n одинаковых полосок с сечением в виде сегмента кольца (рис.1) с угловым размером $2\alpha = \frac{2\pi}{n}$ эйлерово напряжение для каждой полоски, т.е. для всей расщепленной трубы, выражается в виде

$$\sigma_{e\alpha} = \frac{\pi^2 EI_\alpha}{F_\alpha L^2}, \quad (1)$$

где $F_\alpha = 2\alpha Rh$ – площадь сечения полоски, а I_α – момент инерции сегмента кольца

$$I_\alpha = (\alpha + \sin \alpha \cos \alpha) \frac{R_1^4 - R_2^4}{4} - \frac{4 \sin^2 \alpha}{9\alpha} \frac{(R_1^3 - R_2^3)^2}{R_1^2 - R_2^2} \quad (2)$$

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант 15-08-01472-а

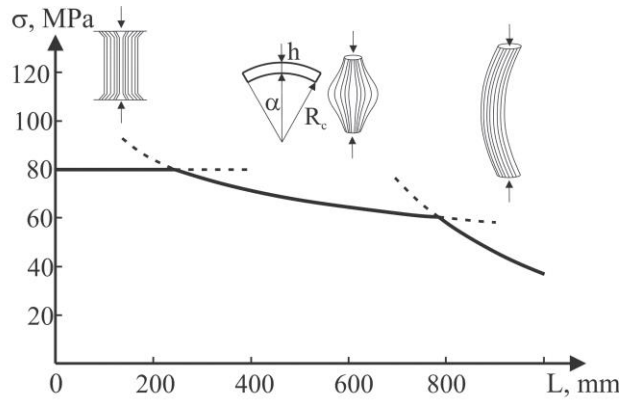


Рис. 1. Зависимости критических сжимающих напряжений σ от длины L композитных труб для трех видов разрушения: 1 – локальное смятие (кинк); 2 – «китайский фонарик»; 3 – макрвыпучивание.

Энергия сжатия после выпучивания выражается через эйлерово напряжение (1): $U_c = \sigma_{e\alpha}^2 n F_\alpha L / (2E)$, а энергия изгиба полоски

$$U_b = \frac{1}{2} n E I_\alpha \int_0^L (v'')^2 dx = \frac{1}{2} n E I_\alpha (\frac{1}{2} \pi^4 v_0^2 / L^3) = \sigma_{e\alpha} (\sigma - \sigma_{e\alpha}) n F_\alpha L / E \quad (3)$$

находится в предположении об отсутствии смещения концов полоски в процессе выпучивания $\sigma L / E = \sigma_e L / E + \Delta$. Чтобы рассчитать энергию изгиба, надо принять форму прогиба свободно опертой полоски в виде: $v = v_0 \sin(\pi x / L)$, $x \in (0, L)$. Тогда сближение

концов вследствие изгиба $\Delta = \frac{1}{2} \int_0^L (v')^2 dx = \frac{1}{4} \frac{\pi^2 v_0^2}{L}$, и условие отсутствия смещения концов

позволит определить амплитуду прогиба $v_0^2 = 4L^2 (\sigma - \sigma_e) / (\pi^2 E)$, через которую выражается энергия изгиба (3).

В результате энергетический критерий сводится к квадратному уравнению: $\sigma^2 = \sigma_{e\alpha}^2 + 2\sigma_{e\alpha} (\sigma - \sigma_{e\alpha}) + E\gamma / (\alpha R)$, из которого определяется зависимость критического напряжения от свойств материала, числа полосок $n = \frac{\pi}{\alpha}$ и размеров трубы

$$\sigma(\alpha) = \sigma_{e\alpha} + \sqrt{\frac{E\gamma}{\alpha R}}. \quad (4)$$

Согласно энергетическому критерию с ростом числа n полосок растет работа расщепления, но снижается эйлерово напряжение, так как форма криволинейного сечения полоски приближается к прямоугольной. Две эти противоречивые тенденции приводят к наличию некоторого энергетически выгодного числа полосок $n^* = \pi / \alpha^*$, которое соответствует наименьшему критическому напряжению.

Для нахождения угла α^* , соответствующего минимальному напряжению $\sigma(\alpha^*) = \min \sigma(\alpha) = \sigma_l$, необходимо численно решить трансцендентное уравнение $\frac{\partial \sigma(\alpha)}{\partial \alpha} = 0$, в которое входит выражение для момента инерции (2). Для получения наглядного результата можно разложить (2) в ряд по двум малым параметрам: $\varepsilon = h / R \ll 1$ – тонкостенная труба и $\alpha = \pi / n \ll 1$ – большое число полосок, когда каждая из них становится почти прямоугольной

$$I_\alpha \approx R^3 h \alpha (2\alpha^4 / 45 + \varepsilon^2 / 6 + \dots). \quad (5)$$

Первый член в (6) определяет вклад кривизны сегмента в момент инерции, а второй соответствует моменту инерции прямоугольного сечения с той же площадью, что и

сегмент. Окончательная формула может быть получена, если в (5) постулировать отношение порядков малости α и ε : $\varepsilon \ll \alpha^2 \Rightarrow I_\alpha \approx 2R^3 h \alpha^5 / 45$, и условие минимума напряжения (4) дает угловой размер сегментов

$$\alpha^* = \left(\frac{2025 \gamma L^4}{64 \pi^4 E R^5} \right)^{1/9}, \quad (6)$$

соответствующий минимальному разрушающему напряжению

$$\sigma_l = \frac{9}{8} \left(\frac{8 \pi^2 \gamma^4 E^5}{45 R^2 L^2} \right)^{1/9} \approx 1,2 \left(\frac{\gamma^4 E^5}{R^2 L^2} \right)^{1/9}. \quad (7)$$

Строго говоря, в (4) вместо α^* следует подставить $\alpha^{**} = \pi / n^*$, где n^* – соответствует ближайшему целому числу к π / α^* . Степень 1/9 в (6) и (7) показывает, что число полосок n , на которые разрушится труба, и критическое напряжение слабо зависят от свойств материала и условий закрепления концов. При изменении E или γ вдвое α^* изменится лишь на 8 %. Замена условия свободного опирания полосы жестким защемлением концов увеличивает эйлерово напряжение (1) в 4 раза, а критическое напряжение (7) – всего на 17 %, так как $(4)^{1/9} = 1,17$.

Несмотря на грубость принятых допущений, зависимость (8) качественно отражает влияние размеров труб и свойств композита на критические напряжения при разрушении по форме китайского фонарика. Как видно на рис. 1, этот механизм разрушения реализуется в довольно широком диапазоне размеров однонаправленных труб, и применение энергетического критерия позволяет уточнить методы расчета и оптимизации композитных трубных конструкций.

Таким образом, при сжатии композитных однонаправленных труб возможны три основных вида разрушения (рис. 1):

1) Смятие по торцам или образование полосы сдвига (кинка) при критическом напряжении, не зависящем от длины трубы

$$\sigma = \sigma_c. \quad (8)$$

2) Множественное расщепление с выпучиванием образовавшихся полосок по форме «китайского фонарика» при напряжении σ_l (7).

3) Макровыпучивание по Эйлеру при напряжении

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E R^2}{2 L^2}. \quad (9)$$

Попарное выполнение равенств критических напряжений для видов разрушения 1) - 3) даёт различные рациональные соотношения между радиусом и длиной трубы, и вследствие введения в энергетический критерий удельной работы расщепления γ с размерностью н/м, одновременное равенство трех напряжений (7) – (9) описывает масштабный эффект прочности, позволяя получить «абсолютно оптимальные» (в мм) размеры трубы для заданной несущей способности и площади сечения

$R_0 = 1,01 \frac{E \gamma}{\sigma_c^2}$; $L_0 = 2,24 \frac{E^{3/2} \gamma}{\sigma_c^{5/2}}$, обеспечивающие одновременное возникновение разных

видов разрушения, а значит, минимальную массу конструкции.

Энергетический критерий можно использовать и в задаче изгиба, предположив, что в сжатой зоне происходит двойное расщепление с выпучиванием образовавшейся полоски. Этот механизм подобен рассмотренному ранее, только при изгибе на одну полоску придется не одно, а два расщепления, что эквивалентно замене γ на 2γ в конечной формуле (7). Точное решение задачи о расщеплении трубы при изгибе затруднительно, но для качественного анализа достаточно считать, что при изгибе в области сжатия происходит выпучивание полоски с угловым размером α^* (6) при напряжении σ_l (7) с заменой γ на 2γ .

Отметим интересный пример природной оптимизации биокomпозитных трубчатых конструкций - многозвенного ствола бамбука.

При испытаниях на сжатие звено бамбука разрушается по схеме китайского фонарика. В реальных условиях для ствола бамбука основную опасность представляют не сжимающие напряжения от собственного веса, а изгибающие напряжения из-за ветровой нагрузки на крону. Наибольшие напряжения от изгиба возникают у основания ствола, что приводит к необходимости создавать короткие звенья. Это наблюдается на реальных стволах бамбука. Длины звеньев увеличиваются к середине ствола: по мере удаления и от основания, и от вершины. На рис. 2 приведена расчетная иллюстрация этого явления для модели ствола бамбука при следующих предположениях: $E=30$ ГПа, $\gamma^* = 10$ кН/м, $\sigma_c = 350$ МПа, длина ствола 14 м, радиус первого звена 0,1 м, и он считается постоянным до начала кроны и линейно убывающим к вершине после нее. Нагружение моделировали распределенной нагрузкой в окрестности кроны, а для звеньев вдали от кроны принимали, что изгибающий момент создается сосредоточенной силой. Результаты расчетов рационального изменения длины звеньев качественно согласуются с реальным строением ствола бамбука, что подтверждает использование Природой принципа равнопрочности с учетом специфического механизма разрушения по форме китайского фонарика. Если бы такой механизм не мог реализоваться, то не было бы смысла в коротких звеньях внизу, так как несущая способность не зависела бы от длины звена.

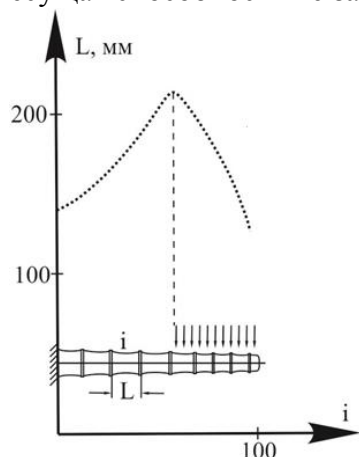


Рис.2 Изменение длин звеньев ствола бамбука по условию равнопрочности

Анализ процессов расщепления однонаправленных труб позволяет получить простое объяснение одной из загадок Природы: зачем нужны кольца на стволе бамбука и почему они располагаются на определенных расстояниях? Принцип равнопрочности, используемый Природой, может быть применен при оптимальном проектировании композитных конструкций.

Литература

1. Работнов Ю.Н., Полилов А.Н. О разрушении композитных труб по форме китайского фонарика// Механика композитных материалов, 1983, № 3, с. 548 - 550.
2. Полилов А.Н., Работнов Ю.Н. Развитие расслоений при сжатии композитов// Известия АН СССР. Механика твёрдого тела, 1983, № 4, с. 166 - 171.
3. Полилов А.Н., Погарский М.В. Равнопрочная геометрия многозвенных трубчатых конструкций из однонаправленного композита// Механика композитных материалов, 1990, № 5, с. 884 - 890.
4. Полилов А.Н., Погарский М.В. Особенности разрушения однонаправленных композитных элементов при кручении// Проблемы машиностроения и надёжности машин, 1991, № 2, с. 48 - 55.
5. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Энергетические критерии расслоения полимерных волокнистых композитов (ПКМ)// Вестник ПНИПУ. «Механика», 2012, № 3, с. 176 - 203.
6. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Критерии прочности полимерных волокнистых композитов, описывающие некоторые экспериментально наблюдаемые эффекты// Проблемы машиностроения и автоматизации, 2008, № 3, с. 103-110.
7. Полилов А.Н., Бузников Ю.Н. Рост расслоений в углепластиках при кручении// Машиноведение, 1984, № 3, с. 66 - 70.
8. Полилов А.Н. Сопротивление расслаиванию однонаправленных композитов//Машиноведение, 1978, № 5, с. 74 - 78.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ РЕГИСТРАЦИИ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОГРАММ В ЛОКАЛЬНЫХ ЗОНАХ ДЕЙСТВИЯ НАПРЯЖЕНИЙ.

ANALYSIS REGISTRABILITY OF SPECKLE INTERFEROGRAMS IN A LOCAL STRESS ZONES

Т. П. Плугатарь – асп., И.Н.Одинцев – к.т.н
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. In this paper discusses some aspects of the method speckle interferometry, related research of displacement and strain fields in a local zones constructs containing a stress concentrator. The focus is on compensation rigid displacement of the object for registration a high quality interferograms. Provides a method for optical compensation, allows you to perform this procedure in continuous mode. The results of a specially made test experiments.

В настоящее время довольно широкое применение при исследовании напряженно деформированного состояния материала получил метод электронной цифровой спекл-интерферометрии (ЭЦСИ). На ряду с огромным количеством преимуществ, которыми обладает данный метод, например, низкий порог чувствительности, высокая информативность, он обладает определёнными недостатками. Одним из таких является небольшие значения деформации при которых возможна работа метода. В данной статье изложен способ расширения диапазона применения метода ЭЦСИ.

На рисунке 1 демонстрируется эффект декорреляции спекл-полей в результате жесткого смещения наблюдаемого участка образца, испытываемого на растяжение (рисунок 1 а). При малых нагрузках картина полос осевых перемещений имеет достаточно высокий контраст (рисунок 1б). С ростом усилий и, соответственно, с увеличением жёсткого смещения контраст постепенно падает (рисунок 1в).

Простейший выход из положения может заключаться во взаимном компенсирующем сдвиге оцифрованных кадров программными средствами перед их вычитанием. При этом верхняя граница измеряемых полей перемещений может подниматься до уровня, за которым наступает необратимая декорреляция спекл-структур. С целью расширения диапазона измерений, освещающие световые пучки должны иметь плоский волновой фронт. Тогда в случае идеального интерферометра их необратимая декорреляция будет теоретически исключена, так как все положения объекта в оптическом аспекте становятся идентичными. При исследовании локальных деформаций даже на фоне больших жёстких сдвигов диапазон измерений формально будет ограничиваться только максимальным градиентом полей деформационных перемещений на интересующем участке, при котором достигается предельная плотность корреляционных полос. (Шаг полос не может быть меньше минимального размера спеклов, то есть, число спеклов, отвечающих физической точке, не должно быть меньше 1.) Однако на практике – в силу конечности размеров и несовершенств оптической системы – наблюдаемые картины полос при больших смещениях объекта всё же неизбежно претерпевают непредсказуемые искажения, делающие невозможной их адекватную интерпретацию. Реальные пределы диапазона измерений устанавливаются опытным путём, но их оценка может быть выполнена теоретически, если определить ряд требуемых параметров, описывающих указанные несовершенства.

Простой приём, основанный на компьютерном сдвиге кадров, имеет очевидный недостаток – подобные сдвиги могут выполняться лишь дискретно с минимальным значением в один пиксель. Применение различных интерполяционных алгоритмов, по всей видимости, не приведёт к желаемому результату, так как при этом будет искажаться фактическая («аналоговая») спекл-структура изображения. Вследствие того, что в общем случае компенсация жёсткого смещения тела здесь не может быть выполнена в точности,

то не достигается и максимально возможный контраст полос на интерферограммах. Определяющим фактором является отношение величины смещения тела к физическому размеру пикселя, которое в оптимальном случае должно выражаться целым числом.

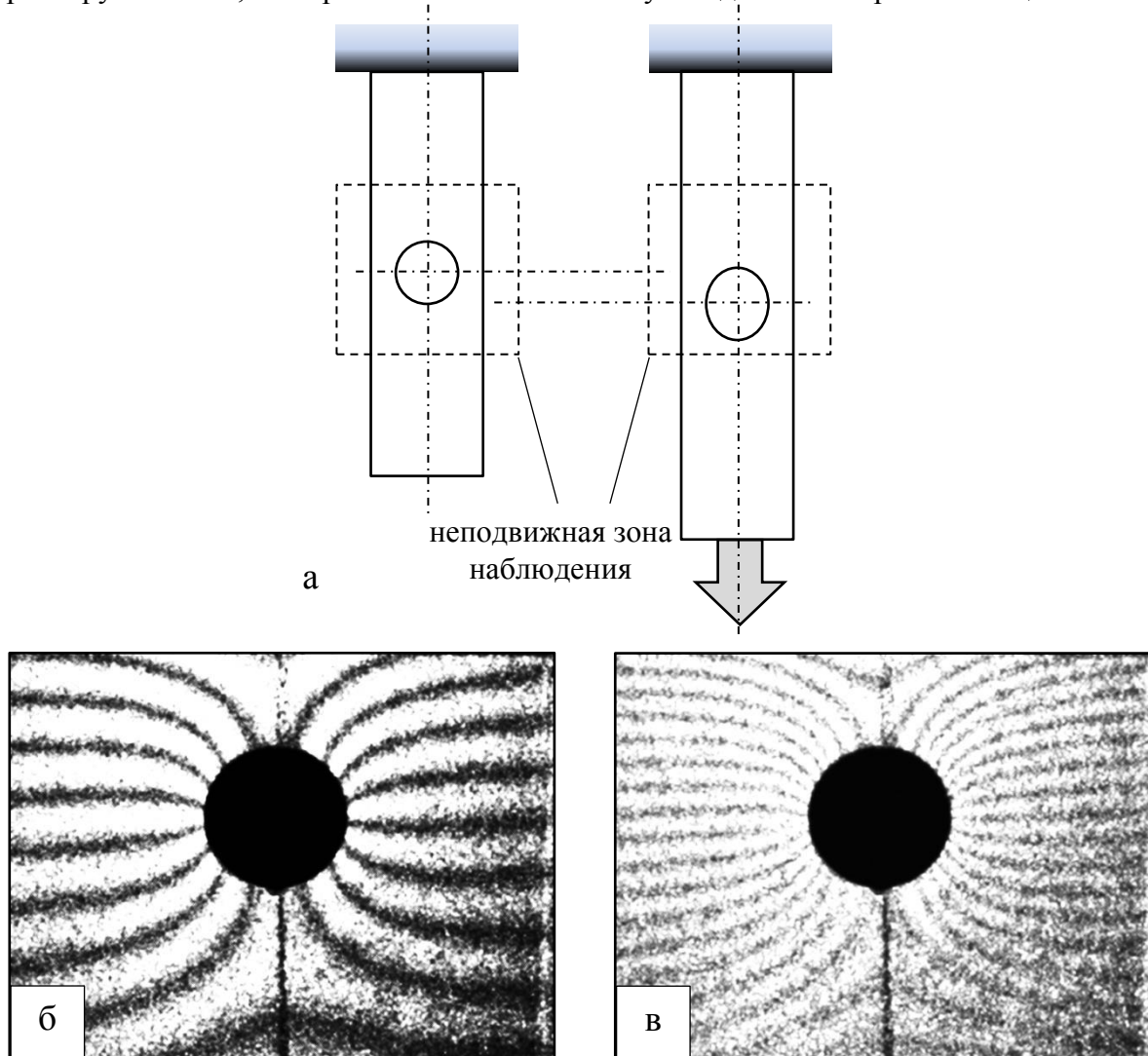
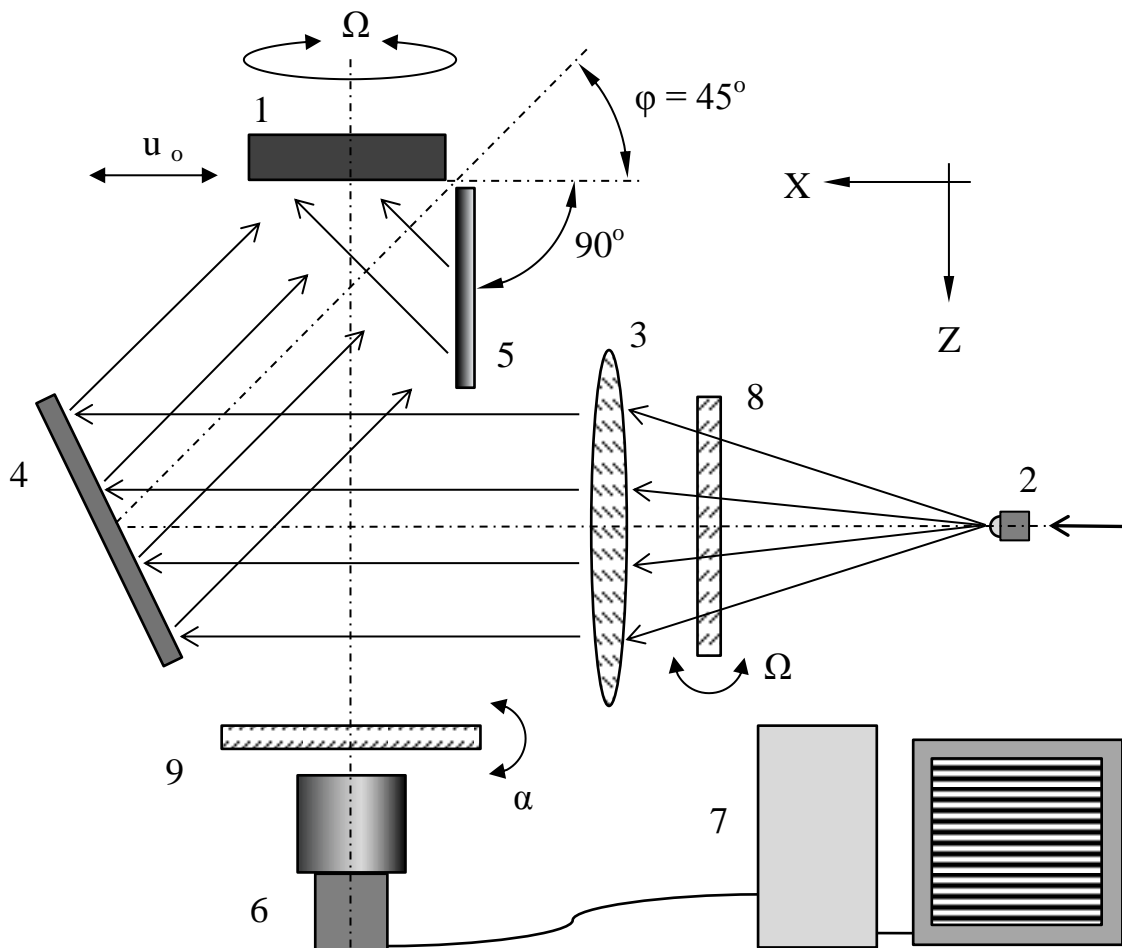


Рисунок 1 – Потеря контраста корреляционных полос при смещении исследуемого центрального участка на образце при упругом деформировании

Более эффективным в этом отношении оказывается предлагаемый приём, основанный на оптическом смещении изображений, позволяющий добиться непрерывности их относительного сдвига. В одном из возможных и наиболее простых вариантов его реализации в стандартную схему интерферометра вносится дополнительный оптический элемент – плоскопараллельная стеклянная пластинка 9, устанавливаемая перед объективом видеокамеры с возможностью её наклонов, в общем случае, относительно осей X_1 и X_2 , рисунок 2. При малых углах наклонов будет происходить плавное и без существенного искажения требуемое смещение изображения, формируемого объективом на ПЗС-матрице (чувствительном элементе цифровой видеокамеры), в направлении соответствующих осей.

Продемонстрируем наглядно возможности обоих описанных приёмов компенсации жёстких смещений тела в следующем эксперименте. Объектом, как и ранее, являлась пластина, вращаемая в своей плоскости. Однако теперь неподвижная точка вращения находилась вне окна наблюдения. На рисунке 3а показана спекл-интерферограмма поля u_1 , на которой явно различима граница зоны сдвиговой декорреляции – дуга окружности. (Точка вращения пластины располагалась на центральной горизонтальной оси слева от границы кадра.) Результат предварительного компьютерного смещения вычитаемого

кадра вдоль горизонтальной оси на один пиксель отражён на рисунке 3б. Как можно видеть, область с приемлемой видимостью полос скачкообразно переместилась, при этом значительная часть интерферограммы осталась недоступной анализу. (В тестовых экспериментах картины полос имели простую геометрию, однако в реальных случаях неоднородного деформирования объектов – с непредсказуемым заранее ходом полос – данный фактор в аспекте их последующей расшифровки приобретает существенное значение.)



1 – объект; 2 – расширитель пучка; 3 – линза; 4, 5 – зеркало; 6 – видеокамера; 7 – компьютер; 8, 9 – плоскопараллельная пластинка.

Рисунок 2 – Оптическая схема спекл-интерферометра для регистрации поля тангенциальной компоненты перемещений u_1 .

Результат плавной оптической компенсации отражён на рисунках 3в-д в виде интерферограмм, полученных при постепенном увеличении угла наклона относительно оси X_2 стеклянной пластинки, установленной перед объективом видеокамеры. (Визуализация интерферограмм осуществлялась в режиме реального времени.) В частности, на интерферограмме на рисунке 3г контрастные корреляционные полосы наблюдаются в пределах всего окна наблюдения. (Можно сказать, что за счёт оптической компенсации ось вращения объекта-пластины здесь была условно «перенесена» в центр кадра, в то время как при компьютерном сдвиге изображений на обеих приведённых интерферограммах (на рисунках 3а и 3б) она находилась за кадром – соответственно, слева или справа.)

Экспериментально показана принципиальная возможность исследования локальных зон деформирования объектов с концентраторами напряжений методами корреляционной спекл-интерферометрии в условиях значительных (до миллиметров) смещениях объекта как целого. В традиционной постановке работ с применением ЭЦСИ

такие перемещения считаются запредельными. Предложено схемное решение для специализированного интерферометра, реализующее способ непрерывной оптической компенсации жёстких смещений, вызывающих декорреляционные явления.

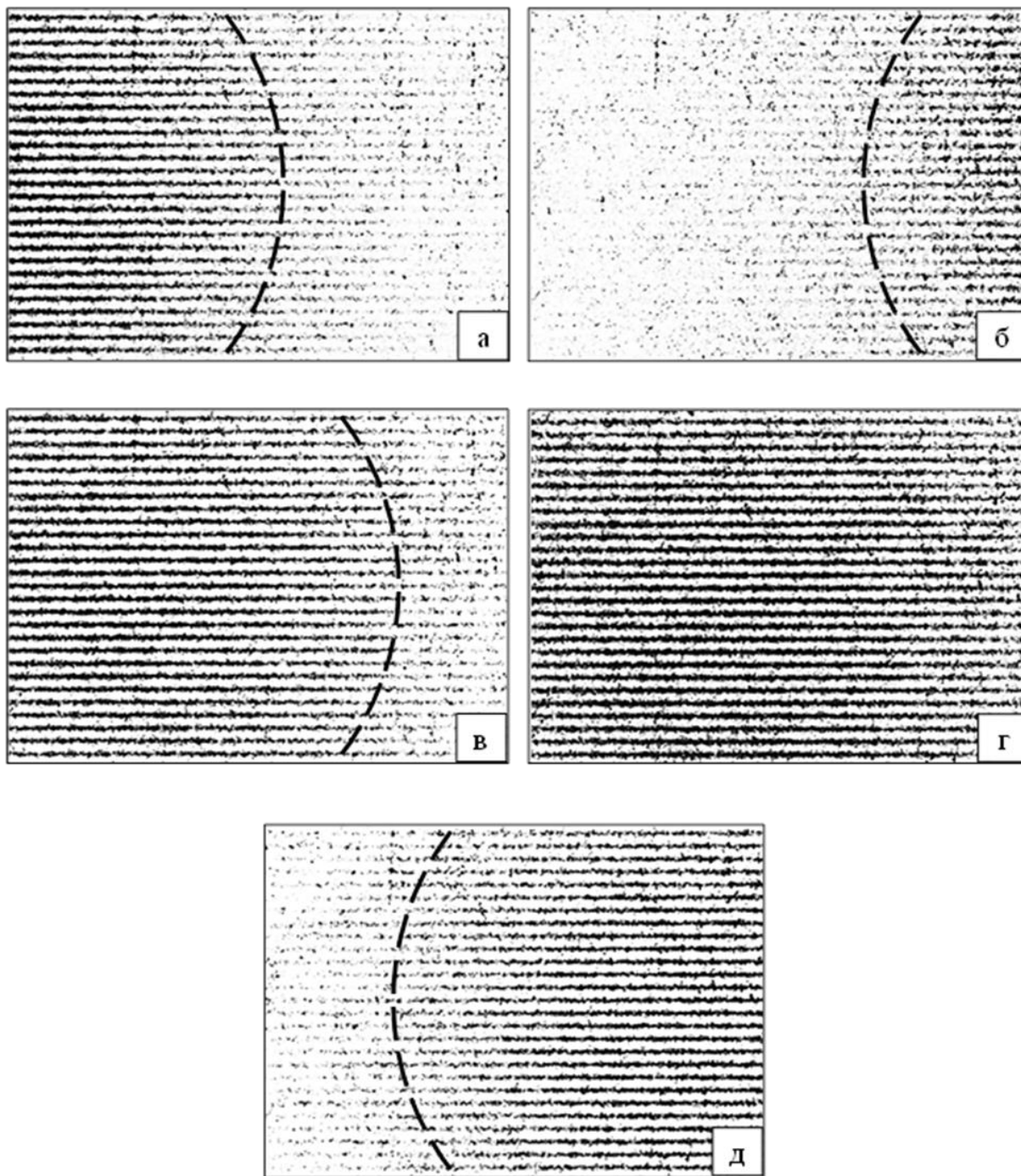


Рисунок 3 – Сопоставление возможностей дискретной компьютерной (а, б) и плавной оптической (в – д) компенсации жёстких смещений

Литература:

1. Джоунс Р., Уайкс К. Голографическая и спекл-интерферометрия. – М.: Мир. 1986. – 328 с.
2. Gloud G.L. Optical methods in engineering analysis. – Cambridge: University Press. 1998. – 503 р.
3. Разумовский И.А. Интерференционно-оптические методы механики деформируемого твердого тела. – М.: Изд. МГТУ. 2007. – 240 с.

**ИЗГИБ СОСТАВНОГО СТЕРЖНЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К
СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКЕ АВТОМОБИЛЯ**
*BENDING OF THE COMPOSITE ROD WITH USEFUL TO THE STRUCTURAL
MECHANICS OF THE CAR*

В.С.Попов - студент, Н.Л.Осипов - к.т.н., проф.
МГМУ "МАМИ"

Abstract. Offer a solution to the problem of static elastic stress strain state of the rods with a complex composite structure. We obtain basic equations and boundary conditions for certain important cases. We take analytical solutions for a number of simple test problems and for one important practical problem, the solution is applicable for bearing units of the car and engine. A parametric research of the stiffness characteristics of this important practical cases.

В авиа- и судостроении находят широкое применение многослойные конструкционные элементы - стержни, пластины и оболочки. Использование таких элементов дает значительный выигрыш в удельной прочности конструкций.

В автомобилестроении использование таких композиций почти не встречается. Поэтому представляет интерес исследовать поведение, например, таких элементов, как лонжероны автомобильной рамы, изготовленных в виде слоистых композиций. Рассмотрим, в частности, изгиб такой двутавровой балочной структуры, один из поясов которой композитный. Используем для верхнего пояса трехслойную композицию (рис.1). Будем полагать, что трехслойный пояс состоит из двух наружных несущих слоев и среднего заполняющего слоя, работающего лишь на сдвиг. Для этой схемы: $f_{пр}$ - площадь поперечного сечения профиля(без пояса); $I_{пр}$ - собственный момент инерции профиля(без пояса); $E_{п}$ - модуль продольной упругости материала несущих слоев трехслойного пояса; G - модуль сдвига материала заполнителя; $E_{пр}$ - модуль продольной упругости материала профиля. тогда коэффициент жесткости на сдвиг будет:

$$\lambda = \frac{Gd}{t_2}. \quad (1)$$

Замена заполняющего слоя упругим швом с конечной жесткостью сдвиговых связей позволяет рассматривать балку с поперечным сечением, изображенным на рис.1, в качестве составного стержня, состоящего из трех составляющих стержней: верхнего несущего слоя пояса, нижнего несущего слоя пояса и соединенного с пояском основного профиля(рис.1).

Для исследования воспользуемся расчетной схемой слоистого пакета, состоящего из несущих слоев и слоев заполнителя, предложенной в работе [1]. Схема модели представлена на рис.2. В этой схеме: E_i - модуль нормальной упругости материала; I_i - момент инерции поперечного сечения; F_i - площадь поперечного сечения; $h_i^{(a)}$ - отстояние верхней кромки i -го стержня от собственной нейтральной оси; $h_i^{(h)}$ - отстояние нижней кромки i -го стержня от собственной нейтральной оси; $\omega_i(x)$ - стрелка прогиба; $q_i(x)$ - интенсивность внешней поперечной нагрузки; Q_i^0 - растягивающая сосредоточенная сила, приложенная в левом сечении; N_i^0 - перерезывающая сила в левом сечении; M_i^0 - изгибающий момент в левом сечении; $r_i(x)$ - интенсивность поперечных реакций взаимодействия в i -м шве; $\tau_i(x)$ - интенсивность касательных усилий взаимодействия в i -м шве; k_i - коэффициент жесткости поперечных связей i -го шва; λ_i - коэффициент жесткости связей сдвига i -го шва; $u_i^{(b)}$ - перемещение точек верхней кромки i -го стержня в направлении оси ox ; $u_i^{(h)}$ - перемещение точек нижней кромки i -го стержня в направлении оси ox .

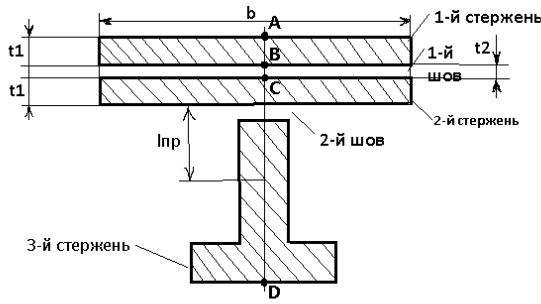


Рис.1.

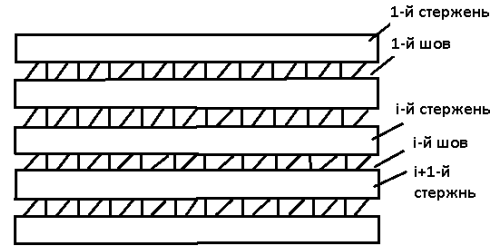


Рис.2.

Для исследования воспользуемся расчетной схемой слоистого пакета, состоящего из несущих слоев и слоев заполнителя, предложенной в работе [1]. Схема модели представлена на рис.2. В этой схеме: E_i - модуль нормальной упругости материала; I_i - момент инерции поперечного сечения; F_i - площадь поперечного сечения; $h_i^{(a)}$ - отстояние верхней кромки i -го стержня от собственной нейтральной оси; $h_i^{(h)}$ - отстояние нижней кромки i -го стержня от собственной нейтральной оси; $\omega_i(x)$ - стрелка прогиба; $q_i(x)$ - интенсивность внешней поперечной нагрузки; N_i^0 - перерезывающая сила в левом сечении; M_i^0 - изгибающий момент в левом сечении; $r_i(x)$ - интенсивность поперечных реакций взаимодействия в i -м шве; $\tau_i(x)$ - интенсивность касательных усилий взаимодействия в i -м шве; k_i - коэффициент жесткости поперечных связей i -го шва; λ_i - коэффициент жесткости связей сдвига i -го шва; $u_i^{(b)}$ - перемещение точек верхней кромки i -го стержня в направлении оси ox ; $u_i^{(h)}$ - перемещение точек нижней кромки i -го стержня в направлении оси ox .

В соответствии с работой [1] общее выражение для изгибающего момента i -го стержня в произвольном сечении x имеет вид:

$$M_i(x) = E_i I_i w_i''(x) = \int_0^x \int_0^x (r_i - r_{i-1}) dx^2 + Q_i h_i^{(h)} + Q_{i-1} h_i^{(b)} + M_i^0 + N_i^0 x, \quad (2)$$

$$\text{где } Q_i(x) = \int_0^x \tau_i dx; \quad Q_{i-1} = \int_0^x \tau_{i-1} dx. \quad (3)$$

Примем во внимание, что

$$r_i = k_i (w_{i+1} - w_i); \quad r_{i+1} = k_{i-1} (w_i - w_{i-1}) \quad (4)$$

$$\tau_i = \lambda_i (u_{i+1}^{(b)} - u_i^{(h)}). \quad (5)$$

Общую систему уравнений задачи в прогибах и касательных усилиях можно записать в виде [1]:

$$E_i I_i w_i^{IV}(x) = q_i(x) - (k_i + k_{i-1}) w_i + k_i w_{i+1} + k_{i-1} w_{i-1} + \tau_i h_i^{(h)} + \tau_{i-1} h_i^{(b)}, \quad (6)$$

$$i = 1, 2, \dots, n,$$

$$\tau_i'' - \lambda_i \left(\frac{1}{E_{i+1} F_{i+1}} + \frac{1}{E_i F_i} \right) \tau_i + \lambda_i \frac{1}{E_{i+1} F_{i+1}} \tau_{i+1} + \lambda_i \frac{1}{E_i F_i} \tau_{i-1} = \lambda_i (h_{i+1}^{(b)} w_{i+1}''' + h_i^{(h)} w_i'''), \quad (7)$$

$$i = 1, 2, \dots, n-1,$$

где n - число составляющих стержней.

Для нашей частной расчетной схемы $k_i = \infty$ и, следовательно,

$$w_1(x) = w_2(x) = \dots = w_n(x) = w(x). \quad (8)$$

В соответствии с системой (6) запишем дифференциальное уравнение изгиба каждого из трех составляющих стержней

$$\begin{cases} E_{\text{п}} i_{\text{п}} w^{IV} = q_1(x) + r_1(x) + \frac{t_1}{2} \tau_1'; \\ E_{\text{п}} i_{\text{п}} w^{IV} = q_2(x) + r_2(x) - r_1(x) + \frac{t_1}{2} (\tau_1' + \tau_2'); \\ E_{\text{пр}} i_{\text{пр}} w^{IV} = q_3(x) - r_2(x) + l_{\text{пр}} \tau_2'. \end{cases} \quad (9)$$

Согласно (7) касательные усилия определяются уравнениями:

$$\begin{cases} \tau_1'' - \frac{2\lambda_1}{E_n b t_1} \tau_1 + \frac{\lambda_1}{E_n b t_1} \tau_2 = \lambda_1 t_1 w'''; \\ -\left(\frac{1}{E_n b t_1} + \frac{1}{E_{np} f_{np}}\right) \tau_2 + \frac{1}{E_n b t_1} \tau_1 = \left(l_{np} + \frac{t_1}{2}\right) w'''. \end{cases} \quad (10)$$

Преобразуем системы уравнений (9) и (10). Складывая почленно уравнения системы (9), получим

$$(E_{np} i_{np} + 2E_n i_n) w^{IV}(x) = q(x) + t_1 \tau_1' + \left(\frac{t_1}{2} + l_{np}\right) \tau_2'; \quad (11)$$

где

$$q(x) = q_1(x) + q_2(x) + q_3(x).$$

В (11) величину $\tau_2'(x)$ можно исключить, если воспользоваться вторым уравнением системы (10), предварительно продифференцировав его по x . В результате уравнение (11) преобразуется к виду

$$(E_n i_n + Ei) w^{IV}(x) = q(x) + \left(l^* + \frac{t_1}{2}\right) \tau_1', \quad (12)$$

где введены следующие обозначения

$$Ei = E_n i_n + E_{np} i_{np} + \left(l_{np} + \frac{t_1}{2}\right)^2 \frac{E_n b t_1 E_{np} f_{np}}{E_n b t_1 + E_{np} f_{np}}; \quad (13)$$

$$l^* = \frac{t_1}{2} + \frac{\frac{t_1}{2} + l_{np}}{1 + \frac{E_n b t_1}{E_{np} f_{np}}}. \quad (14)$$

Если из первого уравнения системы (10) исключить с помощью второго уравнения той же системы τ_2 , а в полученном уравнении после его дифференцирования по x исключить с помощью (12) член с w^{IV} , то можно получить следующее дифференциальное уравнение для определения касательного усилия τ' :

$$\tau_1''' - \lambda \left(\frac{l_2}{EI} + \frac{1}{EF}\right) \tau_1' = \lambda \frac{l}{EI} q, \quad (15)$$

$$\text{где } EI = E_n i_n + Ei; \frac{1}{EF} = \frac{1}{E_n b t_1} \left(2 - \frac{1}{1 + \frac{E_n b t_1}{E_{np} f_{np}}}\right); l = l^* + \frac{t_1}{2}. \quad (16)$$

Таким образом, исключение τ_2' позволяет свести решаемую задачу к совместному рассмотрению следующих двух дифференциальных уравнений

$$EI w^{IV}(x) = q(x) + l \tau_1'; \quad (17)$$

$$\tau_1''' - \alpha^2 \tau_1' = \lambda \frac{l}{EI} q, \quad (18)$$

где

$$\alpha^2 = \lambda \left(\frac{l^2}{EI} + \frac{1}{EF}\right).$$

Совокупность дифференциальных уравнений (17) и (18) описывает поперечный изгиб составного стержня.

Ограничиваясь рассмотрением изгиба свободно опертой балки с трехслойным пояском, нагруженной равномерной нагрузкой интенсивностью q , получим следующие формулы для определения нормальных напряжений в точках А,В,С и D(см. рис.1)[1]:

$$\begin{cases} \sigma_A = \frac{E_n}{E} \frac{M+Qe}{I} \frac{t_1}{2} - \frac{Q}{b t_1}; \\ \sigma_B = -\frac{E_n}{E} \frac{M+Qe}{I} \frac{t_1}{2} - \frac{Q}{b t_1}; \\ \sigma_C = \frac{E_n}{E} \frac{M+Qe}{I} l^* + \frac{Q}{b t_1 + \frac{E_{np}}{E_n} f_{np}}; \\ \sigma_D = -\frac{E_{np}}{E} \frac{M+Qe}{I} (h + t_1 - l^*) + \frac{Q}{f_{np} + \frac{E_n}{E_{np}} b t_1}. \end{cases} \quad (19)$$

Исследуем на одном частном примере влияние жесткости на сдвиг слоя - заполнителя на напряженное состояние в поперечном сечении свободно опертой балки с

трехслойным пояском (рис.1), загруженной равномерно распределенной нагрузкой погонной интенсивностью qb .

Размер поперечного сечения балки и материал, из которого она изготовлена, характеризуются следующими данными:

$$t_1 = t_2 = 0,01\text{м}; b = 0,3\text{м}; f_{\text{нр}} = 0,004 \text{ м}^2; i_{\text{нр}} = 25,5 * 10^{-6} \text{ м}^4; l_{\text{нр}} = 0,175 \text{ м}; E_{\text{нр}} = E; h = 0,265 \text{ м}; l = 2\text{м}.$$

Определим на основании зависимостей (13), (14), (16) значения некоторых величин:

$$I = i = i_{\text{н}} + i_{\text{нр}} + \left(l_{\text{нр}} + \frac{t_1}{2} \right)^2 \frac{bt_1 f_{\text{нр}}}{bt_1 + f_{\text{нр}}} = \left(\frac{30 * 1^3}{12} + 2550 + (17,5 + 0,5)^2 \frac{30 * 1 * 40}{30 + 40} \right) * 10^{-8} = 81,3 * 10^6 \text{ м}^4;$$

$$l^* = \frac{t_1}{2} + \frac{\frac{t_1}{2} + l_{\text{нр}}}{1 + \frac{bt_1}{f_{\text{нр}}}} = \left(\frac{1}{2} + \frac{0,5 + 17,5}{1 + \frac{30}{40}} \right) * 10^{-2} = 0,108 \text{ м};$$

$$l = l^* + \frac{t_1}{2} = (10,8 + 0,5) * 10^{-2} = 0,113 \text{ м};$$

$$\frac{1}{F} = \frac{1}{bt_1} \left(2 - \frac{1}{1 + \frac{bt_1}{f_{\text{нр}}}} \right) = \frac{1}{30 * 1} \left(2 - \frac{1}{1 + \frac{30}{40}} \right) = \frac{1}{21} * 10^4 \text{ м}^{-2};$$

$$\alpha^2 = \lambda \left(\frac{l^2}{EI} + \frac{1}{EF} \right) = \frac{\lambda}{E} \left(\frac{11,3^2}{8130} + \frac{1}{21} \right) = 0,0635 \frac{\lambda}{E} * 10^4 \text{ м}^{-2};$$

$$\frac{\lambda l^2}{\alpha^2 EI} = \frac{\lambda 11,3^2 + E}{0,0635 * 8130 \lambda E} = 0,25.$$

Изгибающий момент в сечении x по длине балки (начало координат выбрано посередине длины балки) определяется следующим выражением

$$M(x) = \frac{ql^2 b}{8} \left(1 - \frac{4x^2}{l^2} \right). \quad (20)$$

Для определения величины $Q = \int_{-\frac{l}{2}}^x \tau_1(x) dx$ предварительно необходимо найти функцию $\tau_1(x)$ из дифференциального уравнения (18) при граничных условиях $x = \pm \frac{l}{2}$: $\tau_1 = 0$, которые непосредственно вытекают из (19), если учесть, что осевые продольные силы и изгибающие моменты по концам каждого из составляющих стержней равны нулю.

Соответствующее решение принимает вид:

$$\tau_1(x) = \frac{\lambda qb}{EI \alpha^3} \left(\frac{\sinh \alpha x}{\cosh \alpha \frac{l}{2}} - \alpha x \right). \quad (21)$$

Откуда

$$Q(x) = \int_{-\frac{l}{2}}^x \tau_1(x) dx = \frac{\lambda qb}{EI \alpha^4} \left(\frac{\cosh \alpha x - \cosh \alpha \frac{l}{2}}{\cosh \alpha \frac{l}{2}} - \frac{\alpha^2 x^2}{2} + \frac{\alpha^2 l^2}{8} \right).$$

Результаты расчетов по формулам (19) представлены на рис.3 в виде графиков изменения величин напряжений в точках A , B , C и D (см.рис. 1) в зависимости от параметра u , которым характеризуется сдвиговая жесткость слоя-заполнителя.

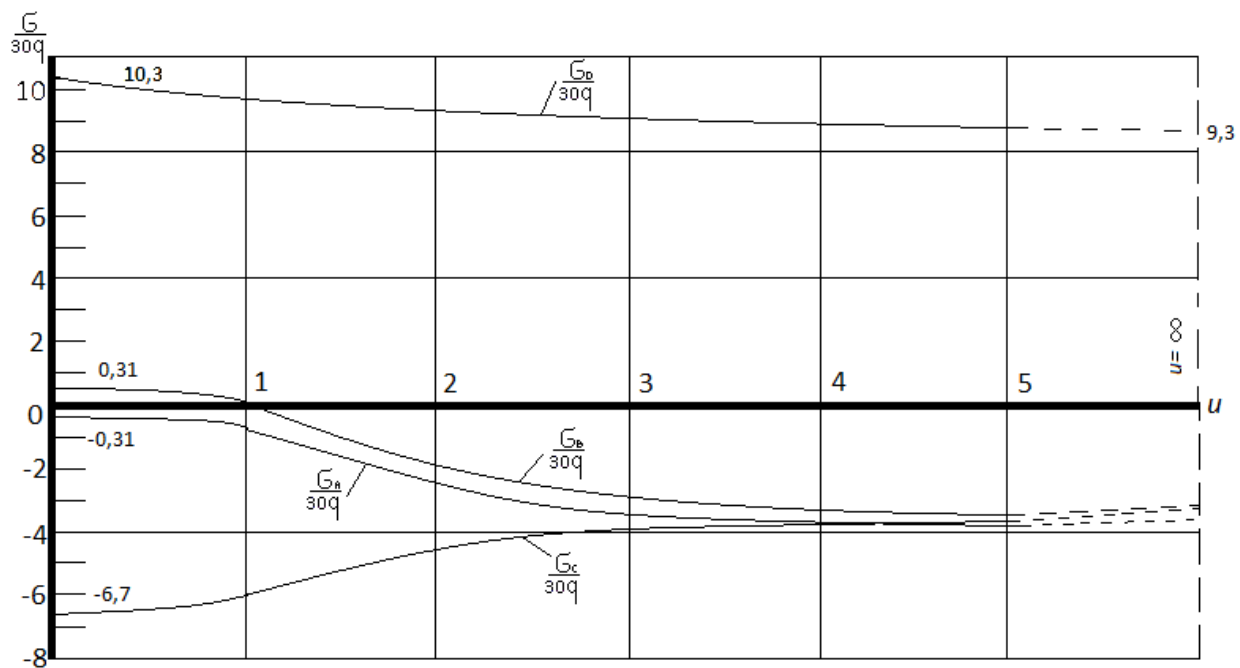


Рис.3.

Литература

1. Ржаницын А.Р. Строительная механика. - М.: Высшая школа, 1982. 400с.

**ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ,
ВОССТАНОВЛЕННЫХ МЕТОДАМИ НАПЛАВКИ**
*WAYS TO IMPROVE THE SERVICE LIFE OF PARTS WHICH RESTORED BY
HARD FACING*

А.С. Савельева - аспирант, М.Г. Крукович – д.т.н. проф., Н.П. Клочков - аспирант
МГУПС-МИИТ

Abstract. The analysis of ways to improve the service life of wearied parts after restoration by methods hard facing is consider. The technology of gas nitriding of such parts in containers, providing a compressive residual stress on the surface, increase in hardness and the service life is proposed.

Ряд деталей машин и механизмов после эксплуатации подвергаются восстановлению геометрических размеров изношенных поверхностей различными методами сварочного производства. Особенностью эксплуатации многих деталей железнодорожной техники является их интенсивное изнашивание при многоцикловом нагружении и допустимой величине износа, равной 1-5 мм. Как правило, в этих случаях используют технологии наплавки изношенных поверхностей, при которой, в результате неравномерного распределения температуры по сечению детали, изменяется структура околошовной зоны и формируется неблагоприятная эпюра остаточных напряжений, выражающаяся в возникновении растягивающих напряжений. Последний факт значительно снижает усталостную прочность восстановленных деталей и снижает экономический эффект от огромных средств, вкладываемых в ремонтное производство.

Повышение эксплуатационных характеристик восстановленных деталей достигается методами, обеспечивающими получение на поверхности деталей сжимающих остаточных напряжений и более высоких механических характеристик. К таким методам относят:

- поверхностную пластическую деформацию (наклеп);
- химико-термическую обработку (процессы нитроцементации, цементации, азотирования и др.);
- термическую обработку (операции отжига, закалки, отпуска).

По нашему мнению наиболее приемлемым способом упрочнения восстановленных наплавкой деталей является газовое азотирование. Этот процесс не вызывает заметных деформаций и коробления обрабатываемых деталей, не требует последующей термической обработки для формирования окончательных свойств, обеспечивает снятие сварочных остаточных напряжений во всей детали, обеспечивает формирование сжимающих напряжений на обрабатываемой поверхности (до 600 МПа) и повышение твердости и износостойкости независимо от химического состава наплавленного слоя, а в сочетании с оксидированием обеспечивает защиту от воздействия агрессивных сред и влияние температуры (до 450⁰С). Более того получение азотированного слоя на всей поверхности детали только усиливает эффект упрочнения.

В то же время для ремонтного производства, которое является мелкосерийным или единичным, требуется разработка приемлемых технологий, отличающихся простотой проведения, не предусматривающих применение сложного специализированного оборудования, отвечающих требованиям экологичности.

Существующие в настоящее время технологии азотирования в большей мере ориентированы на крупные производства, ремонт и изготовление крупных серий однотипных деталей. Они хорошо отработаны, создано высокоэффективное оборудование и существуют надежные системы контроля. Однако, даже на крупных предприятиях, неоснащенных оборудованием для проведения азотирования, часто возникает необходимость упрочнения единичных или мелких серий деталей и инструментов. На мелких и средних предприятиях такая необходимость существует всегда. Т.е. для нужд мелкосерийного и единичного производства ремонтных предприятий, предприятий

малого и среднего бизнеса нет сравнительно простых технологий упрочнения и оборудования для их осуществления.

Таким образом, разработка экологически чистых, ресурсо- и энергосберегающих технологий газобарического азотирования для упрочнения деталей и инструментов, восстановленных методами сварочного производства, является актуальной задачей, так как они решают технические задачи повышения износостойкости, усталостной прочности, долговечности и обеспечивают высокую экономичность ремонтных технологий.

Для мелкосерийного и единичного производства наиболее приемлемыми являются процессы, проводимые в закрытых контейнерах. Такие процессы проводят без использования аммиака либо в порошковых твердых средах, либо в газовой атмосфере контейнера при разделении всего объема на газоприготовительное и насыщающее пространство. Их относят к газобарическому азотированию, при котором насыщающая среда образуется в результате взаимодействия компонентов, находящихся внутри закрытого контейнера или реторты. Во время процесса обработки обеспечивается минимальный обмен с окружающей средой и минимальный выход вредных газов. По окончании процесса обработки все вредные составляющие переходят в нейтральные формы при охлаждении контейнера или реторты. Нагрев контейнеров с деталями проводится в любых камерных, шахтных газовых или электрических печах, или на установках контактного нагрева или нагрева ТВЧ.

Для проведения процесса газового азотирования в закрытых контейнерах нами разработана технология, при которой газовая насыщающая среда образуется при температуре насыщения за счет диссоциации солевой составляющей, находящейся внутри контейнера. Для предупреждения выхода газовой среды из контейнера и обеспечения ей необходимой насыщающей способности применен плавкий затвор. Основу плавкого затвора составляет кварцевый песок (SiO_2) и борный ангидрид (B_2O_3).

Процессы, протекающие в закрытом контейнере, следует рассматривать как термодинамическую систему, преобразующую внешнюю тепловую энергию в энергию химического распада (диссоциацию) солевых компонентов и энергию взаимодействия образующейся газовой среды и твердого тела. В подобных системах при определенных условиях взаимодействия потоков энергии и вещества происходят процессы упорядочения материи за счет образования временных диссипативных структур (соединений), приводящих к уменьшению производства энтропии. Этот процесс проходит в режиме самоорганизации. Диссипативные структуры образуются в случаях:

- а) открытой термодинамической системы, т.е. система обменивается энергией и веществом с внешней средой;
- б) нелинейности динамических уравнений;
- в) протекания реакций в условиях далеких от равновесия;
- г) прохождения макроскопических процессов по законам синергетики.

В соответствии с термодинамической теорией структуры, устойчивости и флуктуаций [1] в любой среде, в том числе и при химико-термической обработке, находящейся в химическом равновесии, при изменении одного из факторов управления этим равновесием возникают компенсирующие процессы, стремящиеся ослабить влияние этого изменения. Компенсирующие процессы приводят к образованию диссипативных соединений, которые возникают и сохраняются благодаря обмену энергией и веществом с внешней средой в неравновесных условиях.

Во всех насыщающих средах процесса азотирования массоперенос в режиме самоорганизации обеспечивается субсоединениями азота (соединениями азота низшей валентности), которые и являются диссипативными структурами термодинамической системы. Они присутствуют в насыщающей среде при проведении процессов азотирования и переходят в другие более устойчивые формы с окончанием процесса насыщения. Реакции взаимодействия субсоединений с обрабатываемой поверхностью требуют минимальной энергии и обеспечивают образование атомов азота

непосредственно на самой поверхности. Образование атомов азота на некотором расстоянии от поверхности и дальнейшее их перемещение к ней возможно, но они не играют существенной роли в формировании диффузионного слоя. Продукты реакции при накоплении у поверхности стремятся к выравниванию своего распределения в насыщающем объеме и отходят от нее, освобождая пространство у поверхности для подвода новых субсоединений. Таким образом, обеспечивается циркуляция субсоединений в насыщающем пространстве. По окончании процесса с уменьшением температуры или в результате интенсивного обмена с внешней окружающей средой субсоединения переходят в более стабильные нейтральные соединения.

При реализации процесса азотирования температура являлась задаваемым параметром, а управление массопереносом с целью обеспечения оптимальных условий самоорганизации проводилось изменением состава и количества солевой составляющей, скоростью циркуляции образующейся газовой среды, давлением в замкнутом объеме контейнера. Эксперименты проводились на образцах стали 40Х, прошедших закалку и высокий отпуск. Толщина слоя определялась по распределению твердости, которая плавно уменьшалась по мере удаления от поверхности (Таблица). За общую толщину слоя принималось расстояние от поверхности до места выравнивания твердости слоя и твердости сердцевины образцов.

Таблица

Изменение усредненной микротвердости в зависимости от расстояния от поверхности

Расстояние от поверхности, мкм	25	50	100	150	200	250	300	35	40	450	50
Микротвердость, кгс/мм ²	79	60	470	400	375	360	350	0	0	350	35
	0	0						0	0		0

Примечание: Температура обработки – 510 °С; Продолжительность насыщения – 2 часа; Температура предварительного отпуска – 590 °С; Количество солевой составляющей – 60 г. Объем контейнера – 160 см³.

Сравнение скорости формирования диффузионной части азотированного слоя при газовом процессе с использованием аммиака показало, что на среднеуглеродистой легированной стали при 510 °С в течение 25 ч сформировался слой, равный 0,5-0,6 мм [2]. В нашем случае следуя результатам таблицы, толщина слоя составила 0,3 мм за 2 ч обработки.

Более высокая скорость формирования азотированного слоя, чем при других газовых процессах объясняется более высокой плотностью субионов в насыщающем пространстве и отсутствием на поверхности тормозящего слоя нитридов значительной толщины, что и подтвердили металлографические исследования.

Твердость по толщине слоя имеет плавный снижающийся характер с некоторыми особенностями в зависимости от количества солевой составляющей в объеме контейнера, температуры и времени обработки. Эта закономерность имеет большое значение при расчете износостойкости по мере изнашивания азотированного слоя и при определении ресурса работы восстановленной и упрочненной детали. Расчет твердости по мере удаления от поверхности (HV_i) проводится по формуле, включающей твердость обрабатываемого материала ($HV_{стали}$) и приращения твердости за счет азотированного слоя ($\Delta HV_{i,с\text{лоя}}$):

$$HV_i = HV_{стали} + \Delta HV_{i,с\text{лоя}} \quad (1)$$

Приращение твердости рассчитывается на любом расстоянии от поверхности с учётом изменения концентрации азота от поверхности вглубь детали и термодинамического коэффициента активности азота в стали в зависимости от содержания углерода и легирующих элементов (γ_{xi}^N).

$$\gamma_{xi}^N = \prod_{i=1}^n \gamma_{л.э.i}^N \quad (2)$$

Окончательная формула для расчета приращения имеет вид:

$$\Delta HV_{\text{слоя}} = 1050 \times \exp \left\{ -1,75 \sqrt[3]{\gamma_{xi}^N} \right\} \quad (3)$$

Распределение твердости по толщине слоя находят по правилу подобия с законом распределения N в слое, которое может быть получено из решения уравнений диффузии или определено экспериментально. Погрешность расчета распределения твердости составляет менее 7%.

Максимальная твердость на поверхности обеспечивается при снижении температуры азотирования (Рис.1). Этот результат полностью согласуется с результатами многих исследований. На повышение твердости на поверхности в наибольшей степени влияет количество солевой составляющей и температура предварительного отпуска. В первом случае за счет повышения азотного потенциала газовой среды, во втором – за счет образования дисперсных включений нитридов в слое с когерентной связью с твердым раствором.

Было установлено, что при максимальном активировании газовой среды, т.е. при максимальном содержании солевой составляющей, в равных температурных условиях образуется меньшая толщина азотированного α – слоя. Это связано с образованием на поверхности слоя нитридов, которые тормозят рост α – фазы. Такое явление в наибольшей степени проявляется при малой продолжительности обработки.

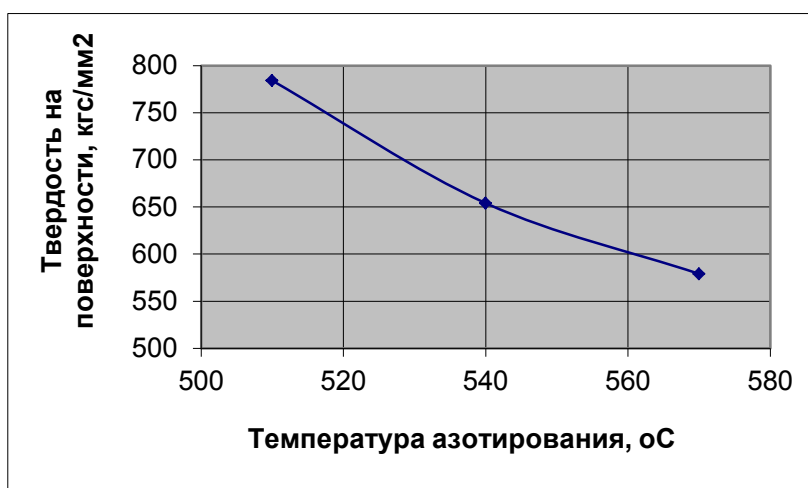


Рис. 1 Влияние температуры азотирования на твердость обработанной поверхности (сталь 40X).

Таким образом, разработанная технология газового азотирования обеспечивает получение качественных азотированных слоев со скоростью, превышающей скорость роста слоев при газовом азотировании в аммиачной среде. Главным ее преимуществом является малая продолжительность обработки для получения технологически приемлемых азотированных слоев. Она обладает высокой экологической безопасностью и может использоваться для обработки деталей и инструментов единичного и мелкосерийного производства предприятий малого и среднего бизнеса. Повышенная твердость и сжимающие напряжения на поверхности деталей обеспечат увеличение ресурса работы деталей, восстановленных наплавкой.

Литература

1. Гленсдорф П., Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций. – М.: Мир. – 1973. – 280 с.
2. Борисенко Г. В., Васильев Л. А., Ворошнин Л. Г. Химико-термическая обработка металлов и сплавов /Справочник/ – М.: Металлургия. –1981. – 424 с.

РАСЧЕТ СРЫВНОГО ОБТЕКАНИЯ РЯДА ТРУБ VORTEX SHEDDING FLOW CALCULATION OF TUBE ROW

А.В.Самолысов¹ – асп., С.М.Каплунов¹ – д.т.н., проф., Н.Г. Вальес¹ – к.т.н, с.н.с,
О.А. Марчевская² – к.ф.-м.н., н.с.

¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской Академии Наук

² Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

Abstract. Work is dedicated to models of the most dangerous excitation mechanisms for tube bundles creation as well as to reliable numerical methods for models characterization creation.

Для отражения представленных в аннотации результатов работы, авторами разработана методика численного исследования гидродинамических сил, возникающих при срывном обтекании потоком, и вызываемых ими колебаний пучков труб [1,2].

Методика базируется на использовании разработанной математической модели гидроупругого возбуждения колебаний пучка упругих труб внешним поперечным потоком. Задача изучения гидроупругого возбуждения сведена к анализу устойчивости невозмущенного состояния упругих труб, который проводится при допущении о линейности дестабилизирующих сил. На основании теоретического исследования этой математической модели получено необходимое и достаточное условие устойчивости, выраженное через безразмерные параметры системы (масса, демпфирование, скорость).

Изначально, авторам необходимо было тщательно изучить природу возбуждения вибраций трубных пучков. Было установлено, что на основе экспериментальных данных можно выделить основные механизмы гидродинамического возбуждения вибрации пучка – это периодически вихревой отрыв, который действует в узком диапазоне скоростей потока и может привести к интенсивным вибрациям, и гидроупругое возбуждение, проявление которого недопустимо с точки зрения виброненадежности пучка.

В соответствии с гипотезой, принятой в большинстве теоретических работ, к гидроупругому возбуждению приводит линейное гидродинамическое взаимодействие между колеблющимися трубами пучка. Гидроупругое возбуждение происходит в той области параметров системы, где имеет место неустойчивость невозмущенных положений осевых линий упругих труб пучка.

Согласно полученному алгоритму создана оригинальная программа, позволяющая проводить расчет продолжительных реализаций нестационарных гидродинамических сил при отрывном обтекании системы круговых профилей, колеблющихся по заданному закону. С помощью этой программы проводились численные эксперименты, в которых определялись матрицы гидродинамического взаимодействия для конкретных пучков труб. На основании теоретического исследования математической модели получено необходимое и достаточное условие устойчивости, выраженное в наглядной форме через безразмерные параметры, характеризующие свойства упругих труб пучка. Для устойчивости состояния равновесия первоначальной системы необходимо и достаточно, чтобы все корни характеристического уравнения, описывающего систему трубок, имели отрицательную действительную часть.

В работе приводятся примеры расчетов матриц линейной гидродинамической связи для случая однорядного пучка труб. В этом случае проводится анализ устойчивости и определяются критические значения параметров системы.

На рис.1 изображена граница области устойчивости в плоскости ($V_{г}$, Δ), построенная по расчетным точкам ($q=1.41$ - густота ряда труб), где

$$V_{г} = \frac{\pi q}{\omega_i(q-1)}, \Delta = (2\pi\xi/4\mu l)$$

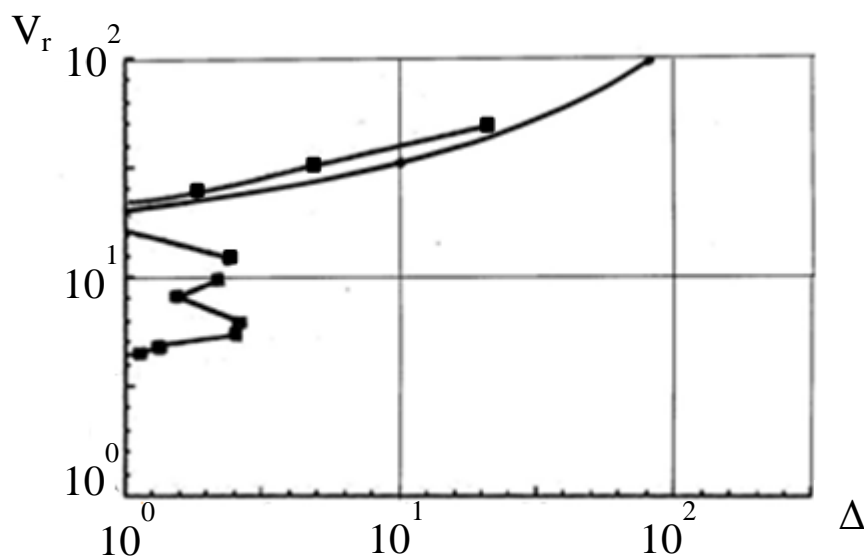


Рис. 1. Граница области устойчивости для ряда из трех трубок: ■ – расчет авторов, • - эксперимент [3]

На рис. 1 представлены также результаты экспериментального измерения критической скорости по данным работы [3], полученные путем непосредственного анализа амплитудно-скоростных характеристик однорядного пучка с густотой $q=t/2R=1,41$. При этом наблюдается удовлетворительное соответствие расчетных результатов с экспериментальными данными работ [3]. Таким образом, представленные численные результаты подтверждают достоверность основных предположений относительно подобия линейных гидродинамических сил и основанной на этих предположениях методики исследования устойчивости больших пучков.

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

Для решения задачи об обтекании системы профилей целесообразно использовать бессеточные (вихревые) методы, позволяющие определить гидродинамические силы, действующие на обтекаемое тело, с инженерной точностью за приемлемое время. Важным преимуществом вихревых методов перед сеточными методами является то, что моделирование обтекания движущихся тел не требует существенно больших вычислительных затрат, чем моделирование обтекания неподвижных тел. Проведенные исследования [1,2,4] демонстрируют высокую эффективность вихревого метода - метода вязких вихревых доменов и хорошее соответствие результатов расчета известным экспериментальным данным [3].

Расчетные характеристики гидродинамических сил для многокомпонентных систем удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными при срывном обтекании. Таким образом, имеющийся опыт численного моделирования плоских отрывных течений позволяет принять метод вязких вихревых доменов за основу при разработке алгоритма расчета нестационарных гидродинамических сил при обтекании системы круговых профилей, моделирующих поперечное сечение трубного пучка.

Разработан алгоритм для численного определения матриц линейной гидродинамической связи конкретных пучков труб. Достоверность алгоритма и составленных по нему программ проверена путем сравнения результатов тестовых расчетов с банком известных экспериментальных данных.

Предложена методика определения матриц линейной гидродинамической связи в пучках с регулярной компоновкой поперечного сечения путем расчета этих матриц для относительно небольшого, но достаточного фрагмента пучка.

Определены значения критической скорости теплоносителя в зависимости от безразмерного параметра, (включающего в себя значения логарифмического декремента колебаний и безразмерного массового параметра пучка), позволяющие немедленно

диагностировать уже введенный в эксплуатацию теплообменный аппарат на наличие в нем недопустимого гидроупругого возбуждения (рис.1).

Объектами приложения результатов данных исследований являются ответственные комплексы теплообменного оборудования, теплообменные аппараты различного назначения, аппараты и сосуды давления, трубопроводы, элементы транспортных систем, двигательные установки энергетического, атомного и газонефтехимического машиностроения, судостроения, а также объекты гражданского строительства.

Литература

1. Вальес Н. Г., Масевич А. В., Самолысов А. В. Применение метода дискретных вихрей для расчета срывного обтекания одно - и двухкомпонентных конструкций // Ж. «Проблемы машиностроения и автоматизации». М: Изд-во Российский научно-исследовательский институт информационных технологий и систем автоматизированного проектирования, 2013, №3. С. 42--45.
2. Вальес Н. Г., Масевич А. В., Самолысов А. В. Расчет вихревого обтекания неподвижных и колеблющихся цилиндрических тел методом дискретных вихрей // Ж. «Вестник научно-технического развития». №6, 2014 г. С. 31--37.
3. Connors H.J. Fluidelastic vibration of tube arrays excited by cross flow // Flow – ind. vibr. in heat exch.: Proc. Symp. ASME Winter Annual Meeting. N. Y., 1970. P. 42—56.
4. Иванова О.А. Численное моделирование захвата частоты схода вихрей с вибрирующего профиля // Методы дискретных особенностей в задачах математической физики: труды XV Международного симпозиума. Харьков-Херсон, 2011. С. 193--196.

РАСЧЕТ КОМБИНИРОВАННОГО ЩЕТОЧНОГО УПЛОТНЕНИЯ

AN ANALYSIS OF A HYBRID BRUSH SEAL

А.В. Селиванов¹ – начальник сектора, И.Ю. Дзева^{1,2} – м.н.с., аспирант

¹Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова

²Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

Abstract. Multidisciplinary mathematical simulation technique is developed for analysis of a hybrid brush seal. It comprises gas flow simulation and stress-deformed analysis of elastically supported pads. The obtained results allow us to conclude that radial adjustment of the seal to rotor radial excursions is possible under the action of gas-dynamic lifting force.

Уплотнения применяют в газотурбинной технике для снижения утечки газа через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями. Стандартом уплотнительной техники долгое время являлись лабиринтные уплотнения, которые за счет своей формы (чередование гребешков и камер) создают повышенное гидравлическое сопротивление, препятствующее перетоку газа из области высокого давления в область низкого давления.

Утечка через лабиринтное уплотнение пропорциональна величине зазора над гребешками, и установка минимального монтажного зазора позволяет обеспечить высокую степень герметизации. Однако реальная рабочая характеристика уплотнения будет сильно отличаться от оптимальной расчетной оценки. Проблема заключается в том, что в течение полета на детали уплотнительного узла действуют нестационарные тепловые и силовые нагрузки, которые приводят к деформации деталей и изменению радиальных зазоров на величину до 1,0 мм. Такое изменение зазора в несколько раз увеличивает утечку газа через лабиринтное уплотнение.

Ключевой особенностью перспективных уплотнений, разрабатываемых в настоящее время, является обеспечение гарантировано малого радиального зазора и, соответственно, малой утечки газа на различных режимах работы двигателя. Для этого необходимо, чтобы внешнее изменение зазора компенсировалось согласованным смещением элементов уплотнения и итоговый рабочий зазор был минимальным.

В работе рассмотрена одна из конструкций комбинированного щеточного уплотнения (рис. 1). Принцип работы этого уплотнения основан на балансировке сегментов надроторного кольца (колодок) на тонкой газовой пленке. Сегменты закреплены при помощи упругого подвеса, который обладает малой жесткостью в радиальном направлении и большой жесткостью в осевом направлении (для предотвращения осевого смещения и наклона сегментного кольца).

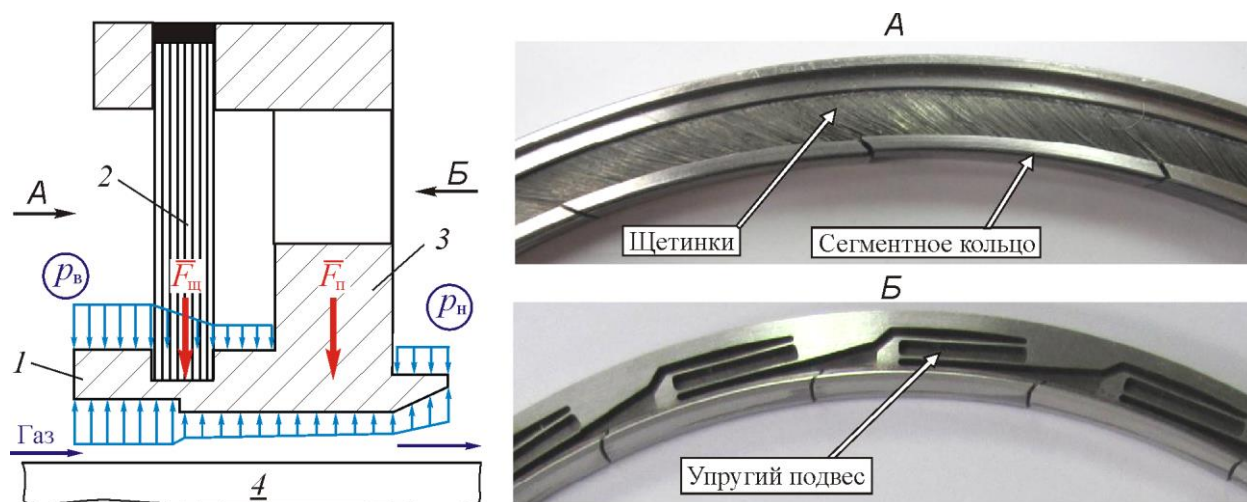


Рис.1. Схема и фотографии комбинированного щеточного уплотнения [1]:

1 – сегментное кольцо; 2 – щеточное уплотнение; 3 – упругий подвес; 4 – ротор

Балансировка сегментных колодок под действием газостатических (определяемых осевым перепадом давления) и газодинамических (индуцированных вращением ротора) подъемных сил обеспечивает бесконтактный режим работы уплотнительного узла, а щетки вносят дополнительное демпфирование в систему. Щеточное уплотнение при этом является вторичным уплотнением и предотвращает прямую утечку газа между поверхностями, имеющими нулевую относительную скорость вращения. Это уменьшает износ щетинок и позволяет многократно повысить ресурс уплотнительного узла. Кроме того, такая конструкция, в отличие от стандартного щеточного уплотнения, допускает реверсивное вращение вала. Известны результаты стендовых испытаний комбинированного щеточного уплотнения, которые подтвердили бесконтактный режим работы и высокую эффективность – было отмечено снижение утечки газа в два и более раза по сравнению со стандартным лабиринтным уплотнением [1].

Ключевым моментом для обеспечения работоспособности комбинированных щеточных уплотнений является балансировка колодок на газовой пленке над ротором. Подбором конструктивных параметров можно добиться требуемой радиальной и осевой жесткости уплотнения, а также обеспечить малый рабочий зазор и малую утечку газа. За счет профилирования внутренней поверхности колодки можно управлять распределением давления под ней и, соответственно, величиной подъемной силы. Газостатическая составляющая подъемной силы также может быть изменена за счет изменения месторасположения щеточного уплотнения (в том числе его перенос за упругий подвес), выполнения специального балансировочного бортика и т.д.

Изменение жесткости щеточного уплотнения, угла наклона и начального натяга щетинок позволяет регулировать силу реакции щетины, а изменение формы подвеса – регулировать его жесткость. В ряде случаев возможна установка второго щеточного уплотнения для создания промежуточной балансировочной полости над колодкой.

Учитывая широкий спектр возможных решений целесообразно разработать математическую модель комбинированного щеточного уплотнения и выбор оптимальных параметров проводить на ее основе. Ключевые характеристики уплотнения можно получить при статической постановке задачи. В общем случае, необходимо также учитывать нестационарные эффекты, связанные с изменением радиального зазора и выходом уплотнения на рабочий режим, и вопросы аэроупругой устойчивости.

В последнее десятилетие стандартные щеточные уплотнения широко используются в газотурбинной технике, и разработано много моделей для их расчета и проектирования. Считая, что методы расчета щеточных уплотнений хорошо известны, было принято решение уделить основное внимание вопросам разработки моделей для анализа балансировки колодок на упругом подвесе под действием газостатических и газодинамических подъемных сил. Щеточное уплотнение в данной работе рассматривается как простое упругое основание, для расчета течения в котором можно использовать стандартные модели пористой среды [2].

Для исследования выбрано комбинированное щеточное уплотнение с внутренним диаметром 166,4 мм; осевая длина колодки составляет 9 мм; окружная длина – 25,6 мм (20 колодок в уплотнении), толщина – 1,5 мм; ширина подвеса 4 мм. На основе введенной параметризации построена твердотельная модель колодки и подвеса уплотнения (рис. 2).

При выборе расчетной схемы приняты следующие допущения: основной вклад в балансировку вносит течение газа в зазоре между колодками и валом; радиальные перемещения колодок не приводят к выбиранию прорезей и контакту между ними; справедливо условие циклической симметрии нагрузок, действующих на уплотнение; контакт колодок и щеточного уплотнения считается плотным и равномерным. В этом случае расчетная схема уплотнения включает в себя: произвольно выбранную колодку на упругом подвесе, консольно закрепленном по внешнему диаметру (рис. 2); тонкий газовый слой в зазоре между поверхностью вала и внутренней поверхностью колодки; сектор щеточного уплотнения над колодкой.

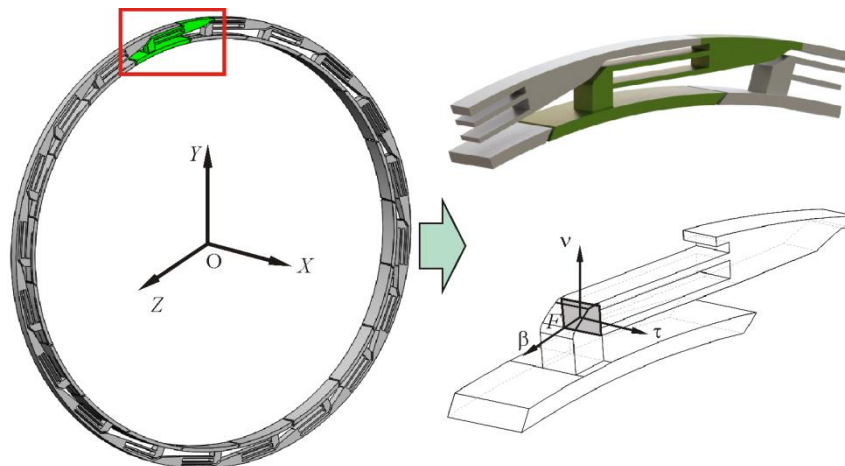


Рис.2. Расчетная модель подвеса комбинированного щеточного уплотнения

В случае нарушения циклической симметрии расположения колодок или газовых нагрузок необходимо рассмотреть набор колодок, каждая из которых может быть рассчитана по приведенной ниже схеме. Деформации колодок в правильно спроектированном уплотнении независимы друг от друга, что позволяет им подстраиваться под асимметричность радиального зазора, вызванную прецессией ротора, овализацией корпуса или другими причинами.

Анализ геометрической формы конструкции позволяет предложить представление уплотнения в виде гибкого упругого подвеса и абсолютно твердой цилиндрической колодки. Перемещения и повороты колодки как твердого тела определяются перемещениями и поворотами сечения F , в котором она сопрягается с подвесом. Результаты предварительных 3D расчетов подтвердили адекватность этого допущения.

Можно выделить четыре группы распределенных газовых нагрузок, действующих на колодку: со стороны высокого давления; со стороны низкого давления; давление в зоне щеточного уплотнения; давление газа в зазоре под колодкой $p(s, z)$ (рис. 1 и рис. 3). Нагрузки первых трех групп при проведении расчетов считаются постоянными, и, с учетом допущения об абсолютной жесткости колодки, их можно заменить равнодействующей силой и моментом.

Величина подъемной силы и точка ее приложения определяются нелинейным распределением давления $p(s, z)$ газового потока в зазоре, которое зависит от текущего положения колодки. В свою очередь, положение колодки зависит от давления газа под ней. Таким образом, задача определения рабочих (установившихся) параметров комбинированного уплотнения является задачей статической аэроупругости. Для ее решения необходимо использовать многодисциплинарный подход, включающий в себя итерационное взаимодействие между моделями расчета течения газа и моделями расчета НДС колодки под действием сил давления газа и сил реакции щетинок и подвеса.

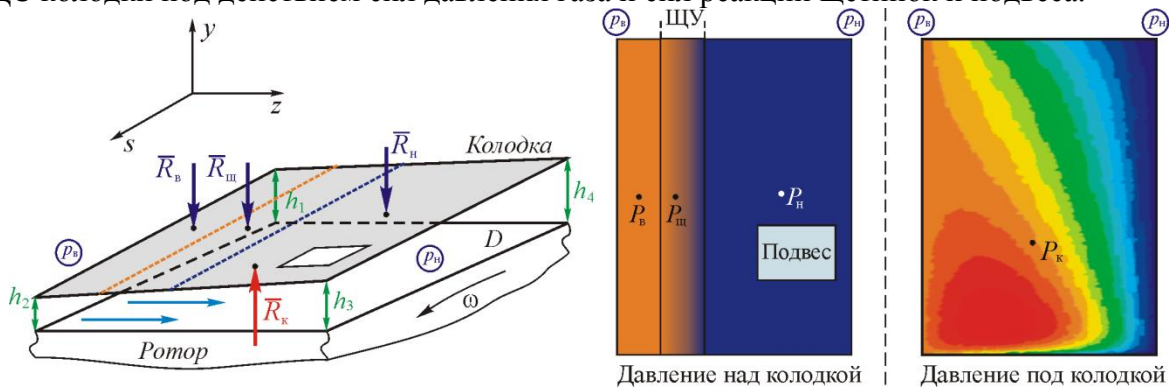


Рис.3. Газовые нагрузки, действующие на колодку (масштабный фактор по осям изменен для наглядности)

Соотношение, выражающее равновесие колодки в потоке газа, можно представить в матричном виде:

$$\mathbf{K}_{\text{подв}} \mathbf{U} = \mathbf{R}_r(\mathbf{U}), \quad (1)$$

где $\mathbf{K}_{\text{подв}}$ – матрица эквивалентной жесткости упругого подвеса; $\mathbf{R}_r(\mathbf{U})$ – вектор эквивалентной газовой нагрузки, составленный из компонент силы и момента и зависящий от вектора обобщенных координат \mathbf{U} .

Уравнение (1) является нелинейным и для его решения использован итерационный алгоритм. На каждой итерации последовательно выполняются: газодинамический модуль для вычисления распределения давления газа под колодкой с учетом текущей величины поправки к начальному зазору; модуль расчета НДС конструкции под действием найденного распределения давления (согласно принципу начальных размеров давление прикладывается к недеформированной геометрии); вспомогательный модуль для определения текущего зазора с учетом найденных перемещений и поворотов колодки.

Модули могут выполняться как в рамках единой программы, так и по отдельности. В последнем случае газодинамический модуль и модуль расчета НДС могут быть использованы для предварительной оптимизации и оценки различных конструктивных решений, направленных на изменение радиальной и осевой балансировки колодок. Отметим, что уравнение (1) при добавлении скоростных и инерционных слагаемых может быть использовано для анализа динамики работы и оценки устойчивости уплотнения. Схема подобного исследования для пальчикового уплотнения предложена в работах [3, 4].

Характерное отношение зазора в уплотнении к радиусу вала мало настолько, что при описании течения газа в кольцевом зазоре допустимо использовать локальные координаты на развертке и воспользоваться приближением Рейнольдса для газовой смазки [5]. Результирующее уравнение Рейнольдса имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \rho(p) \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{\eta} \rho(p) \frac{\partial p}{\partial s} \right) = 6\omega R_{\text{рот}} \frac{\partial(\rho(p)h)}{\partial s}, \quad (2)$$

где z и s – локальные координаты (осевая и окружная) на развертке зазора; $h=h(s, z)$ – функция величины зазора между ротором и колодкой; $\rho(p)$ – плотность газа; ω и $R_{\text{рот}}$ – угловая скорость и радиус ротора. На границах расчетной области задаются значения статического давления: на входе и выходе постоянные величины, на боковых границах – в виде линейной функции падения давления, что является хорошим приближением. Граничные условия являются согласованными.

Для решения нелинейного уравнения Рейнольдса (2) в двухмерной постановке разработана программа на основе метода конечных элементов [3]. Благодаря применению символьных вычислений нелинейная разрешающая система решена методом Ньютона без использования явного выражения для касательной матрицы элемента. Граничные условия учтены точно. Предварительно уравнение (2) было представлено в безразмерном виде для выравнивания порядка коэффициентов и улучшения устойчивости численного алгоритма. Результаты, полученные на основании модели Рейнольдса, верифицированы путем сравнения с результатами трехмерных расчетов.

Распределения давления газа в зазоре под колодками показаны на рис. 4. При больших зазорах величина подъемной силы меняется слабо (вероятно, в связи с заданием статических давлений на границах расчетной области), при этом распределения давления близки к осесимметричному даже для наклоненной площадки. При малых зазорах наклон площадки заметно влияет на распределение давления. На рис. 4 хорошо видно возникновение газодинамической подъемной силы при малом конфузорном (по окружности) зазоре и «подсасывающей» силы при малом диффузорном зазоре. Конфузорность рабочего зазора позволяет обеспечить требуемую балансировку колодок.

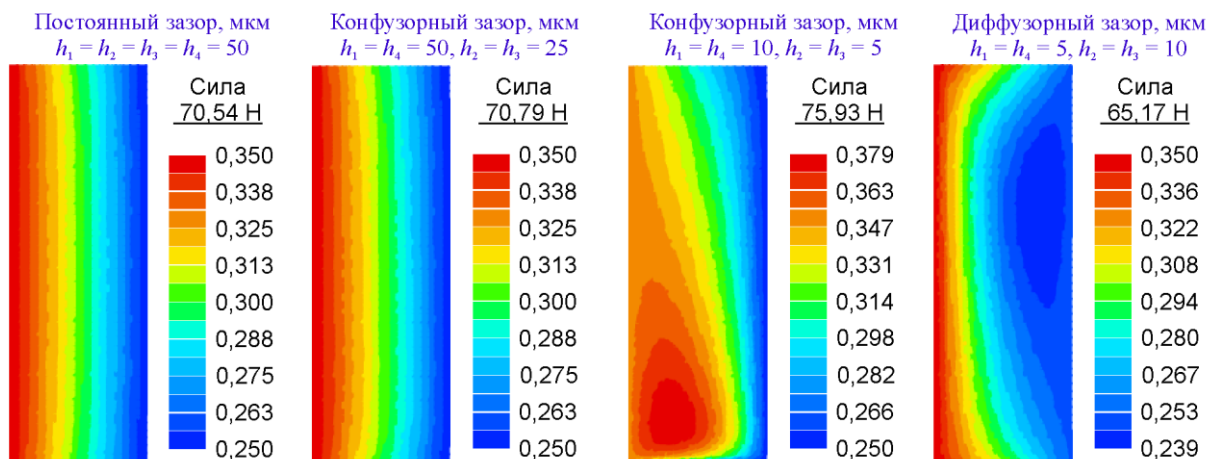


Рис.4. Распределения давления газа в зазоре под колодкой, полученные по 2D модели Рейнольдса (МПа)

Компоненты матрицы жесткости упругого подвеса определены численно при приложении единичных нагрузок (сил и моментов) в точке приведения модели F (см. рис. 2). Для расчетов использована 3D конечно-элементная модель упругого подвеса, жестко закрепленного по внешнему диаметру. В дальнейшем целесообразно получить полуаналитические зависимости податливостей от геометрических параметров уплотнения на основе моделей тонкостенных конструкций. Для получения общей матрицы жесткости подвеса необходимо добавить слагаемые, отвечающие за жесткостные характеристики щеточного уплотнения. На основе разработанных моделей определено равновесное положение колодок в потоке газа (рис. 5). Процесс сошелся за 6 итераций.

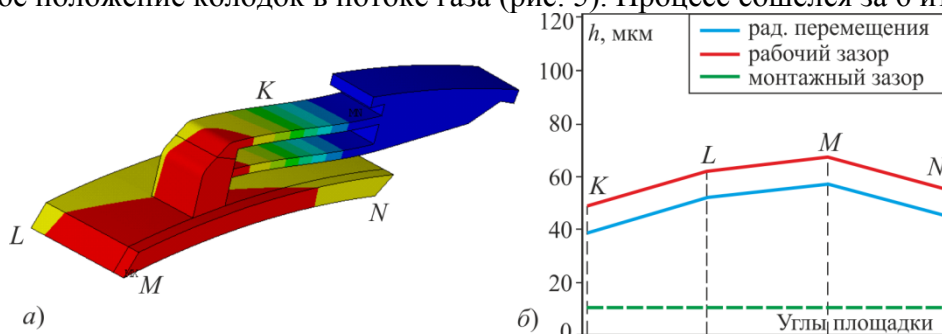


Рис.5. Поиск рабочего положения колодки: а – радиальные перемещения; б – равновесное положение

По предварительной оценке расход газа под колодками рассмотренного комбинированного уплотнения (без учета протечки через щеточное уплотнение) составил 0,018 кг/с. Выбором жесткости подвеса можно уменьшить рабочий зазор и, соответственно, величину утечки. Однако подобная оптимизация конструкции должна проводиться с учетом кинетики внешнего изменения зазора в уплотнительном узле. Необходимо дальнейшее совершенствование математической модели уплотнения для анализа динамических эффектов и проведение полноценной верификации.

Литература

1. San Andres L., Baker J., Delgado A. Measurements of Leakage and Power Loss in a Hybrid Brush Seal // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 131(1), 2009.
2. Dogu Y. Investigation of Brush Seal Flow Characteristics Using Bulk Porous Medium Approach // Journal Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, 2005, pp. 136–144.
3. Temis J.M., Selivanov A.V., Dzeva I.J. Finger Seal Design Based On Fluid-Solid Interaction Model // Proc. ASME Turbo Expo 2013, June 3-7, 2013, San Antonio, USA, GT2013-95701.
4. Temis J., Selivanov A., Dzeva I. Dynamic Analysis of a Non-Contacting Finger Seal // 9th IFToMM Int. Conf. on Rotor Dynamics: Book of abstracts, Sep. 22-25, 2014, Milan, Italy.
5. Константинеску В.Н. Газовая смазка. М.: Машиностроение, 1968. 709 с.

**КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ
НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ КОМПОЗИТНОГО
ЭЛЛИпсоИДАЛЬНОГО ДНИЩА С ПАТРУБКОМ**
*FINITE ELEMENT MODELLING AND STRESS ANALYSIS OF COMPOSITE
ELLIPSOIDAL HEAD WITH NOZZLE*

Н.А.Столярова, В.Н.Скопинский

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

Московский государственный индустриальный университет (ФГБОУ ВПО МГИУ)

Abstract. Structural modeling and stress analysis of ellipsoidal head with nozzle made of composite materials are presented. Numerical approach for stress analysis of the intersecting composite shells is based on the finite element method using a modified mixed formulation and two-dimensional laminated shell theory. Results of parametric study presented show the effects of specific properties of composite materials on the maximum stresses in shells.

Сосуды с патрубками широко используются в различных технических отраслях: химическом и нефтехимическом машиностроении, газовой, нефтегазовой отраслях промышленности и т.д. Чаще всего эти сосуды являются тонкостенными, нагруженными внутренним давлением. При этом в месте соединения сосуда с патрубком возникает существенно неоднородное напряжённое состояние с высоким уровнем концентрации напряжений. Такие конструктивные узлы являются наиболее напряжёнными элементами для конструкции в целом, поэтому к ним предъявляются повышенные требования в прочностном отношении.

При изготовлении сосудов давления часто используют композиционные материалы: органопластики, углепластики и стеклопластики. Эффективность применения композиционных материалов зависит от технологии изготовления сосуда, типа композиционного материала, а также от схемы армирования, обеспечивающей желаемое распределение жесткостных и прочностных свойств материала в конструкции.

При расчетном анализе конструктивных узлов присоединения патрубков к корпусу или днищу сосудов давления обычно используется расчетная схема пересекающихся оболочек [1]. Для пересекающихся эллипсоидальной и цилиндрической оболочек можно рассматривать различные соединения: радиальные и нерадиальные, с центральным и нецентральным положением патрубка (цилиндрической оболочки). Для реальных композитных сосудов весьма трудно определить свойства композиционного материала непосредственно вблизи стыка патрубка с днищем из-за конструктивных и технологических особенностей изготовления таких соединений. При моделировании такого соединения, отвлекаясь от особенностей технологии изготовления, полагаем, что упругие и прочностные свойства композиционного материала в оболочках сохраняются для всей конструкции, в том числе и в области сопряжения эллипсоидальной оболочки и патрубка.

На рисунке 1, *a* представлена геометрия эллипсоидального днища с патрубком, где использованы такие обозначения: $D = 2a$ – диаметр сосуда и днища; b – высота днища (a , b – большая и малая полуоси эллипсоидальной оболочки); d – диаметр патрубка; l – длина патрубка; α – угол отклонения оси патрубка от нормали \mathbf{n}_0 к поверхности эллипсоидальной оболочки; x_0 – смещение патрубка от оси эллипсоидальной оболочки.

Рассматривались некоторые модельные задачи определения напряжений в композитных оболочках при различных видах нагружения: действии внутреннего давления p ; изгибающего момента M_1 , приложенного к патрубку в главной плоскости соединения OXZ ; изгибающего момента M_2 , приложенного к патрубку в поперечной плоскости соединения $O_1X_1Y_1$ (рис. 1, *b*). Основной нагрузкой является внутренне избыточное

давление, определяющее выбор толщин оболочек при заданных габаритных размерах. Однако в ряде случаев следует учитывать и дополнительные напряжения от внешних нагрузок, приложенных к патрубку, среди которых наиболее значимую роль играют выше указанные изгибающие моменты.

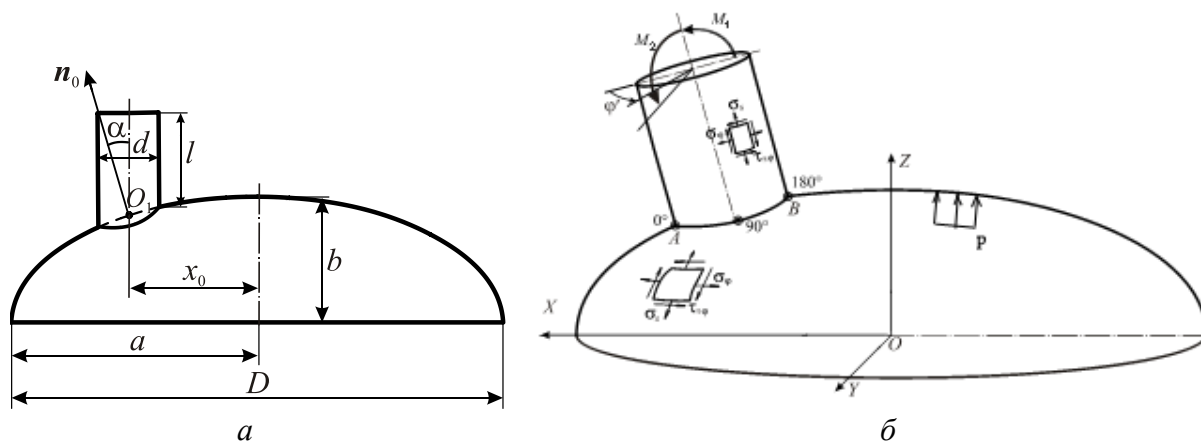


Рис. 1. Эллипсоидальное днище с патрубком: а – геометрия соединения; б – нагрузка и напряжения

Для расчёта анализа пересекающихся композитных оболочек применяется метод конечных элементов (МКЭ) на основе модифицированной смешанной вариационной формулировки [2] и теория многослойных композитных оболочек с учетом деформации поперечного сдвига [3]. Описание геометрии пересекающихся оболочек и напряжённого состояния в оболочках осуществляется с использованием ортогональных систем криволинейных координат (s, φ, z) , связанных со срединной поверхностью каждой оболочки (s, φ – меридиональная и окружная координаты; z – нормальная координата). Компоненты напряженного состояния оболочек определяются в этих системах координат:

σ_s, σ_φ – меридиональные и окружные нормальные напряжения; $\tau_{s\varphi}$ – касательные напряжения в плоскости армирования; $\tau_{sz}, \tau_{\varphi z}$ – касательные напряжения поперечного сдвига.

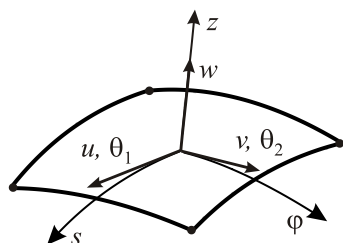


Рис. 2. Элемент оболочки

Для расчёта композитных многослойных оболочек разработана двумерная модель четырёхузлового оболочечного криволинейного элемента с 20 степенями свободы, по пять в каждом узле: $u, v, w, \theta_1, \theta_2$ (рис. 2).

Расчетный анализ пересекающихся композитных оболочек выполняется с применением специализированной вычислительной программы SAIS (Stress Analysis in

Intersecting Shells).

На напряженно-деформированное состояние в оболочках оказывают влияние относительные геометрические параметры соединения. Для пересекающихся эллипсоидальной и цилиндрической оболочек основными геометрическими параметрами соединения являются:

$$b/a, d/D, D/H, h/H, \alpha, \bar{x}_0 = 2x_0/D, \quad (1)$$

где b/a – параметр эллипсоидальности днища; h, H – толщины стенок патрубка и днища, соответственно.

Параметр \bar{x}_0 характеризует относительное смещение патрубка от центрального положения, угловой параметр α показывает отклонение патрубка от радиального положения.

Кроме геометрических параметров (1), на напряженное состояние пересекающихся композитных оболочек оказывают влияние структурные параметры и упругие характеристики используемого композиционного материала. В данной работе акцент

делается на исследовании влияния упругих характеристик тканых композитов с ортогональным армированием.

Анализ напряжений в композитном эллиптическом днище с патрубком проводился для модельных соединений, выполненных из стеклотекстолита с такими характеристиками упругости:

$$E_x=29,3 \text{ ГПа}, E_y=35,9 \text{ ГПа}, G_{xy}=7,62 \text{ ГПа}, \mu_{xy}=0,144, G_{xz}=6,64 \text{ ГПа}, G_{yz}=6,29 \text{ ГПа}, \quad (2)$$

где E_x, E_y – модули упругости в направлении ортогональных осей армирования x, y ; G_{xy} – модуль сдвига в плоскости армирования; μ_{xy} – коэффициент Пуассона; G_{xz}, G_{yz} – модули поперечного сдвига; (В расчетах принималось, что в пределах элемента совпадают пары осей: x и s, y и φ .)

На рисунке 3 приведены некоторые расчетные результаты параметрического анализа при действии внутреннего давления для эллиптического днища с центральным радиальным патрубком со следующими относительными геометрическими параметрами:

$$\bar{b}=0,5, d/D=0,2, D/H=100, \bar{x}_0 = 0, \alpha = 0.$$

Показано влияние отношения E_x/E_y (варьировалась величина E_x в (2) при неизменных других характеристиках) на максимальные значения компонент напряжений в оболочках на наружной поверхности (НП) и внутренней поверхности (ВП), которые имеют место в точках $\varphi'=0$ и $\varphi'=180^\circ$ на линии пересечения (см. рис. 1, б).

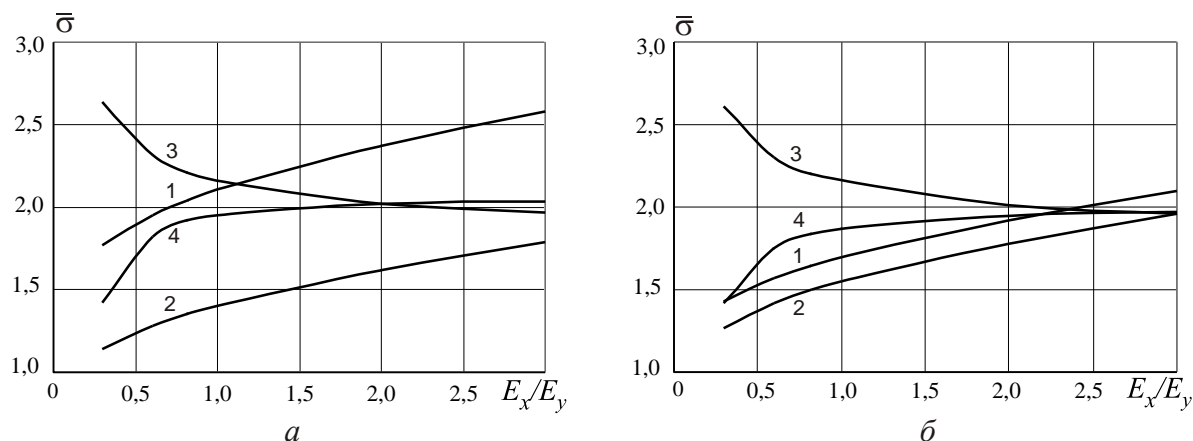


Рис. 3. Влияние упругих характеристик композита на напряжения для эллипсоидальной оболочки с радиальным центральным патрубком: а – эллипсоидальная оболочка; б – патрубок; 1 – $\bar{\sigma}_s$, 2 – $\bar{\sigma}_\varphi$ (НП); 3 – $\bar{\sigma}_s$, 4 – $\bar{\sigma}_\varphi$ (ВП)

Результаты для напряжений представлены в относительной форме:

$$\bar{\sigma}_s = \sigma_s / \sigma_0, \bar{\sigma}_\varphi = \sigma_\varphi / \sigma_0, \sigma_0 = pD^2 / 8bH \quad (3)$$

где σ_0 – номинальные напряжения для соединения (наибольшие напряжения в эллипсоидальной оболочке без выреза).

Отметим некоторые общие закономерности напряжённого состояния в оболочках соединения при действии внутреннего давления. Возмущенное напряженное состояние носит ярко выраженный локальный характер, в области пересечения наблюдается заметная концентрация напряжений. Наибольший интерес представляют напряжения в оболочках на линии пересечения, достигающие здесь максимальных значений. В патрубке меридиональные напряжения σ_s являются преимущественно изгибными, имеют наибольшие градиенты. Для окружных напряжений σ_φ основной вклад дают мембранные растягивающие составляющие. Эллипсоидальная оболочка является более жёсткой, чем цилиндрическая, для неё значительную роль играет тангенциальная деформация срединной поверхности. Поэтому, например, увеличивается вклад мембранных составляющих в меридиональные напряжения по сравнению с цилиндрической оболочкой. Следует учитывать и разный тип напряжённого состояния в опасных точках

наружной и внутренней поверхностей оболочек. Для точек наружной поверхности имеет место двухосное растяжение, для точек внутренней поверхности – смешанное напряжённое состояние, при котором главные напряжения разного знака.

Приведенные результаты показывают различные тенденции изменения отдельных компонент напряжений на наружной и внутренней поверхностях в эллипсоидальной оболочке и патрубке при отлчии приведенных модулей упругости.

Для соединений с нецентральной трубкой напряжённое состояние в оболочках является неосесимметричным, поэтому проявляется более сложное влияние упругих характеристик тканого композита. В частности, как показывает расчётный анализ, заметное влияние оказывает модуль сдвига G_{xy} .

Ниже представлены расчетные результаты для композитного эллиптического днища с нецентральной радиальным трубкой при нагружении изгибающими моментами M_1 и M_2 (см. рис. 1, б). Модельное соединение пересекающихся оболочек из композиционного материала с характеристиками (2) имеет такие геометрические параметры:

$$\bar{b}=0,5, d/D=0,1, D/H=100, h/H=1, \alpha=0, \bar{x}_0=0,7. \quad (4)$$

Некоторые результаты параметрического анализа приведены на рис. 4, 5; компоненты напряжений представлены в относительной форме:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_0}, \quad \sigma = (\sigma_s, \sigma_\varphi, \tau_{s\varphi}), \quad \sigma_0 = \frac{4M}{\pi d^2 h}, \quad M = (M_1, M_2). \quad (5)$$

Показано влияние относительных параметров упругих характеристик на компоненты напряжений на наружной поверхности оболочек, где они являются наибольшими по линии пересечения. Распределение компонент напряжений по линии пересечения оболочек является существенно неоднородным, причем заметно отличается при действии моментов M_1 и M_2 .

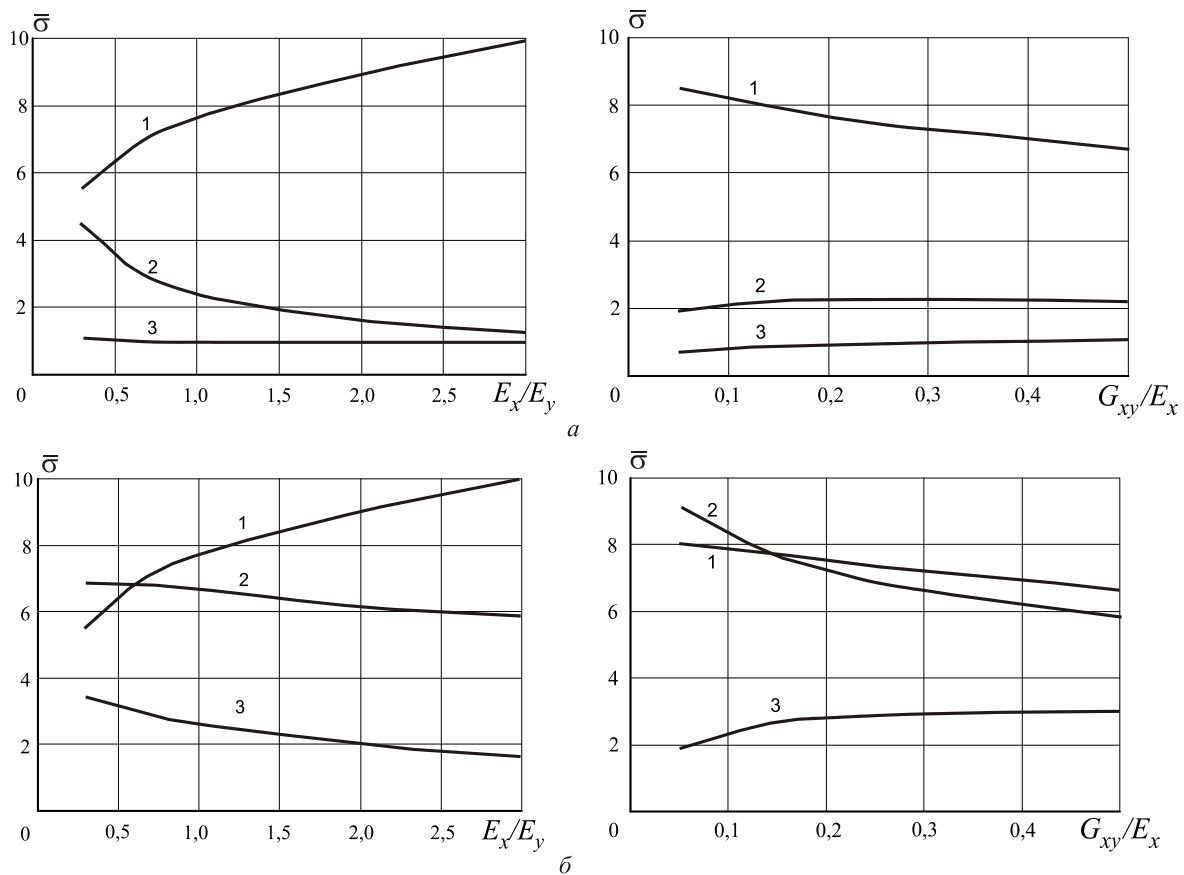


Рис. 4. Влияние упругих характеристик композита на напряжения на наружной поверхности оболочек соединения (4) при действии момента M_1 : а – патрубок; б – эллиптическое днище; 1 – $\bar{\sigma}_s$; 2 – $\bar{\sigma}_\varphi$; 3 – $\bar{\tau}_{s\varphi}$

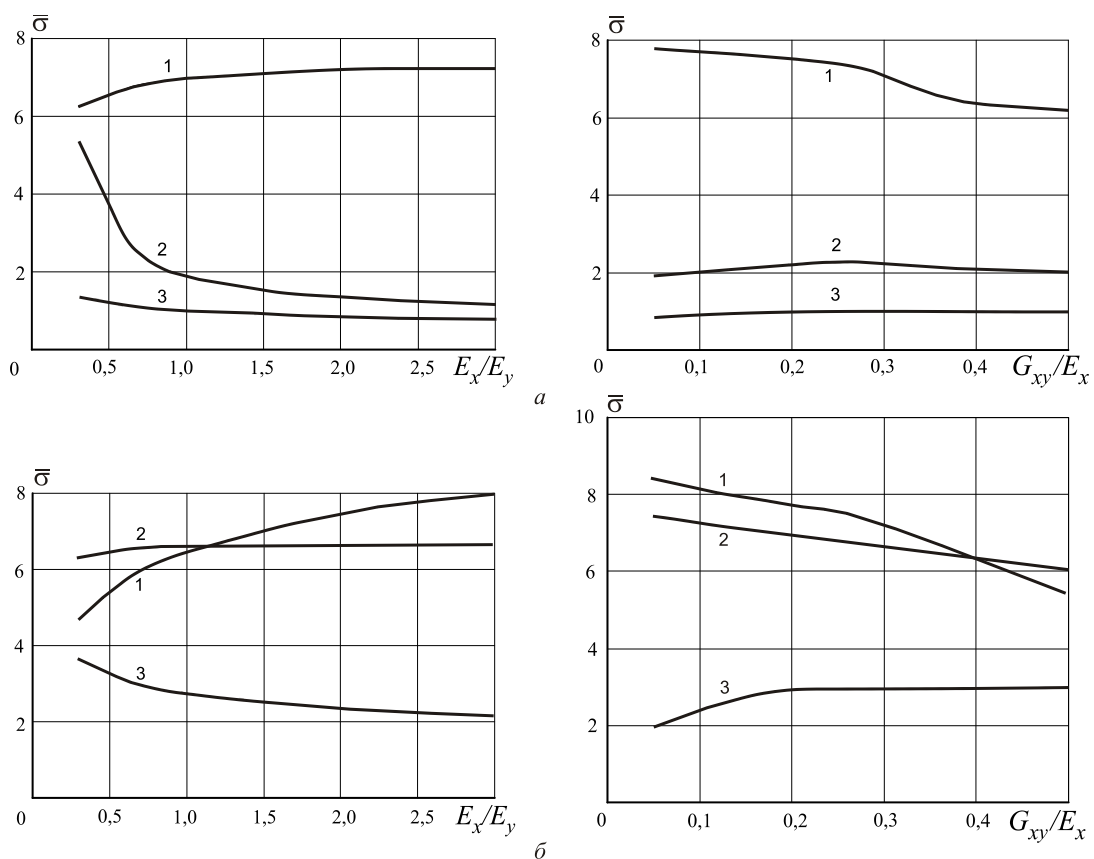


Рис. 5. Влияние упругих характеристик композита на напряжения на наружной поверхности оболочек соединения (4) при действии момента M_2 : а – патрубок; б – эллиптическое днище; 1 – $\bar{\sigma}_s$; 2 – $\bar{\sigma}_\varphi$; 3 – $\bar{\tau}_{s\varphi}$

При таком нагружении в оболочках доминируют изгибные компоненты напряжений. Вследствие смещенного положения патрубка от оси эллипсоида в днище заметную роль играют сдвиговые напряжения в плоскости армирования. Кроме того, следует заметить, что хотя максимальные значения меридиональных и окружных нормальных напряжений в эллипсоидальной оболочке близки между собой, но положения максимумов этих напряжений по линии пересечения не совпадают.

Полученные расчетные данные свидетельствуют о более заметном влиянии отношения модулей упругости E_x/E_y , чем отношения G_{xy}/E_x , что связано с характером напряженного состояния пересекающихся оболочек при рассматриваемом нагружении. В то же время, приведенные результаты дают полезную информацию о возможных способах регулирования уровнем максимальных напряжений в композитных оболочках за счет выбора свойств и структуры применяемого композиционного материала.

Результаты численного анализа для соединения с параметрами (4) и нерадиальным патрубком показывают, что при увеличении угла α ($|\alpha| > 0$) максимальные напряжения в оболочках уменьшаются.

Литература

1. Скопинский В.Н. Напряжения в пересекающихся оболочках. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. - 400 с.
2. Skopinsky V.N. Theoretical analysis of composite shell intersections // Journal of Strain Analysis. 1999. Vol. 34. No. 2. P. 107-116.
3. Васильев В.В. Механика конструкций из композиционных материалов. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.

ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ПОЛУЧЕНИЯ ДАННЫХ О ТЕХНИЧЕСКОМ СОСТОЯНИИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

INFORMATION AND MEASURING SYSTEM OF DATA ACQUISITION ABOUT TECHNICAL CONDITION OF THE CUTTING TOOL

А.Б.Сырицкий – ассистент

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Abstract. The diagnostic system backgrounds of the turning tool cutting edge status are described. Also shortcomings of existing diagnostic methods are evaluated. Solutions that address the requirements for such a system is proposed. The proposed solution is based on precision phasechronometric method which obtains information about the work of cyclic rotary machines. The aim is to develop a set of technical tools. Tools perform algorithmic diagnosis of the cutting edge, including the determination of the absolute values of wear.

В современной промышленности, особенно металлообрабатывающей, подавляющее большинство решений принимается на основе измерительной информации. Особенно важно качество измерительной информации при диагностике и прогнозирующем мониторинге технического состояния оборудования. Ведь на данный момент общей проблемой всех методов диагностики является низкий уровень информативности измерительной информации, обусловленный низким уровнем метрологии. Слабая прослеживаемость эталонной базы, низкий уровень точности измерений, отсутствие универсальности, регистрация лишь аварийных и предаварийных ситуаций – свойственны современным системам технической диагностики, которые являются причинами того факта, что на сегодняшний момент ни одна отрасль промышленности не ушла от системы планово-предупредительных ремонтов. Есть отрасли промышленности, на которых такая ситуация сказывается особенно остро, например металлообрабатывающая.

Токарные станки составляют около 50% парка машиностроительной промышленности. Развитие токарного сектора металлообработки, как и остальных, идет в направлении повышения производительности и точности обработки. В свою очередь повысить производительность возможно в том числе за счет перехода к ремонту по фактическому состоянию узлов станка от планово-предупредительных ремонтов, при которых оборудование выключается из производственного процесса на некоторое время. Соответственно точность обработки среди прочих зависит от состояния режущей кромки инструмента, зная фактическое значение износа которой, возможно перейти оценке погрешности обработки еще до контрольной операции, то есть уже во время операции точения[1,2]. Однако, для успешного решения вышеописанных задач необходимо создание системы сбора данных и диагностики, удовлетворяющей следующим критериям:

- низкий уровень погрешности измерения рабочих характеристик машины;
- широкая номенклатура диагностируемых видов отказа и неисправностей в работе машины;
- высокая степень корреляции между характеристиками объекта диагностики и параметрами многофакторной математической модели его работы;
- неинвазивность метода диагностики и его универсальность по отношению к совокупности однотипных объектов диагностики;
- стоимость, не превышающая 10% от стоимости диагностируемой машины;
- возможность встраивания в программную оболочку системы ЧПУ станка.

Автором данной работы разрабатывается информационно-измерительная система, отвечающая всем перечисленным требованиям, построенная на базе метода получения

информации о механизме, ранее не применявшемся при контроле параметров процесса обработки на токарных станках.

Суть метода определения износа режущей кромки заключается в обработке экспериментальной хронограммы вращения, снимаемой непрерывно при помощи первичных преобразователей, установленных на станке (пример установки приведен на рисунке 1).

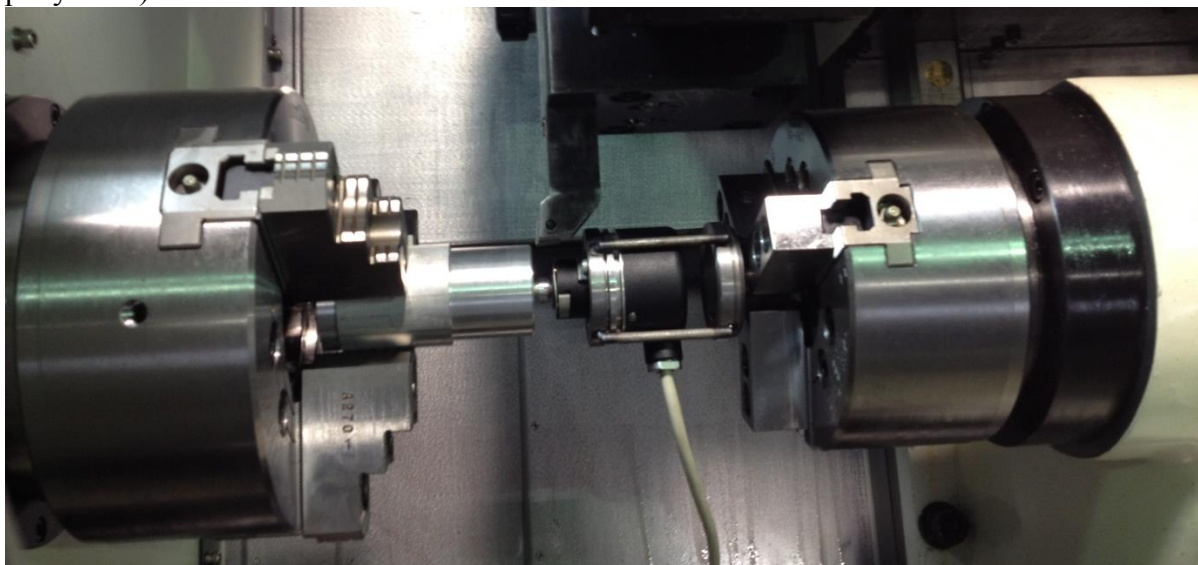


Рис. 1. Установка первичного преобразователя ЛИР-158 на станок Hwacheon Cutex-240 B SMC с целью исследования процесса резания

Данные с первичных преобразователей поступают в блок обработки измерительной информации, оснащенный блоком отображения информации. Полученные экспериментальные данные по разработанному алгоритму сравниваются с базой данных проявлений дефектов, полученной путем их математического моделирования в фазохронометрическом представлении.

Описанная система находится в стадии разработки. Готов прототип блока обработки информации, с помощью которого получены первые экспериментальные данные. Ведется работа над созданием многофакторной математической модели обработки резанием в фазохронометрическом представлении. Модель необходима для перехода от измерений интервалов времени непосредственно к диагностике, так как позволяет определить характер влияния износа реза на неравномерность вращения шпинделя станка. В итоге планируется реализация системы, включающей в себя измерительную систему с одной стороны и алгоритмы диагностики в виде программного обеспечения с другой стороны, и позволяющей оператору станка получить фактическую информацию о значении износа режущего инструмента, а также скорости изнашивания режущей кромки.

Литература

1. Комшин А.С., Потапов К.Г., Сырицкий А.Б. Оценка технического состояния станка УТ16П фазохронометрическим методом // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 2. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/532755.html> (дата обращения 6.09.2014)
2. Комшин А.С. Метрологическое обеспечение работы металлорежущих станков фазохронометрическим методом // Сборник докладов Всероссийской научной школы «Современные технические средства диагностики металлорежущих станков», 6-7 сентября 2011, М: 2011. С. 29-34.

ПРОФИЛИРОВАННЫЕ БАЛКИ. ЭТЮД ОБ ОДНОЙ ТРЕТИ¹ *COMPOSITE PROFILE BEAM. ETUDE ABOUT THIRD*

Н.А.Татусь – к.т.н., А.Н.Полилов – д.т.н., проф.
Институт машиноведения им.А.А.Благонравова РАН
nikalet@mail.ru

Abstract. Application of fibrous reinforcement plastics (FRP) appears most effectively in those elements where besides weight reduction it is possible to solve a basic constructive problem: to increase bearing ability, wear resistance, durability, survivability, to lower quantity of details and units, to simplify technology. Fine example of successful use of advantages of FRP is composite leaf springs. In the report, on the elementary instance of a cantilevered beam it is shown futures of composite elements design with the account of fibres disorientation effect.

Введение

На сегодняшний день композиты, еще относительно недавно считавшиеся «материалами будущего», уже прочно вошли в нашу жизнь. Если взглянуть на современное развитие любой отрасли, то не сложно заметить, что активное внедрение этих перспективных материалов приносит свои положительные и весьма значимые результаты. Можно с уверенностью сказать, что для некоторых областей применения композиционные материалы стали уже вполне традиционными. Автомобилестроение, как динамично развивающаяся отрасль, не является исключением, и в каждой новой серии автомобилей, сходящей с конвейера, все больше и больше элементов, выполненных из композитов с различными типами матриц. В дальнейшем под композиционными материалами (КМ) будут подразумеваться только полимерные волокнистые композиты или армированные пластики. К сожалению, на сегодняшний день эти материалы используются массово в основном только при изготовлении деталей интерьера и экстерьера автомобилей, хотя их уникальные свойства вполне целесообразно было бы использовать и в элементах, подверженных значительным нагрузкам.

Преимущества КМ могут быть особенно заметны в конструкциях, где наиболее полно используются свойства армирующих волокон. Поэтому наибольший эффект может быть достигнут на тех изделиях, в которых можно применять почти однонаправленное армирование. На основании этого весьма предпочтительно использование волокнистых композитов в упругих элементах, применительно к автомобилям - в первую очередь в листовых рессорах.

Снижение массы рессоры

Простота в изготовлении и техническом обслуживании, а также благоприятное распределение сил по раме или кузову и возможность обеспечить прогрессивность характеристики упругости подвески определили широкое распространение многолистовых рессор. Но, помимо преимуществ, имеются и существенные недостатки: большая масса пакета листов и межлистовое трение, способствующее износу. Наиболее рациональным решением данных проблем является переход от многолистовых к малолистовым рессорам. Высокий коэффициент использования материала, который будет иметь место в этом случае, подразумевает снижение веса изделия при неизменной прочности.

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант 15-08-01472-а

Определим возможные способы уменьшения количества листов. Пусть имеется рессора длиной l , состоящая из n листов шириной b . Для простоты примем, что все листы имеют одинаковую толщину, равную h . Если приложить в центре нагрузку P , то прогиб рессоры будет равен $V = K_V Pl^3 / 48EJ_0$. Принимая, что момент инерции и момент сопротивления изгибу в среднем сечении рессоры соответственно равны $J_0 = nbh^3 / 12$ и $W_0 = nbh^2 / 6$, путем несложных математических преобразований получим из соотношений для жесткости рессоры и максимальных напряжений:

$$c = \frac{P}{V}, \quad \sigma = \frac{Pl}{4W_0},$$

выражение для требуемого числа листов:

$$n = \frac{54E^2 P^3}{bc^2 K_V^2 l^3 [\sigma]^3}. \quad (1)$$

Согласно полученному выражению уменьшение числа листов в пакете возможно при изменении многих параметров. Но почти все из них, за исключением двух, являются исходными данными технического задания на проектирование и должны оставаться неизменными. Таким образом, задача перехода к малолистовым рессорам решается с помощью повышения коэффициента формы K_V и/или применения КМ. Профилирование листов, которое подразумевает первый способ, позволяет более эффективно использовать материал с приближением формы рессоры к форме равнопрочной балки. Использование композитов также дает положительный результат. Сравнивая отношения $E^2 / [\sigma]^3$ для стали и стеклопластика можно определить, что для композитного аналога потребуется в 2-3 раза меньше листов. А учитывая тот факт, что плотность стали в 4 раза больше, снижение массы рессоры в конечном итоге будет весьма значительным. Стоит также отметить, что согласно выражению (1) подвеска с композитными рессорами будет более мягкой, а, следовательно, повысится комфорт езды и проходимость автомобиля по бездорожью.

Рассмотрим подробнее особенности профилирования на примере упругой балки. Для простоты представим расчетную схему в виде консоли, нагруженной на свободном конце сосредоточенной силой (рис. 1).

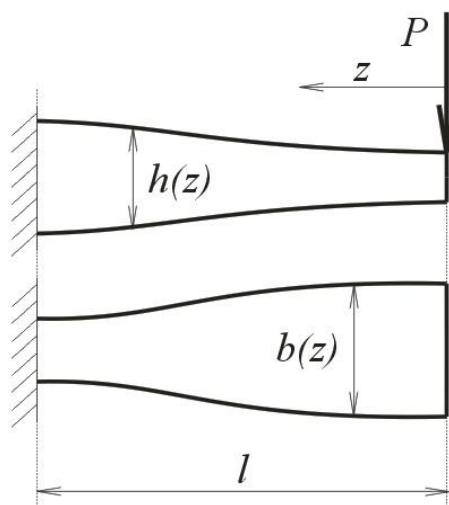


Рис. 1. Расчетная схема однолистовой профилированной рессоры

Очевидно, что оптимальным решением для данного случая будет равнопрочная балка. Зададимся таким законом, определяющим многообразие равнопрочных форм, который в частном случае давал бы и прямоугольную балку, как эталонный вариант для последующего анализа. Наиболее простым решением будут степенные зависимости для высоты и ширины балки вида:

$$b(z) = b_0 \left(\frac{z}{l} \right)^\alpha, h(z) = h_0 \left(\frac{z}{l} \right)^\beta, \quad (2)$$

где b_0 и h_0 – ширина и высота балки в корневом сечении;

α и β – параметры формы балки;

l - длина балки.

Из условия равнопрочности ($\sigma(z) = \sigma_{\max} = const$):

$$\frac{6Pz}{b(z)h^2(z)} = \frac{6Pl}{b_0h_0^2}$$

следует, что

$$\alpha + 2\beta = 1. \quad (3)$$

Принимая один из параметров формы равным нулю, т.е. постоянство ширины или высоты сечений по длине балки, получаем две, наиболее распространенные, балки равного сопротивления изгибу – треугольную и параболическую (рис. 2, а и б). Для КМ перерезывание волокон, которое неизбежно при получении данных профилей, является нежелательным, поэтому введем дополнительное условие – постоянство площади поперечного сечения, подразумевающее неизменное объемное содержание армирующих волокон на всей длине балки: $F(z) = b(z) \cdot h(z) = const$ или

$$\alpha + \beta = 0. \quad (4)$$

Из решения системы уравнений (3)-(4) вытекает еще одна равнопрочная форма:

$$\alpha = -1, \beta = 1 \quad (5)$$

- констэра (от. англ. «constant area» - постоянная площадь, рис. 2, в).

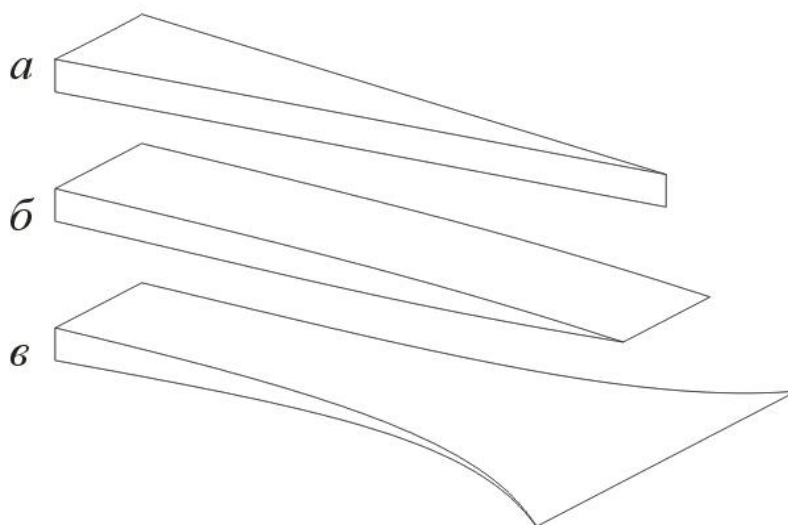


Рис. 2. Равнопрочные формы: а - треугольная, б - параболическая, в - констэра.

Теперь, используя принятый ранее закон изменения формы балки, получим соотношения: 1) для максимального прогиба

$$V = \int_0^l \frac{Pz^2 dz}{EJ} = \int_0^l \frac{12Pz^2 dz}{Eb(z)h^3(z)} = V_0 K_V,$$

где $V_0 = \frac{4Pl^3}{Eb_0h_0^3}$ – прогиб прямоугольной балки с размерами $b_0 \times h_0$ в корневом сечении,

$$K_V = \frac{3}{3 - \alpha - 3\beta} \quad (6)$$

K_V – коэффициент формы по прогибу, равный отношению прогиба профилированной балки к прогибу прямоугольной балки с одинаковыми размерами в корневом сечении; и 2) для массы равнопрочной балки

$$Q = \int_0^l \rho b(z)h(z) dz = \int_0^l \rho b_0 h_0 \left(\frac{z}{l}\right)^{\alpha+\beta} dz = Q_0 K_M,$$

где $Q_0 = \rho b_0 h_0 l$ – масса прямоугольной балки;

$$K_M = \frac{1}{1 + \alpha + \beta} \quad (7)$$

K_M – коэффициент формы по массе, равный отношению массы профилированной балки к массе прямоугольной балки.

Сравнивая различные балки, удовлетворяющие заданным условиям по максимально допустимым напряжениям, можно на начальном этапе проектирования рессоры определиться с наиболее подходящим профилем листов в соответствии с имеющимися приоритетами (снижение веса, улучшение упругих характеристик). В табл. 1 приведены значения полученных коэффициентов для трех рассмотренных выше типов балок. Этих данных вполне достаточно, чтобы отметить следующую закономерность: при одинаковой прочности более податливая рессора будет иметь больший вес. Поиск компромиссного решения в этой ситуации и есть одна из главных задач инженера-конструктора.

Таблица 1 Параметры и коэффициенты формы балок

	Форма балки			
	Прямоугольная	Треугольная	Параболическая	Констэра
α	0	1	0	-1
β	0	0	1/2	1
K_V	1	3/2	2	3
K_M	1	1/2	2/3	1

Дальнейшее изучение равнопрочных балок привело к более удивительной закономерности. В отношении рессор, или любых других упругих элементов, прочность является не единственным определяющим фактором формы и размеров проектируемого изделия. Требуется также обеспечить определенную упругую характеристику конструкции. В связи с чем, необходимо совместно рассматривать условия прочности и жесткости. В таком случае последовательность операций, аналогичная той, что применялась для определения требуемого количества листов (с учетом принятых

зависимостей, определяющих форму балки), приводит к следующему соотношению для массы балки:

$$M = \frac{9\rho P^2 EK_M}{C[\sigma]^2 K_V},$$

где ρ – плотность материала балки.

Полученный коэффициент снижения массы $K = K_M / K_V$ на основании (6) и (7)

можно записать в виде:
$$K = \frac{3 - \alpha - 3\beta}{3(1 + \alpha + \beta)}.$$

С учетом (3) получим, что

$$K = \frac{3 - (1 - 2\beta) - 3\beta}{3(1 + (1 - 2\beta) + \beta)} = \frac{1}{3} = const, \quad (8)$$

т.е. при одинаковых условиях по прочности и жесткости равнопрочная балка в три раза легче прямоугольной. Независимость, в конечном счете, коэффициента K от α и β говорит о том, что последнее утверждение справедливо для равнопрочных балок любой формы. Троекратное снижение веса - это наилучший предельный случай! Большого снижения веса достигнуть нельзя. Можно подтвердить общность этого утверждения и на балках с другими формами сплошного сечения, в том числе и для трехслойных панелей [2].

Все вышесказанное справедливо лишь для «идеальных» балок. В действительности же необходимо учитывать различные механизмы потери несущей способности и влияние крепления. Но, тем не менее, очевидно, что профиль для более легкой рессоры следует искать в классе равнопрочных балок.

Литература

1. Алфутов Н.А. и др. Расчет многослойных пластин и оболочек из композиционных материалов. М.: Машиностроение, 1984. 264 с.
2. Полилов А.Н., Татусь Н.А., Шабалин В.В. Особенности проектирования упругих элементов в виде профилированных композитных балок//Проблемы машиностроения и надежности машин, 2011, № 6, с. 34-41.
3. Полилов А.Н., Татусь Н.А., Плитов И.С. Оценка влияния разориентации волокон на жесткость и прочность профилированных композитных элементов// Проблемы машиностроения и надежности машин, 2013, № 5.
4. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Критерии прочности полимерных волокнистых композитов, описывающие некоторые экспериментально наблюдаемые эффекты// Проблемы машиностроения и автоматизации, 2008, № 3, с. 103-110.
5. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Экспериментальное обоснование критериев прочности волокнистых композитов, проявляющих направленный характер разрушения// "Вестник ПНИПУ. Механика", 2012, № 2, с. 140-166.

**ФАЗОХРОНОМЕТРИЧЕСКАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИНФОРМАЦИОННО-
МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО СОПРОВОЖДЕНИЯ СИНХРОННЫХ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**
*PHASE-CHRONOMETRIC TECHNOLOGY INFORMATION AND
METROLOGICAL SUPPORT SYNCHRONOUS ELECTROMECHANICAL
SYSTEMS*

Е.В. Тумакова – аспирант, **А.С. Комшин** - к.т.н., доцент
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. The paper considers a phase-chronometric information technology-metrological support for the evaluation of the technical condition of the synchronous electromechanical systems on the example of turbine CHP. The paper describes the main elements of technology, assessment of the economic effects of its introduction in the industry.

Для эффективного решения проблем создания и эксплуатации турбоагрегатов ТЭЦ необходимо применение методов и средств диагностики, имеющих единый принцип представления метрологического и информационного сопровождения исследуемого объекта на всех этапах жизненного цикла. Такую возможность обеспечивает фазохронометрический метод, разрабатываемый в МГТУ им. Н.Э. Баумана. [1,2]

В переходных режимах работы, сопровождающих отключения, короткие замыкания, автоматические повторные включения и т.п., механические напряжения в материале валопровода могут превысить допустимые. Одновременно наблюдается тенденция заметного ухудшения электромеханических параметров генераторов. [3,4]

Фазохронометрическое информационно-метрологическое сопровождение работы турбоагрегатов открывает принципиально новые возможности:

- контроль деградации свойств конструкционных материалов и накопления усталости металла валопровода; [5,6]

- обеспечивает переход от системы планово-предупредительных ремонтов к ремонту по фактическому состоянию;

- открывает возможность формирования плана мероприятий по обслуживанию турбоагрегата и его ремонту без останова и вывода из эксплуатации, а также планирования загрузки ремонтных мощностей и заводов-изготовителей комплектующих изделий; [4]

- повышение резерва мощностей. [7]

Полученные результаты испытаний позволяют утверждать, что фазохронометрическое информационно-метрологическое сопровождение работы турбоагрегата обеспечивает диагностику текущего состояния и аварийную защиту турбоагрегата.

Точность, быстроедействие и полнота состава получаемых характеристик функционирования турбоагрегата в сочетании с математическими моделями обеспечивают как контроль развития аварийных ситуаций, так и контроль остаточного ресурса.

Кроме этого, открываются возможности решения текущих повседневных задач эксплуатации теплоэнергетики, таких как:

- предупреждение повреждения роторов паровых турбин;

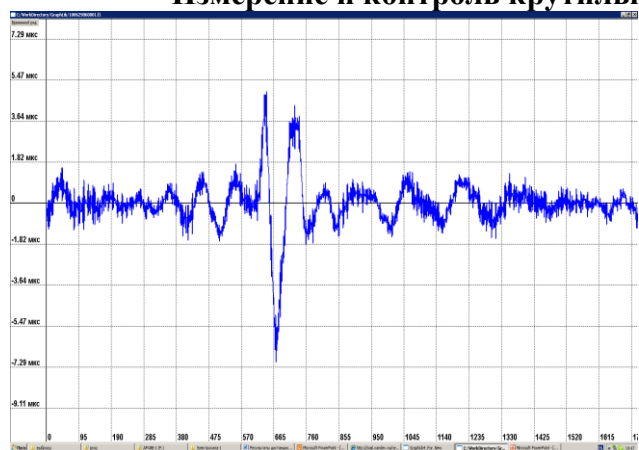
- диагностика трещинообразования в роторах турбин и генераторов в условиях эксплуатации;

- измерение и контроль крутильных колебаний валопроводов с целью регистрации накопленной поврежденности;

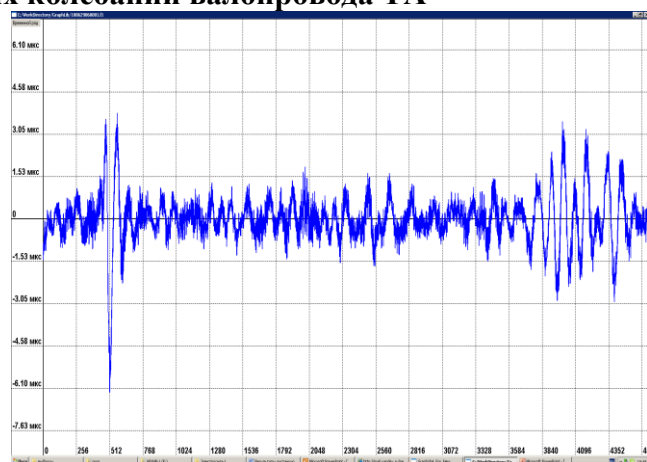
- создание и внедрение стационарных и переносных систем мониторинга крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов и др.

Пример хронограммы вращения турбоагрегата ТЭЦ и спектр собственных частот крутильных колебаний турбоагрегата приведены на рисунках 1, 2.

Измерение и контроль крутильных колебаний валопровода ТА



а)



б)

Рис. 1. Хронограмма вращения турбоагрегата ТВВ-200-2- К-200-130

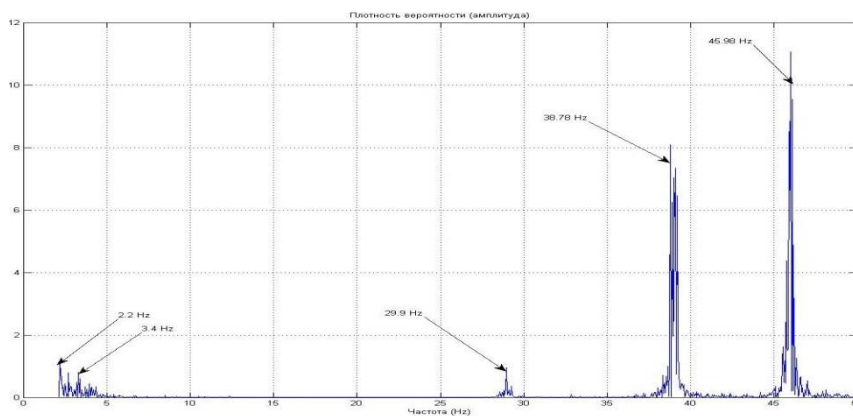
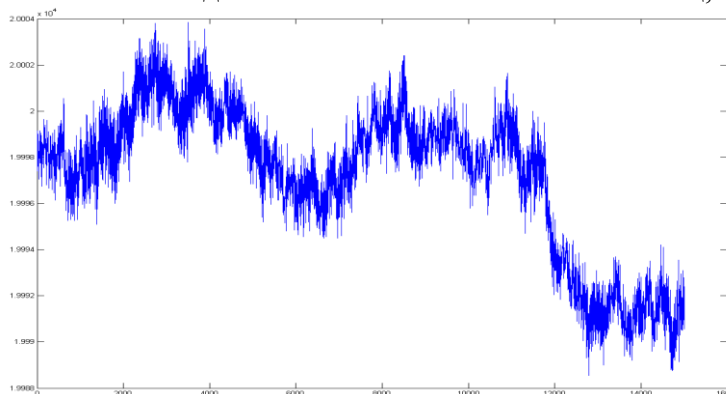
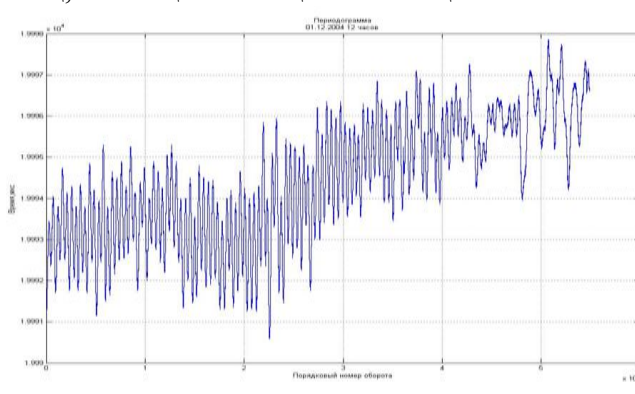


Рис. 2. Спектр собственных частот крутильных колебаний турбоагрегата ТВВ-220-2-К-200-130

Выделяются основные частоты – 2.2 Гц, 3.4 Гц, 28.9 Гц 38.78 Гц и 45.98 Гц.



а)



б)

Рис. 3. Хронограмма вращения турбоагрегата ТВВ-320-2У3-Т-250/300-240-2

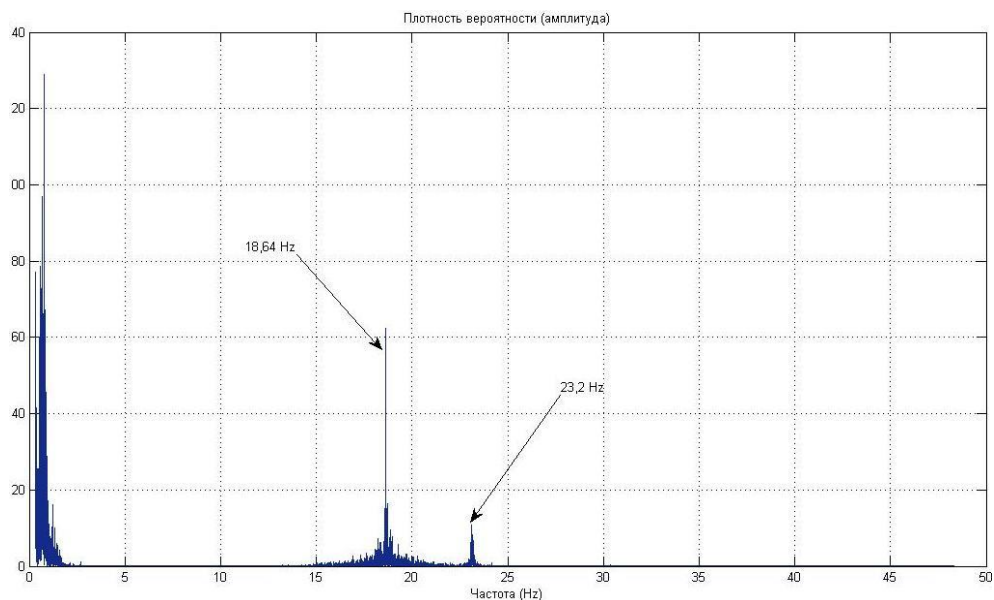


Рис. 4. Спектр, полученный из экспериментальных данных для турбоагрегата ТВВ-320-2УЗ-Т-250/300-240-2, частоты – 18,64 Гц и 23,2 Гц

Контроль деградации свойств конструкционных материалов и накопления усталости металла валопровода

Решением проблемы определения трещин на раннем этапе их развития может стать измерение девиации собственной частоты крутильных колебаний валопровода. При образовании кольцевых трещин происходит неизбежное изменение параметров упругости и вязкости роторов ТА. Изменение во времени жесткости неизбежно приводит к девиации собственной частоты крутильных колебаний валопровода ТА.

Поскольку на практике очень часто приходится рассчитывать системы, состоящие из трех ступеней, то аналогичный расчет произведен для трехмассовой системы [8]:

$$\Delta\omega = \frac{\Delta\delta_{11}(\omega_0^4 - \omega_0^2(\delta_{22} + \delta_{23}) + \delta_{23}(\delta_{12} + \delta_{22})) + \Delta\delta_{12}(\omega_0^4 - \omega_0^2\delta_{23} + \delta_{11}\delta_{23})}{-6\omega_0^5 + 4\omega_0^3(\delta_{12} + \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{23}) - 2\omega_0(\delta_{12}\delta_{23} + \delta_{11}\delta_{23} + \delta_{11}\delta_{22} + \delta_{22}\delta_{23})}$$

где $\Delta\delta_{11} = \frac{\Delta q_1}{J_1}$, $\Delta\delta_{12} = \frac{\Delta q_1}{J_2}$ - изменение относительной жесткости одной из ступеней;

$\delta_{22} = \frac{q_2}{J_2}$, $\delta_{23} = \frac{q_2}{J_3}$ - относительная жесткость ступеней 2 и 3.

Диагностика элементов электромеханических систем в процессе эксплуатации

В процессе эксплуатации одной из ключевых задач является диагностика технического состояния функционирующего объекта. Согласно ГОСТ 20911-89 «Техническая диагностика. Термины и определения» Техническое диагностирование включает в себя:

- оценку технического состояния объекта;
- обнаружение и определение места локализации неисправностей;
- прогнозирование остаточного ресурса объекта;
- мониторинг технического состояния объекта.

Рассмотрим пример обнаружения и определения места локализации неисправности турбоагрегата. На рис. 5 приведена хронограмма вращения дефектного турбоагрегата ТВВ-320-2УЗ-Т-250/300-240-2, в котором в процессе работы (без останова машины) обнаружено искрение щеток щеточного аппарата.

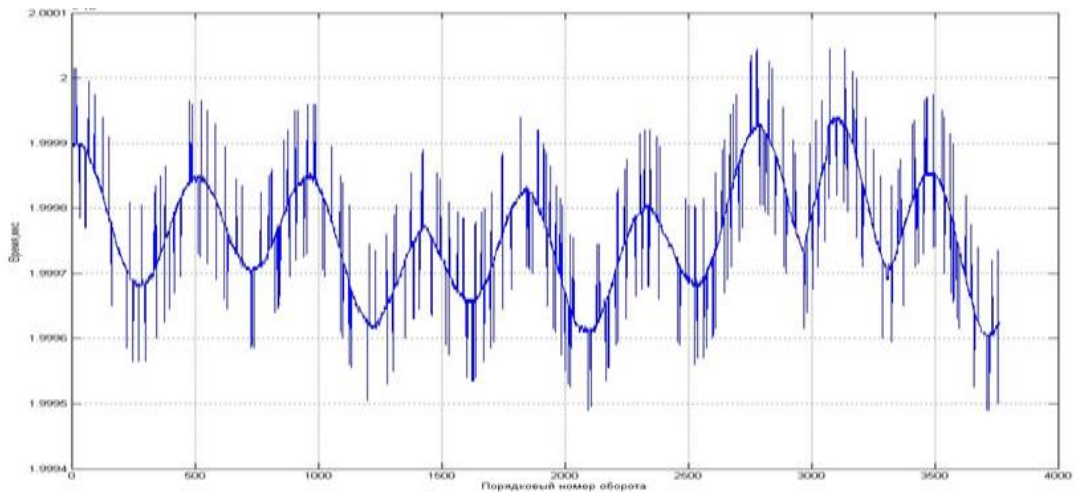


Рис.5.Хронограмма вращения турбоагрегата TBB-320-2УЗ-T-250/300-240-2, отражающая диагностируемый дефект – искрение щеток щеточного аппарата

Данный дефект проявляется следующим образом: наблюдаются периодические всплески повышенной амплитуды на хронограммах вращения турбоагрегата. Причиной неисправности могут быть [9]:

- дебаланс щеток или их неправильная установка;
- слабое прилегание щеток к коллектору;
- плохой контакт в токособирательных кольцах;
- неравномерное расположение главных и добавочных полюсов.

Таким образом, в процессе эксплуатации определяется дефект, локализуется относительно конструкции всего турбоагрегата, определяется причина возникновения данной неисправности, т.е. решаются прямые задачи диагностики: мониторинг технического состояния объекта, оценка технического состояния, прогнозирование остаточного ресурса элементов или турбоагрегата целиком.

Стоит отметить, что систематически возбуждаемые высокоамплитудные всплески в электрических сетях порождают развитие деградиционных процессов как в материале валопровода, так и в элементах конструкции и соединений. Это приводит, в конечном счете, к образованию кольцевых трещин, разрушению крепящих фланцы шпилек – последующим авариям.

Оперативное «гашение» первого же «пика», приходящего из сети возмущения резко меняет всю картину дальнейшего поведения всей ходовой части турбоагрегата.

Экономическая эффективность внедрения фазохронометрических систем в теплоэнергетику

Для оценки величины экономического эффекта и целесообразности внедрения фазохронометрического метода в энергетике были проведены расчеты на основе следующих исходных данных для тепловых электростанций:

* Стоимость установки нового ТА (Т-250-300) на станции – 1500 млн. руб. Это число получено на основе усреднения открытой тендерной информации, так как стандартной стоимости нет, а конкретная стоимость уточняется в зависимости от особенностей станции и условий работы ремонтной организации.

* Срок службы ТА может быть продлен до 50 лет, имеются данные о назначении индивидуального ресурса турбинам на такой срок по решению технических специалистов, хотя имелись случаи работы турбин и более длительные сроки.

* Срок жизни проекта – 50 лет.

* За нормальный уровень затрат проекта (100%) принято значение, получаемое при эксплуатации ТА по нормативу, где срок службы – 25 лет, а межремонтный интервал – 4 года. На протяжении проекта требуется 2 ТА – в начале работы и через 25 лет.

* При продлении срока службы ТА, назначается срок 50 лет – требуется 1 ТА на протяжении проекта.

* Проведение капитального ремонта (КР) оценено в 32 млн. руб.

* Проведение среднего ремонта (СР) оценено в 7 млн. руб.

* Проведение текущего ремонта (ТР) оценено в 4 млн. руб.

Рассчитан экономический эффект от внедрения информационно-метрологической фазохронометрической технологии. В итоге, если эффект от продления ресурса будет достигнут наполовину, то есть в объеме 15 млн. руб. на один агрегат, то результат проекта в прогнозных ценах (дисконтированный по ставке 11%) будет следующий:

* чистый приведенный доход – 970 млн. руб.

* срок окупаемости – 4 года.

Экономические расчеты выполнены совместно с кафедрой ИБМ-3 «Промышленная логистика» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Приведенный результат показывает, что проект имеет хороший запас по величине получаемой экономии при продлении ресурса турбоагрегата.

Также важно учесть возможность тиражирования апробированных решений на других ТЭЦ и получения новых доходов при существенно меньших вложениях.

В масштабах отрасли эффект может быть расширен за счет возможности создания комплексной АСУ генерации, поскольку метод фазохронометрических измерений позволяет выявлять возмущения в энергосистеме и проследивать их распространение и влияние на генерирующие мощности.

Заключение

В сложившейся обстановке применение фазохронометрического подхода способно обеспечить измерительно-вычислительный прогнозирующий мониторинг технического состояния генерирующего и вспомогательного оборудования с целью его аварийной защиты путем своевременного отключения.

Представлены результаты исследований, в рамках НИР по выполнению проектной части государственного задания в сфере научной деятельности Задание №9.1265.2014/К.

Литература

1. Зройчиков [и др.]. Эксплуатация турбины типа Т-250/300-240 без последних ступеней ЦНД Н.А. // Теплоэнергетика. 2005. №6. С. 33 – 38.
2. Киселев М.И. [и др.]. Прецизионное исследование работы турбоагрегата опико-электронными средствами // Теплоэнергетика. 2006. №11. С. 10 – 13.
3. Комшин А.С. Математическое моделирование измерительно-вычислительного контроля электромеханических параметров турбоагрегатов фазохронометрическим методом // Измерительная техника. - 2013. - № 8. — С. 12—15.
4. Бережко И.А., Гостюхин О.С., Комшин А.С. Информационные измерительные фазохронометрические системы для диагностики в области электроэнергетики // Приборы, 2014. № 5. С. 13-17.
5. Комшин А.С. Математическое моделирование процесса измерительного контроля деградации конструкционных материалов// Метрология. 2010. №8. С. 17-22.
6. Чжао Чжи Хао. Измерительный контроль физико-механических параметров конструкционных материалов машин и механизмов. Дисс. канд. техн. наук. М. 2009. 142с.
7. Тумакова Е.В. Исследование влияния внешних факторов на функционирование насосного агрегата. Сборник материалов XI Всероссийского совещания-семинара «Инженерно-физические проблемы новой техники», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 15 - 17 апреля 2014 г., Москва. С. 305-307.
8. Комшин А.С., Медведева О.В. Измерительный контроль деградации свойств конструкционных материалов валопровода // Измерительная техника. 2014. №5. С. 34-38.
9. Гемке Г. Неисправности электрических машин. Л.: Энергия, 1975. 296 с.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОРРЕЛЯЦИИ ЦИФРОВЫХ ИЗОБРАЖЕНИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СКРЫТОГО НА ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ТРУБЫ ДЕФЕКТА¹

*APPLICATION OF DIGITAL IMAGE CORRELATION
FOR ANALYSIS OF LATENT DEFECT ON THE INNER PIPE SURFACE*

С.М. Усов – аспирант, И.Н. Одинцев – к.т.н., А.А. Апальков – к.т.н.
ИМАШ РАН

Abstract. This work considers application of digital image correlation technique for determining depth of the inner surface defect in tubular structure by registering the parameters of its outer surface.

Одним из востребованных на практике приложений оптико-корреляционных методов является дефектоскопия деталей и элементов конструкций [1]. Регистрация полей перемещений на поверхности объектов, имеющих скрытые дефекты, позволяет не только обнаруживать их местоположение по локальным нерегулярностям деформационного отклика на приложенное тестирующее воздействие (статическое или вибрационное нагружение, нагрев), но и в результате выполнения расширенной математической обработки получаемых массивов данных выполнять оценку его геометрических параметров. Последнее особенно важно в плане прогнозирования прочностных свойств объекта в условиях эксплуатации. В настоящей работе такой подход демонстрируется на примере использования КЦИ [2] в качестве метода измерений полей перемещений. Излагается также один из возможных вариантов математической обработки для оценки глубины трещиноподобного дефекта.

Объектом исследования являлась цилиндрическая труба из алюминиевого сплава Д16Т толщиной 1,5 мм с утолщением в основании для механичного закрепления на испытательном стенде (рис. 1). Внутри трубы был создан искусственный дефект в виде несквозного цилиндрического пропила, выполненного дисковой фрезой диаметром 50 мм и толщиной 2 мм. Глубина пропила составила 1,05 мм. На внешней поверхности трубы этот дефект геометрически не проявлялся. Задачей данной работы являлось определение глубины скрытого дефекта по данным оптико-цифровых измерений.

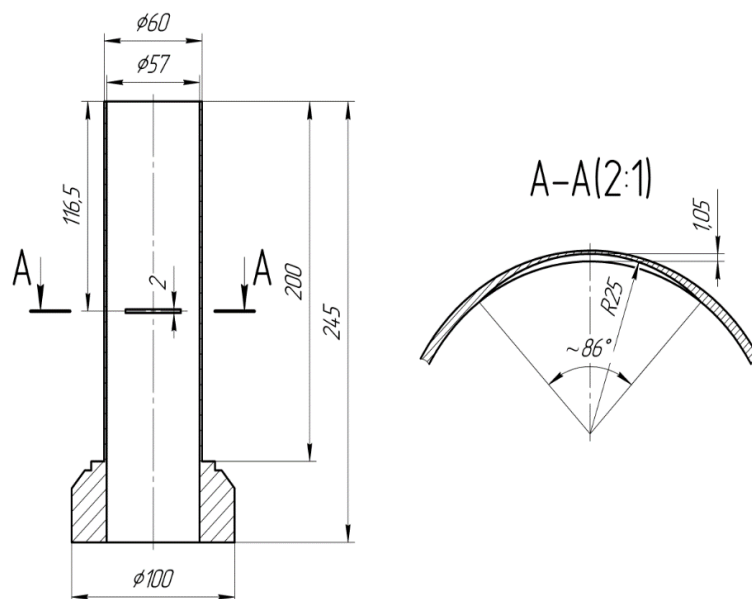


Рис. 1. Геометрические характеристики объекта исследования

¹ Работа выполнена в рамках проекта РНФ № 14-19-00383.

Анализ геометрии и определение размеров конструктивных аномалий, в частности дефектов типа трещин, исходя из данных эксперимента, регистрируемых в ходе активного диагностирования, представляет собой обратную задачу механики деформируемого твердого тела. Для ее решения предлагается комплексное сопоставление экспериментальных данных с результатами численного решения соответствующей прямой модельной задачи, получаемыми при целенаправленной вариации искомых параметров. Все результаты такого численного решения сохраняются в единый массив данных, называемой базой деформационных откликов. Далее происходит сравнение экспериментально полученных данных с содержащимися в базе по некоторому выбранному критерию, который является функцией или алгоритмом, принимающим значения всех точек двух полей и возвращающий количественный параметр, выражающий сходство полей. В данной работе использовался критерий кросс-корреляции.

В ходе эксперимента использовалась оптико-цифровая система Correlated Solutions Vic-3D, реализующая метод КЦИ и состоящая из двух цифровых камер, двух источников света и компьютера со специальным программным обеспечением. Нагружение объекта осуществлялось изгибающим моментом. Изгибающий момент выбран из-за удобства реализации в эксперименте наряду с эффективностью деформирования области наличия дефекта. Момент был создан при помощи алюминиевой рамы длиной $l = 960$ мм, жестко закрепленной на верхнем торце трубы и подвешиваемого на нее груза массой $m = 7$ кг. Рама имела две симметричные точки подвеса. Общая схема эксперимента представлена на рис. 2.

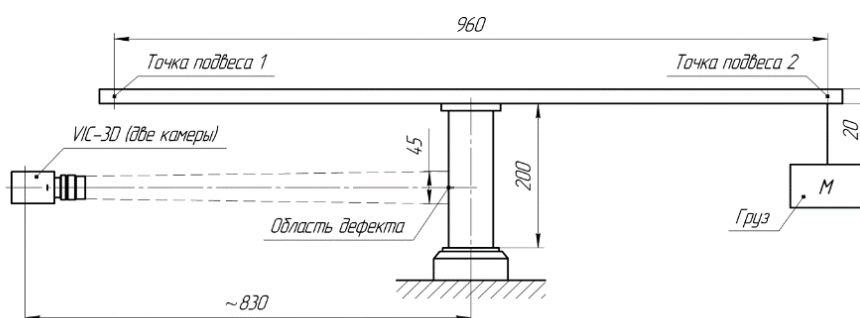


Рис.2. Схема проведения эксперимента

Для создания базы расчетных данных МКЭ в системе ANSYS была создана параметрическая модель дефекта в трубе с несколькими изменяемыми параметрами.

Сопоставление экспериментальных и расчетных данных подразумевает приведение всех полученных данных к единому качественному виду. В данной работе сравниваемые поля перемещений и деформаций были получены из двух источников: из МКЭ-моделирования в пакете ANSYS и из эксперимента с помощью КЦИ системы Vic-3D. Помимо решения проблемы конвертирования в единый компьютерный формат численных данных, полученных из этих программных продуктов, требовалось перевести данные, полученные из Vic-3D, из экспериментальной системы координат, в расчетную. Другой проблемой являлось приведение экспериментальных и расчетных данных к единой координатной сетке. Данная проблема была решена введением новой регулярной сетки, точки которой находятся внутри области перекрытия сеток расчетных и экспериментальных данных.

Ввиду того, что дефект в данной работе являлся скрытым, то в условиях эксперимента положение дефекта на объекте исследования заведомо точно неизвестно. В общем случае положение дефекта разориентировано с направлением приложения изгибающего момента на некоторый угол α (рис. 3). Изменение этого угла качественно меняет картины полей перемещений и деформаций в зоне дефекта. На экспериментальном

стенде эта разориентировка присутствовала и для корректности сравнения экспериментальных данных с расчётными она была введена в задачу как второй искомый параметр дефекта.

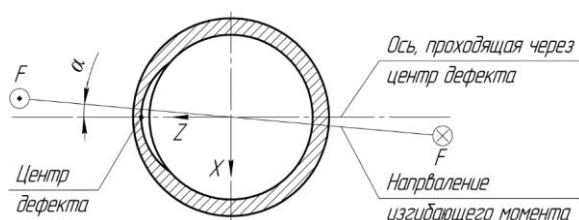


Рис.3. Схема разориентации положения дефекта и направления изгибающего момента

Анализ параметров дефекта проводился при помощи специальных программных модулей, разработанных в пакете Matlab. На данном этапе исследований было получено, что из всех рассматриваемых характеристик деформированного состояния наилучший результат (по достигаемой точности оценки геометрических параметров дефекта) в данном эксперименте обеспечивает регистрируемая компонента перемещений v (перемещения вдоль оси трубы, рис. 4). В результате расчетов были получены следующие оценки искомых параметров (с указанием погрешностей, полученных сопоставлением с реальными величинами в тестовом объекте):

- оценка глубины дефекта: $d = 1,14$ мм (погрешность 8%);
- оценка угловой ориентации: $\alpha = 4,44^\circ$ (погрешность 11%).

Достаточно высокая точность полученных оценок позволяет считать рассмотренный подход работоспособным. Детальное обоснование его эффективности может опираться на более широкий круг тестовых экспериментов с привлечением объектов различной геометрии.

Работа выполнена в рамках проекта РФФ № 14-19-00383.

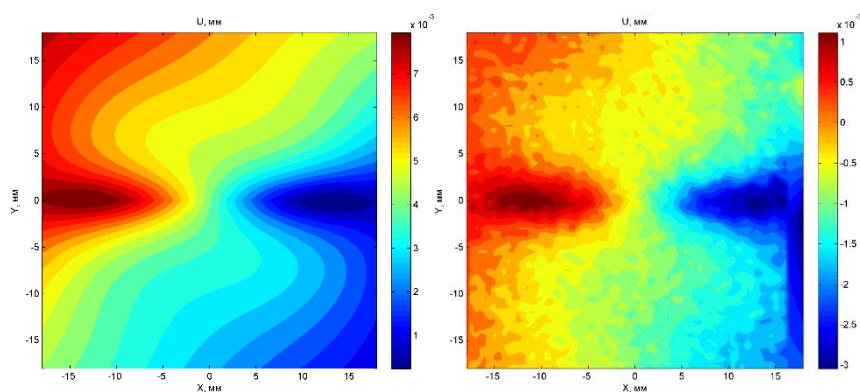


Рис.4. Сравнение моделированного поля перемещений (слева) с экспериментальными данными (справа)

Литература

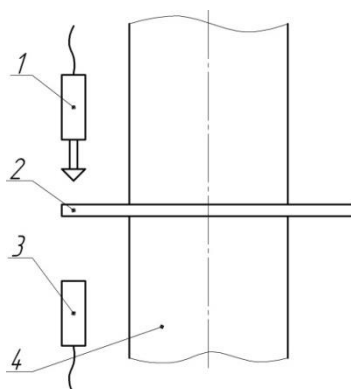
1. Усов С.М., Одинцев И.Н. Применение метода корреляции цифровых изображений для исследования процесса деформирования и разрушения материалов и элементов конструкций / Труды Международной конференции «Живучесть и конструкционное материаловедение», Москва, 22-24 октября 2012, М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2012. Т.1. С.304-313.
2. Sutton M.A., Orteu J., Schreier H.W. Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications. Springer, 2009. 321 p.

**ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТИ УСТАНОВКИ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО
ДИСКА НА ТОЧНОСТЬ ФАЗОХРОНОМЕТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С
ОПТИЧЕСКИМ ПЕРВИЧНЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ**
*THE INFLUENCE OF MEASURING DISK INSTALLATION ERROR ON THE
ACCURACY OF A PHASE-CHRONOMETRIC SYSTEM WITH OPTICAL
PRIMARY CONVERTER*

Б.И.Хасанов – аспирант
МГТУ им. Н.Э.Баумана

Abstract. One of the promising methods of diagnosis cyclic mechanisms is a phase-chronometric method representing the measuring and computing complex having the ability to diagnose technical condition of many objects, for example, hydraulic units. In this work we considered errors encountered during installation of the measuring disk, a phase-chronometric system with optical primary Converter: deviation from eccentricity and skew measuring disc, which is systematic. The results can be used to adjust the measurement information obtained from a phase-chronometric system.

Фазохронометрическая система представляет собой измерительно-вычислительный комплекс, позволяющий определять амплитуду и фазу угла качания вала какой-либо машины во времени и делать на основе полученной информации выводы о работе машины – оценивать текущее техническое состояние. Измеряемая физическая величина – интервалы времени долей оборота вала, регистрируемые между моментами прохождения фаз рабочего цикла. Привязка к фазе осуществляется при помощи диска с пазами, устанавливаемого на вал (в дальнейшем *измерительный диск*).



*Рис.1. Схема фазохронометрической системы с оптическим первичным преобразователем.
1 – излучатель света, 2 – измерительный диск, 3 – приемник света, 4 – вал исследуемой машины*

Одним из вариантов реализации [1,2] этой системы является использование оптического первичного преобразователя (рис.1). Излучатель 1 и приемник 3 света устанавливаются на неподвижные части машины, а измерительный диск 2 устанавливается на вал 4. Одну из кромок паза, которая расположена на прямой, проходящей через центр диска, будем называть *измерительным фронтом*, а вторую параллельную ей – *формирующим фронтом* (рис.2). Вал с диском вращаются и диск модулирует световой поток, таким образом определяется значение интервала времени между соседними фазами.

Целью данной работы является оценка влияния погрешности установки измерительного диска на точность фазохронометрической системы с оптическим первичным преобразователем. Эти погрешности являются систематическими. При наличии сведений о величине и направлении эксцентриситета и угла перекоса имеется возможность их устранения путем обработки результатов измерения.

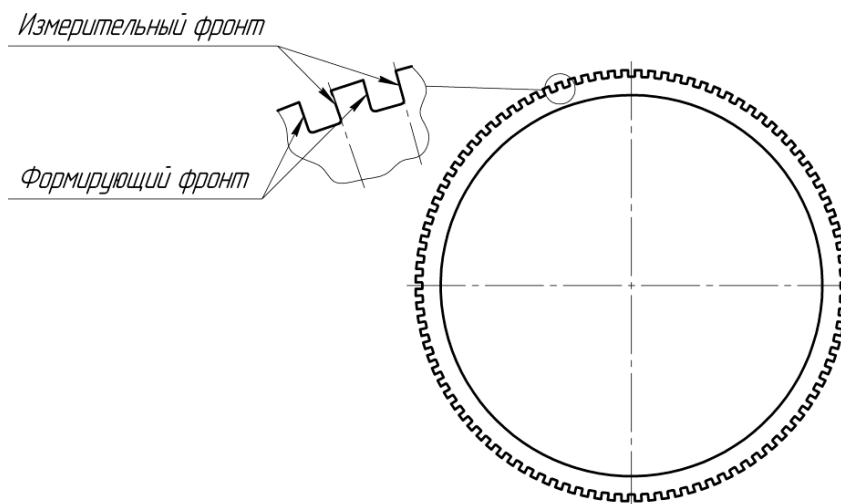


Рис.2. Измерительный диск

Погрешность от эксцентриситета измерительного диска

Изменение интервалов времени, полученных дисками, вращающихся без эксцентриситета и с ним, связано с тем, что световое пятно будет проходить через точки измерительного фронта паза диска, расположенные на разном расстоянии относительно оси диска. При эксцентриситете световое пятно будет также описывать относительно диска окружность, как и в случае без эксцентриситета. В данных расчетах будем считать световое пятно точкой.

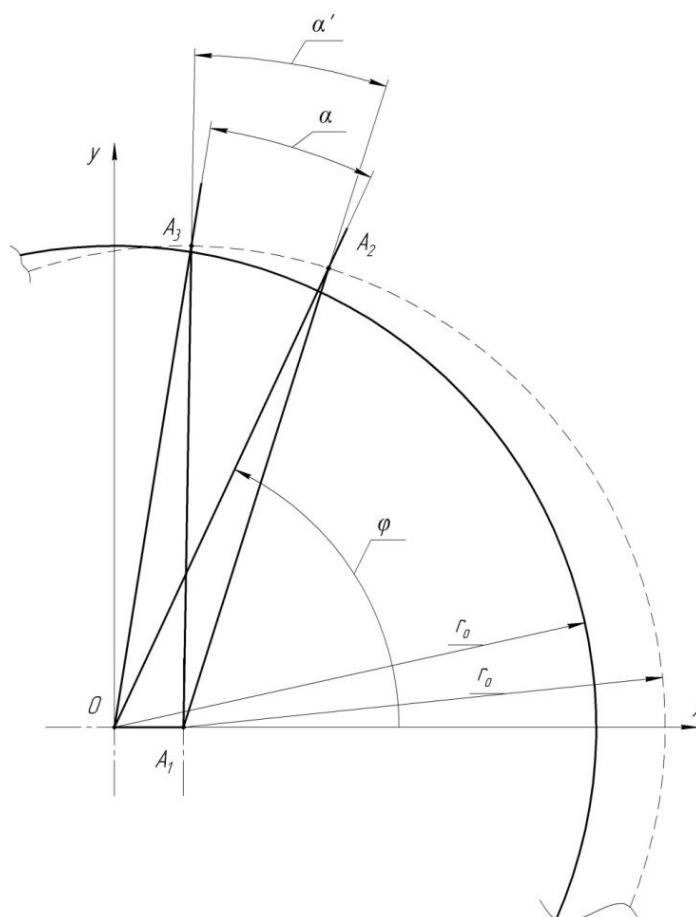


Рис.3. Схема определения погрешности измерения интервалов времени от эксцентриситета диска

Пусть z – число пазов диска, ось x направлена в сторону эксцентриситета e (рис.3), начало координат O поместим в центр диска, ось вращения будет проходить через точку A_1 , траектория пятна относительно диска – окружность (при вращении без эксцентриситета обозначена сплошной линией, с эксцентриситетом – пунктирной линией). Угол φ – угол между осью x и прямой, проходящей через измерительный фронт

паза, положительным направлением угла считаем направление против движения часовой стрелки. Описывать прямые будем в виде $y = tg \varphi \cdot x$. Точки A_2 и A_3 – точки новых пересечений с фронтами, r_0 – расстояние от оси вращения до светового пятна. После ряда математических преобразований косинус угла между измерительными фронтами пазов при эксцентриситете найдется из следующей формулы:

$$\begin{aligned} \cos \alpha' = \frac{A_1 A_2 \cdot A_1 A_3}{r_0^2} = & \left(\left(\sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin \varphi)^2} \cos \varphi - e \cdot \sin^2 \varphi \right) \left(\sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin(\varphi + \alpha))^2} \times \right. \right. \\ & \times \cos(\varphi + \alpha) - e \cdot \sin^2(\varphi + \alpha) \left. \right) + \left(e \cdot \sin(2 \cdot \varphi) / 2 + \sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin \varphi)^2} \sin \varphi \right) \times \\ & \times \left(e \cdot \sin(2 \cdot (\varphi + \alpha)) / 2 + \sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin(\varphi + \alpha))^2} \sin(\varphi + \alpha) \right) / r_0^2 \end{aligned}$$

Погрешность от эксцентриситета равна:

$$\Delta t = t' - t = \frac{\alpha' - \alpha}{\omega},$$

где ω – средняя угловая частота вращения вала.

Аркосинус принимает значения $[0; \pi]$, так как число пазов достаточно большое, а эксцентриситет достаточно мал, считаем, что угол α' будет находиться в этом интервале.

$$\begin{aligned} \Delta t = & \left(\arccos \left(\left(\sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin \varphi)^2} \cos \varphi - e \cdot \sin^2 \varphi \right) \left(\sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin(\varphi + \alpha))^2} \times \right. \right. \right. \\ & \times \cos(\varphi + \alpha) - e \cdot \sin^2(\varphi + \alpha) \left. \right) + \left(e \cdot \sin(2 \cdot \varphi) / 2 + \sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin \varphi)^2} \sin \varphi \right) \times \\ & \left. \times \left(e \cdot \sin(2 \cdot (\varphi + \alpha)) / 2 + \sqrt{r_0^2 - (e \cdot \sin(\varphi + \alpha))^2} \sin(\varphi + \alpha) \right) / r_0^2 - \frac{2\pi}{z} \right) / \omega \end{aligned}$$

Погрешность от перекоса оси диска относительно оси вращения

Изменение интервалов времени, полученных дисками, вращающихся без перекоса и с ним, связано с тем, что прямые проходящие через измерительные фронты будут смещены относительно исходного положения, вследствие чего и свет будет модулироваться диском на разных высотах. Сплошной линией показана траектория светового пятна при установке без перекоса, а пунктиром – проекция данной окружности после поворота диска относительно оси Ox (рис.4). Диск изготавливается с пренебрежительно малой толщиной измерительных фронтов, поэтому можно считать, что кромки измерительного фронта не будут перекрывать друг друга.

Пусть z – число пазов диска, r_0 – расстояние от оси вращения до светового пятна, угол α – угол между измерительными фронтами диска, угол β – угол поворота оси диска относительно оси вращения. Всюду далее считаем, что $\beta < \frac{\pi}{2}$.

Систему координат свяжем следующим образом, начало координат O поместим в центр диска. Ось x направим в направлении оси поворота, ось y направим в направлении перпендикулярном оси поворота по плоскости основания диска без перекоса, ось z по оси диска. Тогда угол φ – угол между осью x и прямой, проходящей через измерительный фронт паза, положительным направлением угла считаем направление против движения часовой стрелки. Описывать прямые будем в виде $y = tg \varphi \cdot x$. После ряда математических преобразований косинус угла между измерительными фронтами пазов при эксцентриситете найдется из следующей формулы:

$$\begin{aligned} \cos(\alpha') &= \frac{\overline{OA_1} \cdot \overline{OA_2}}{r_0^2} = \\ &= \frac{\cos \varphi \cdot \cos(\varphi + \alpha) + \sin \varphi \cdot \sin(\varphi + \alpha) \cdot \cos^2 \beta}{\sqrt{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \beta} \sqrt{\cos^2(\varphi + \alpha) + \sin^2(\varphi + \alpha) \cdot \cos^2 \beta}} = \\ &= \frac{\cos \varphi \cdot \cos(\varphi + \alpha) \cdot \sin^2 \beta + \cos \alpha \cdot \cos^2 \beta}{\sqrt{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \beta} \cdot \sqrt{\cos^2(\varphi + \alpha) + \sin^2(\varphi + \alpha) \cdot \cos^2 \beta}} \end{aligned}$$

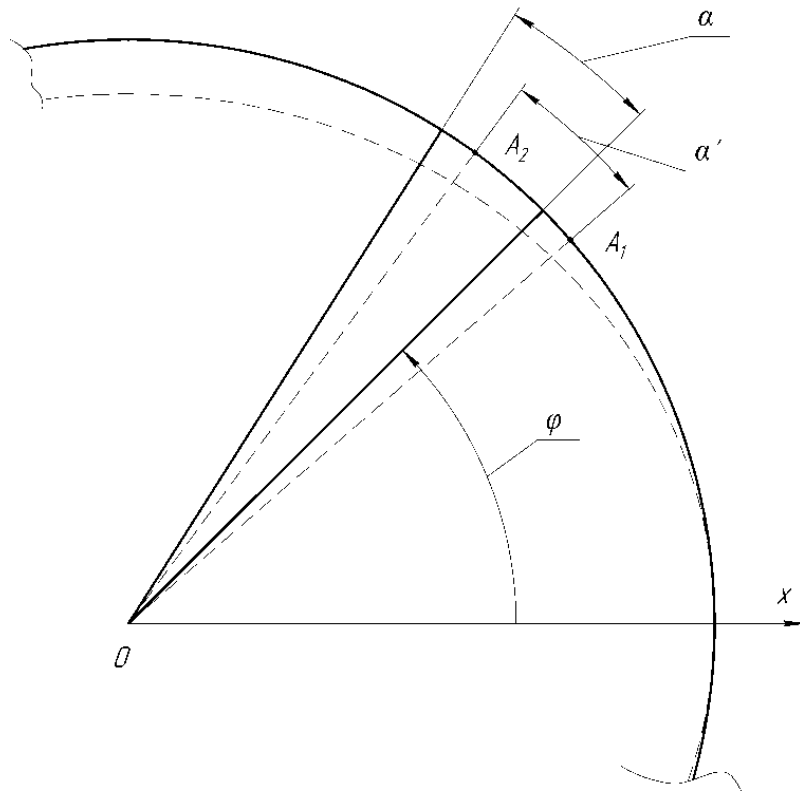


Рис.4. Схема определения погрешности измерения интервалов времени от перекоса диска
Погрешность от смещения прямых равна:

$$\Delta t = t' - t = \frac{\alpha' - \alpha}{\omega},$$

где ω – средняя угловая частота вращения вала.

Аркосинус принимает значения $[0; \pi]$. Так как число пазов достаточно большое, а угол поворота достаточно мал, считаем, что угол α' будет находиться в этом интервале.

$$\Delta t = \left(\arccos \left(\frac{\cos \varphi \cdot \cos(\varphi + \alpha) \cdot \sin^2 \beta + \cos \alpha \cdot \cos^2 \beta}{\sqrt{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \beta} \cdot \sqrt{\cos^2(\varphi + \alpha) + \sin^2(\varphi + \alpha) \cdot \cos^2 \beta}} \right) - \frac{2\pi}{z} \right) / \omega$$

Погрешность от неравномерного модулирования равна:

$$\Delta t = t' - t = \frac{z'_{A_2} - z'_{A_1}}{c},$$

где c – скорость света.

$$\Delta t = \left(\frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\sqrt{\cos^2(\varphi + \alpha) + \sin^2(\varphi + \alpha) \cdot \cos^2 \beta}} - \frac{\sin \varphi}{\sqrt{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \beta}} \right) \cdot \frac{r_0 \cdot \sin \beta}{c}$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Уменьшению погрешности от эксцентриситета соответствует: уменьшение эксцентриситета, увеличение расстояния от оси вращения до светового пятна, увеличение количества пазов.

Уменьшению погрешности от перекоса диска соответствует: уменьшение угла перекоса, увеличение количества пазов. При этом погрешность от смещения прямых не зависит от расстояния от оси вращения до светового пятна, а погрешность от неравномерного модулирования прямо пропорционально ему.

При наличии в фазохронометрической системе датчиков пространственного положения вала, можно путем математической обработки полностью устранить данные систематические погрешности.

Работа была проведена с целью увеличить точность измерения фазохронометрическим методом, и как следствие, повысить достоверность оценки текущего технического состояния.

Литература

1. Киселев М. И., Пронякин В. И. Способ экспериментального определения амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик качаний ротора синхронного генератора в рабочем режиме. Патент РФ на изобретение № 2233455 с приоритетом от 15 марта 2002г. Оpubл. 27.07.2004, Бюлл. №21.
2. Киселёв М.И., Козлов А.П., Пронякин В.И. и др. Измерение периода вращения валопровода турбоагрегата фотоэлектрическим методом. // Измерительная техника, -1996. -№ 12. -С. 28-29.

**ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ (НДС) ЭЛЕМЕНТА
РЕАКТОРА ГИДРОКРЕКИНГА**
*A PRELIMINARY CALCULATION OF THE STRESS-STRAIN STATE (VAT)
ELEMENT HYDROCRACKING REACTOR*
Е.Ю.Цыпора-магистр, Е.А.Матвеев-к.ф.-м.н.
Университет машиностроения

Abstract. This work was carried out a preliminary calculation of the stress-strain state of the hot cell of the hydrocracking reactor. During solution was obtained two estimates of strength. The results obtained allowed to make a preliminary assessment of the static strength of the considered structural member. Next was a similar calculation for the evaluation of fatigue strength. Thus, in the present work were obtained stress-strain state of the considered structural member in the elastic-plastic formulation.

В современной нефтепереработке все более широкое применение находит процесс гидрокрекинга - каталитический процесс переработки нефтяных дистиллятов и остатков при умеренных температурах и повышенных давлениях водорода на полифункциональных катализаторах. Гидрокрекинг позволяет получать с высокими выходами широкий ассортимент высококачественных нефтепродуктов практически из любого нефтяного сырья путем подбора соответствующих катализаторов и технологических условий, является одним из экономически эффективных, гибких и наиболее углубляющих нефтепереработку процессов.

Из-за жестких условий протекания процесса определяют ряд конструктивных особенностей реактора гидрокрекинга. Для минимизации температурных напряжений в месте приварки опорной обечайки к нижнему днищу аппарата следует предусмотреть наличие горячей камеры. При этом необходимо провести тепловой и механический анализ данной области с целью определения конечных размеров, так называемой, горячей камеры.

В данной работе в качестве исследуемого объекта будет рассматриваться, реактор гидрокрекинга вакуумного Газойля.

Данный аппарат (рис.1.) представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд, предназначенный для работы под давлением при умеренной температуре. Газосырьевая смесь поступает в реактор через верхний штуцер, распределяется над слоем катализатора и движется последовательно через несколько секций. Продукты реакции выводятся через нижний штуцер.

Для обеспечения промежуточного охлаждения неподвижного слоя катализатора внутреннее пространство реактора разбито на несколько реакционных зон, в каждой из которых предусмотрено контактно-распределительное устройство для обеспечения контакта парогазовой и жидкой фаз и их равномерного распределения по поперечному сечению аппарата над слоем катализатора. Контактно-распределительное устройство состоит из двух тарелок: сливной и распределительной, на которых равномерно по сечению установлены патрубки.

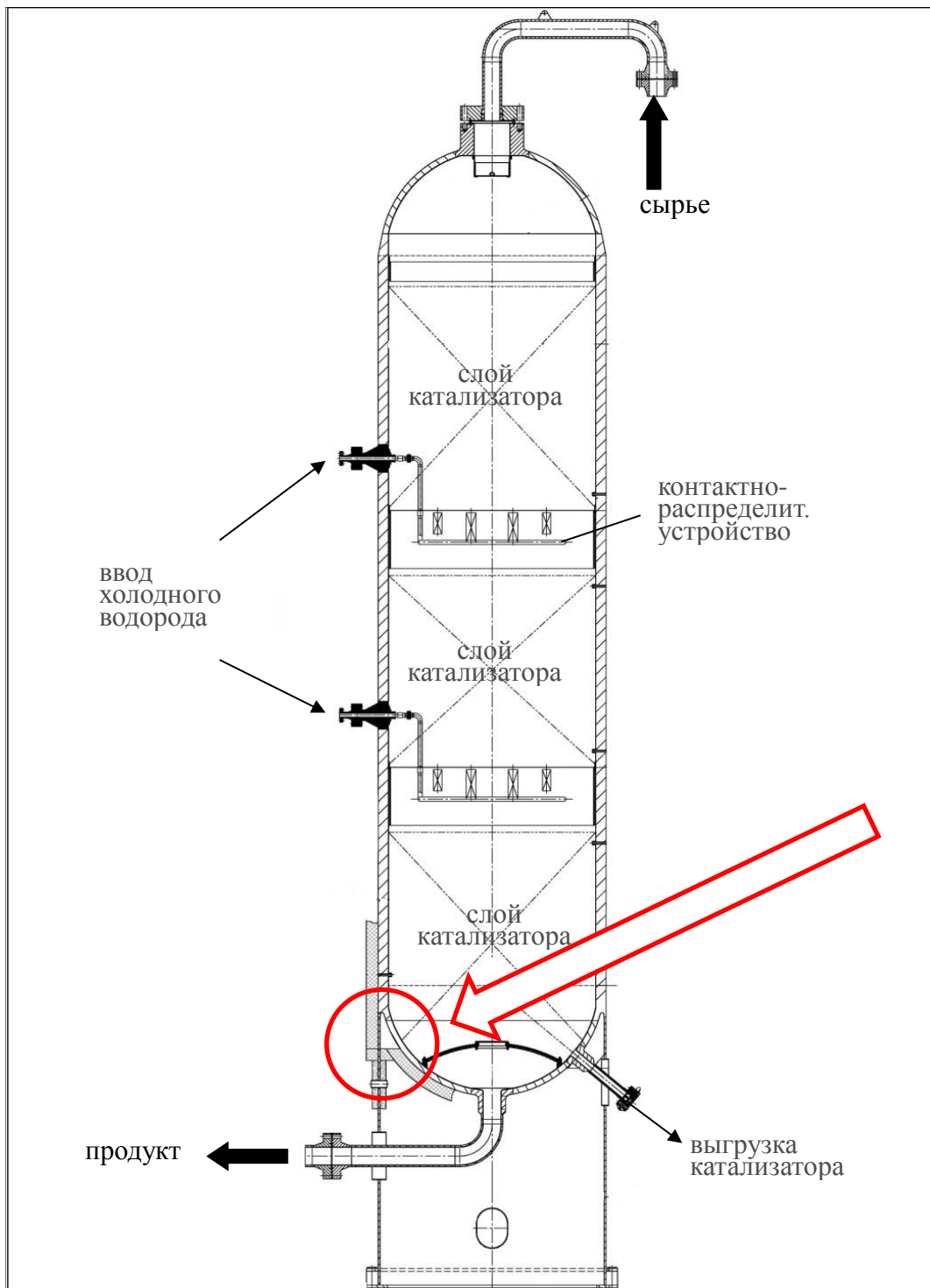


Рис.1. Общий вид реактора гидрокрекинга

Условия работы	Исполнение реактора
Температура: 330-550°C	Диаметр: 4700 мм.
Давление: 18 МПа	Толщина стенки: 250 мм.В
Среда: сырье + ВСГ	Высота: до 45м.
	Масса: до 1500т.Δ

Касательно аппаратного оформления установок гидрокрекинга, одной из актуальных в настоящее время проблем, стоящих перед проектными организациями, является необходимость разработки дополнительной методики теплового и механического анализа реакторов гидрокрекинга в зоне сопряжения нижнего днища аппарата с опорным узлом. Именно в этой области формируется горячая камера, служащая для обеспечения более плавного снижения температуры по высоте опорной обечайки и, как следствие, минимизации температурных напряжений в месте стыка днища и опоры.

Расчет выполнялся методом конечных элементов в перемещениях, реализованного в специализированном конечном-элементном пакете Nastran. Для дискретизации модели использовались объемные гексагональные конечные элементы первого порядка аппроксимации, имеющие 8 узлов, по шесть степеней свободы в каждом. Конструкцию для предварительного расчета НДС можно рассматривать как осесимметричную, поэтому при создании модели рассматривался сектор (10°).

Общий вид конечно-элементной модели с граничными условиями представлен на рис.2. Использовалась цилиндрическая система координат. В качестве граничных условий принято следующее:

- Условие осевой симметрии моделировалось запретом линейных перемещений в окружном направлении (координата θ)
- Запрет линейных осевых перемещений (в направлении Z цилиндрической системы координат) верхней (соединение с верхней частью) и нижних (где крепиться к системе штуцеров-снизу).
- Жёсткая заделка (запрет всех перемещений) в месте крепления конструкции к основанию («полу»).

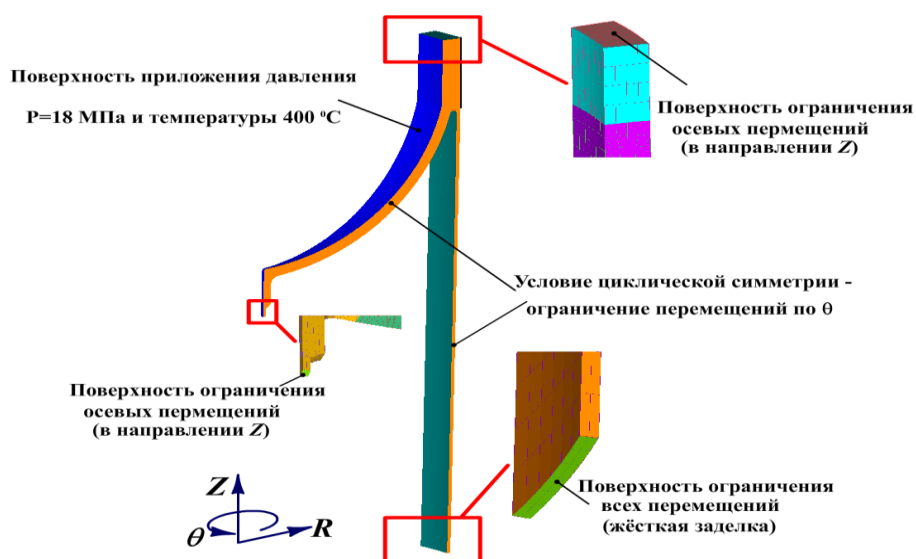


Рис.2.КЭ модель и граничные условия.

В качестве нагрузок рассматривалось действие температурной нагрузки 400°C , приложенной к внутренней поверхности реактора. Температура окружающей среды принята равной 20°C . К этой же поверхности приложено давление $P=18$ МПа.

Материал модели – сталь 09Г2С, модуль упругости при $t=200^\circ\text{C}$ $2.1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона 0,3, плотность 7850 кг/мм³. Зависимость модуля упругости от температуры показано на рис.3.

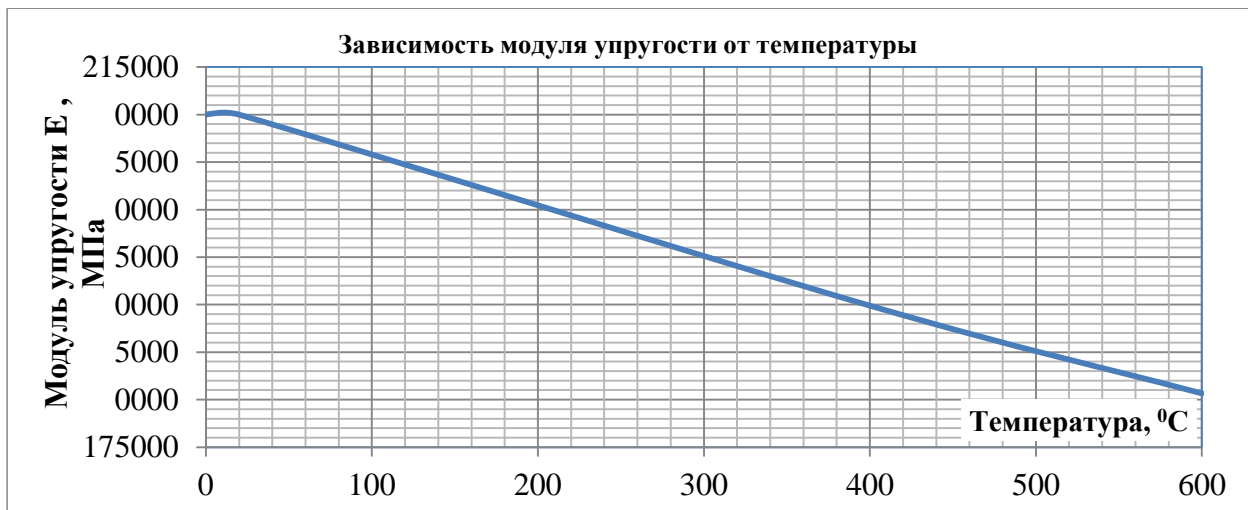


Рис.3. Зависимость модуля упругости от температуры для стали 09Г2С

На рис. 4 представлены экспериментальные кривые деформирования, полученные при температурах 20, 400 и 500 °С.

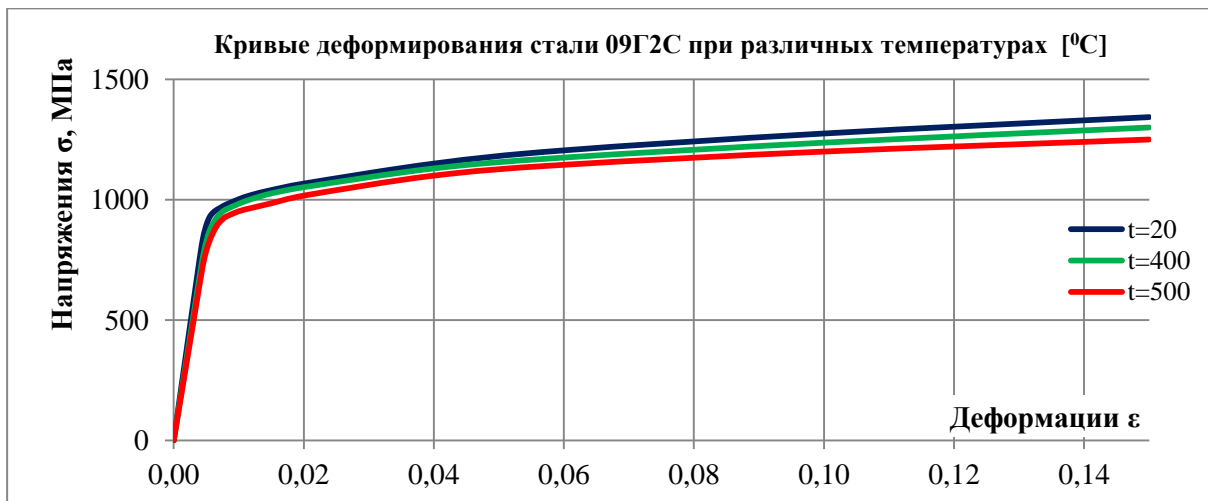


Рис.4. Кривые деформирования стали 09Г2С при различных температурах (°C).

Таким образом, рассматриваемый элемент конструкции находится под действием двух нагрузочных факторов - температурное воздействие и давление. Поэтому решение строилось в два этапа – получение температурного распределения и получение НДС при воздействии давления.

Полученное при расчёте распределение температур показано на (рис. 5). При этом принимались следующие константы: коэффициент линейного температурного расширения $\alpha=1.17 \cdot 10^{-5}$, теплопроводность 0.386 Вт/мм·С, теплоёмкость 0.3831 КДж/кг·К.

Далее к модели с уже полученным распределением температур к указанной поверхности прикладывалось давление $P=18$ МПа. Результаты расчета в виде распределения перемещений, деформации и напряжений показано на (рис.5). Перемещения $\delta=1.7$ мм, деформации $\epsilon=1.5 \cdot 10^{-3}$, напряжения (эквивалентные напряжения по Мизесу) $\sigma=343$ МПа. (Перемещения и деформации-суммарные).

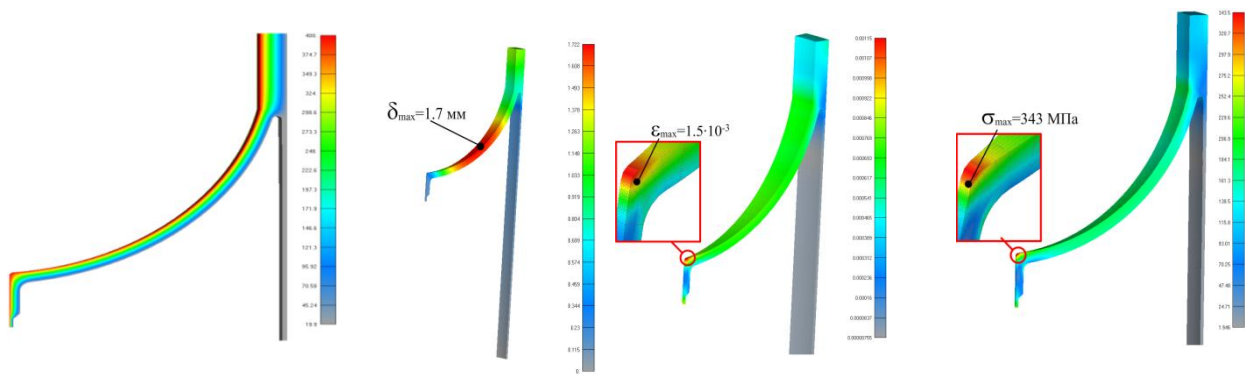


Рис.5. Распределение температуры, суммарных перемещений, деформаций и эквивалентных напряжений (по Мизесу, МПа) перемещений при упругом расчёте.

Полученные результаты позволяют произвести предварительную оценку статической прочности рассматриваемого элемента конструкции. Предел прочности для данного материала составляет 490°C , таким образом, запас статической прочности рассматриваемого элемента составляет $k=490/343=1.43$.

Для оценки усталостной прочности следует произвести аналогичный расчёт с заданием упруго-пластичных свойств материала, т.е. учесть возможность появления пластического деформирования рассматриваемых элементов конструкции. Для этого в модели были заданы упруго-пластичные свойства материала, а полученные результаты расчёта в виде распределения напряжений, перемещений и деформаций (рис.6). Такой расчёт позволяет получить более физичную картину напряжённо-деформированного состояния объекта.

Перемещения $\delta=0.17$ мм, деформации $\epsilon=1.15 \cdot 10^{-4}$, напряжения (эквивалентные напряжения по Мизесу) $\sigma=35$ МПа. (перемещения и деформации суммарные).

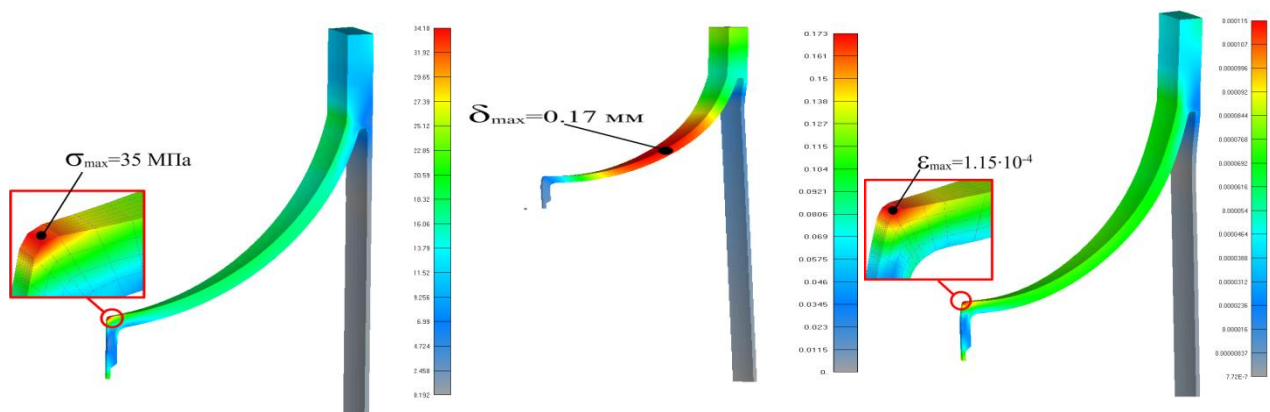


Рис.6. Распределение эквивалентных напряжений (по Мизесу, МПа), суммарных перемещений и деформаций.

Таким образом, в настоящей работе получено НДС состояния рассматриваемых элементов конструкции в упруго-пластической (физически нелинейной) постановки.

**РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВТОРИЧНЫХ ПОТОКОВ В РАМКАХ
МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОГО АНАЛИЗА НДС ДЕТАЛЕЙ ГТД
SECONDARY AIR SYSTEM WITHIN MULTIDISCIPLINE STRESS ANALYSIS OF
GAS-TURBINE ENGINE PARTS**

Г.Г. Юрченко^{1,2} – м.н.с., А.В. Селиванов¹ – начальник сектора

¹Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова

²Московский физико-технический институт (ГУ)

Abstract. Up-to-date concept of turbomachine parts design based on usage of multidiscipline models. One of the significant factor under stress state calculation is convective heat transfer in a secondary air system. There is considered one- and two-dimensional models of flow and iteration interaction organization between multidiscipline models.

Для создания конкурентоспособного двигателя необходимо применение не только передовых технологий и материалов, но и качественное расчетное сопровождение всего процесса проектирования. Современный уровень развития программного обеспечения позволяет исследовать статику и динамику деталей и узлов двигателя на основе решения связанных задач газовой динамики, теплообмена и прочности. Подобные многодисциплинарные модели успешно используются компаниями Rolls-Royce, Pratt&Whitney, CFMI для расчетов и оптимизации конструкции, что позволяет сократить время и стоимость разработки нового двигателя [1, 2]. Важным аспектом является правильный выбор уровня детализации математических моделей, используемых в многодисциплинарном комплексе. Это позволяет обеспечить баланс между быстродействием модели и точностью получаемых результатов.

При расчете термо-напряженного состояния деталей газогенератора необходимо учитывать переменные параметры течения газа в тракте охлаждения (вентиляционном тракте). Для этого создается единая многодисциплинарная модель, обеспечивающая итерационное взаимодействие между различными подпрограммами (газодинамика-тепло-НДС) и обмен пакетами данных, которые используются в качестве граничных условий.

В работе рассмотрены вопросы построения, расчета и верификации одномерной газодинамической модели эквивалентной гидравлической сети тракта охлаждения.

Идея построения эквивалентной гидравлической сети не нова. В работе [3] подробно описаны принципы построения и расчета таких сетей. Область течения разбивается на последовательность типовых аппроксимирующих элементов: кольцевой канал, радиальный канал, радиальная полость, аппарат закрутки, лабиринтное уплотнение, типовое сопротивление. Таким образом, гидравлическая сеть представляется в виде взвешенного графа, вес ветвей которого соответствуют величине потери полного давления на ветви. Для каждой ветви справедливо уравнение, выражающее падение полного давления:

$$P_i^* - P_j^* = C_{i-j} G_{i-j}^2 + \Delta P^*, \quad (1)$$

где P_i^*, P_j^* – полные давления на концах ветви; $C_{i-j} = \xi_{i-j} / (2\rho_{cp} F_{cp}^2)$; ξ_{i-j} – коэффициент гидравлического сопротивления; ΔP^* – слагаемое, компенсирующее падение полного давления от центробежных сил и подвода тепла; ρ_{cp} , F_{cp} и G_{i-j} – средняя плотность, средняя площадь канала и расход на ветви $i-j$, соответственно.

Для нахождения неизвестных расходов и давлений в узлах записывается система уравнений на основе первого и второго законов Кирхгофа (сумма расходов в узле равна нулю; сумма падений полного давления при обходе замкнутого контура равна нулю), а также уравнения связи (1).

Первая итерация расчета графа проводится с оценочными значениями множителя C_{i-j} . Однако коэффициент гидравлического сопротивления ξ_{i-j} является функцией числа

Рейнольдса, которое, в свою очередь, зависит от плотности, скорости и температуры газа. Следовательно, необходимо уточнение параметров течения газа для каждой ветви.

Для решения этой задачи для каждого типового элемента записывается упрощенная система уравнений Навье-Стокса, состоящая из уравнений сохранения массы, импульса и энергии в цилиндрической системе координат. Необходимо отметить, что для аппарата закрутки, лабиринтного уплотнения и типового сопротивления уравнения являются дискретными и выражают эмпирическую зависимость между перепадом давления и расходом.

В качестве примера рассмотрим систему уравнений для кольцевого канала (рис. 1):

$$\frac{\partial[\rho V_z F]}{\partial z} = 0;$$

$$\rho F \frac{V_z}{\cos \gamma} \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\tau_{z1} F_1 - \tau_{z2} F_2 - F \frac{\partial P}{\partial z};$$

$$\rho F \frac{V_z}{\cos \gamma} \frac{\partial V_\varphi}{\partial z} = -\tau_{\varphi1} F_1 - \tau_{\varphi2} F_2;$$

$$\rho F \frac{V_z}{\cos \gamma} \frac{\partial [c_p T + (V_z / \cos \gamma)^2 / 2 + V_\varphi^2 / 2]}{\partial z} = -\frac{1}{\cos \gamma} \frac{\partial [V_z P F]}{\partial z} -$$

$$-F_1 (\tau_{\varphi1} |V_\varphi - r \omega_1| + \alpha_1 (T - T_{w1})) - F_2 (\tau_{\varphi2} |V_\varphi - (r + \delta) \omega_2| + \alpha_2 (T - T_{w2})),$$

где F – площадь проходного сечения; F_1, F_2 – омываемые газом площади твердого тела, на которых осуществляется трение и теплообмен; V_z и V_φ – осевая и окружная компоненты скорости, соответственно; ρ – плотность газа; P – статическое давление; $\tau_{z1}, \tau_{\varphi1}, \tau_{z2}, \tau_{\varphi2}$ – напряжения трения в осевом и окружном направлениях на верхней и нижней поверхностях, соответственно; α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи.

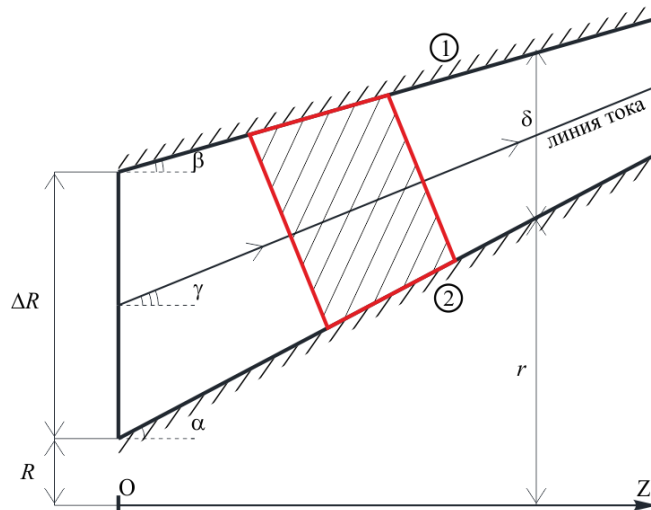


Рис. 1. Модель наклонного кольцевого канала

Для вращающихся каналов с вертикальным течением существенную роль играет центробежное приращение полного давления. Причем оно имеет знак «+» при течении к оси вращения и знак «-» при обратном течении. Для учета этого эффекта в уравнение (1) и введено слагаемое ΔP^* .

Внутренний итерационный процесс расчета гидравлической сети состоит из следующих этапов:

- решение системы уравнений графа с нулевым массивом ΔP^* и начальным массивом C_{i-j} ;
- расчет одномерных типовых элементов с учетом полученных полных давлений в узлах и расходов на ветвях;

- вычисление массива $(C_{i-j})^{k+1}$ и $\Delta P^{*k+1} = P_i^{*k} - P_j^{*k} - G_{i-j}^{2k} (C_{i-j})^{k+1}$, где k – номер текущей итерации.

При этом в узлах слияния потоков происходит осреднение полной температуры и окружной компоненты скорости по расходу газа.

В качестве примера работы итерационного процесса решена тестовая задача, схематично изображенная на рис. 2. Геометрические параметры каналов были выбраны близкими к гидравлической сети авиационного двигателя, а угловая скорость вращения $\omega=500$ рад/с. Узлы 1, 3, 5 и 7 являются граничными и в них задано полное давление. Результаты расчета приведены в таблице 1.

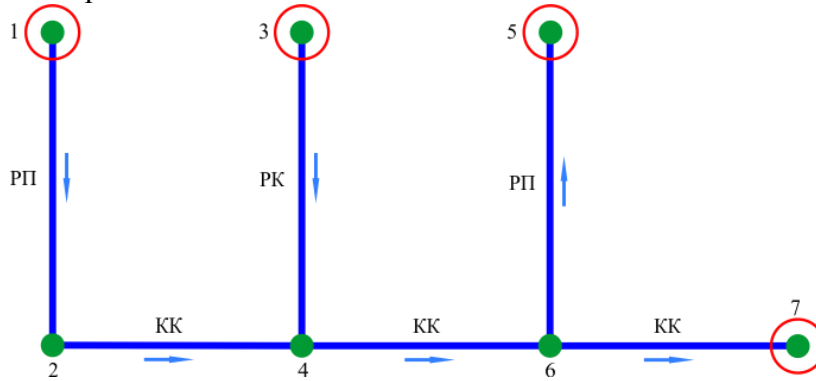


Рис. 2. Модельная гидравлическая сеть:

ПП – радиальная полость; РК – радиальный канал; КК – кольцевой канал

Таблица 1. Параметры модельной гидравлической сети

№ узла	1	2	3	4	5	6	7
$P^* \cdot 10^5$, Па	15	14.995	17.5	14.962	14.6	14.595	14.5
G_{1-2} , кг/с		G_{2-4} , кг/с	G_{3-4} , кг/с	G_{4-6} , кг/с	G_{6-5} , кг/с	G_{6-7} , кг/с	
	2.79	2.79	5.40	8.19	3.79	4.40	

Из полученных результатов видно, что вклад центробежного падения полного давления наиболее существенен для радиального канала. Сравнивая результаты для радиальных полостей 1-2 и 6-5 также можно проследить знаки центробежного приращения полного давления: для полости 1-2 знак «+», для полости 6-5 знак «-».

Как уже отмечалось ранее, для первого расчета графа используется приближенная оценка коэффициентов гидравлического сопротивления. При этом итерационный процесс включает варьирование двух параметров C_{i-j} и ΔP^* , что приводит к увеличению числа итераций. Так же следует отметить, что слагаемое ΔP^* в уравнении (1) включает в себя компенсацию центробежной, тепловой и отчасти фрикционной компоненты падения полного давления. По этой причине была проведена серия расчетов для оценки влияния количества варьируемых параметров на скорость сходимости. В результате оказалось, что при корректной предварительной оценке коэффициента трения итерационный процесс сходится быстрее при фиксации C_{i-j} и варьировании ΔP^* , чем при изменении обоих параметров. Однако, если первая оценка множителя C_{i-j} не достаточно близка к реальной, что характерно для сетей с большим числом ветвей, то количество итераций резко возрастает. Такой же эффект прослеживается при расчете реального участка гидравлической сети.

После тестирования итерационного процесса были проведены верификационные расчеты на примере междисковой полости авиационного двигателя (см. рис 3).

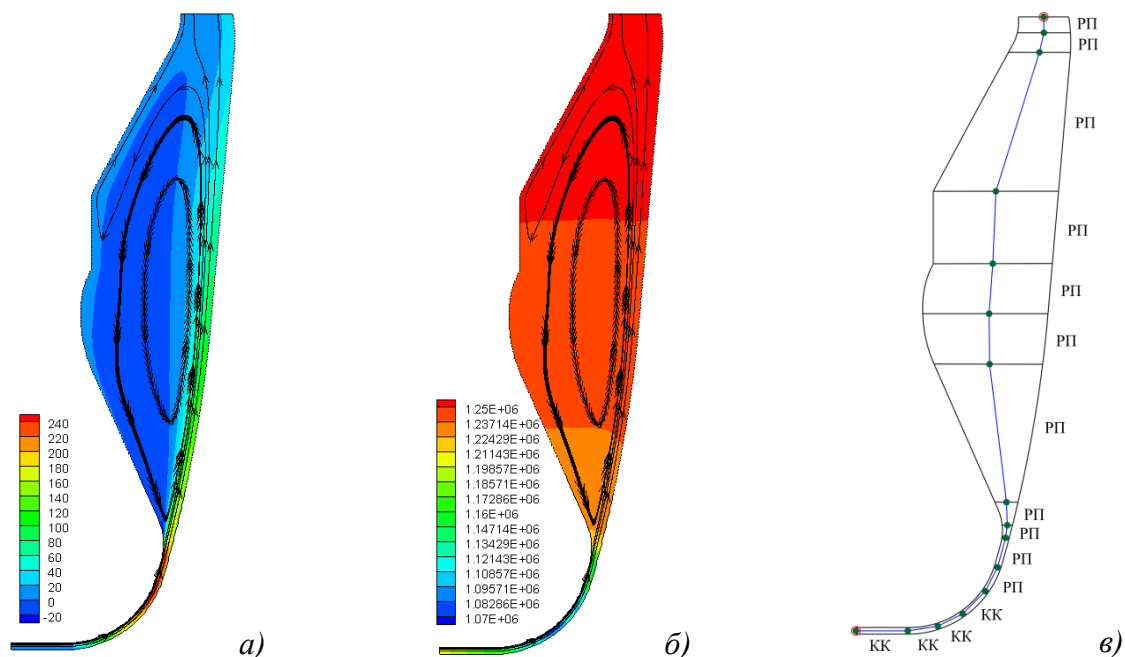


Рис. 3. Расчет междисковой полости с радиальным течением:

а – радиальная скорость м/с, б – статическое давление Па; в – эквивалентная гидравлическая сеть

Расчеты проведены во Fluent в осесимметричной постановке на сетке, содержащей 53855 ячеек с $Y^+ = 0.6$, что обеспечило разрешение пограничного слоя для более качественного учета теплообмена и трения. В качестве граничных условий на входе задавалось полное давление, полная температура и компонента закрутки; на выходе задавалось статическое давление. Также заданы вращение стенок и постоянная температура на стенках (см. таблицу 2). В таблице 3 приведены основные результаты расчета.

Таблица 2. Граничные условия для Fluent

P_{in}^* , Па	T_{in}^* , К	P_{out} , Па	T_w , К	ω , рад/с
1438000	600	1260000	750	1500

Таблица 3. Сравнение 1D и 2D моделей

	P_{out}^* , Па	T_{out}^* , К	$V_{swirl_{out}}$, $\frac{M}{c}$	$V_{radial_{out}}$, $\frac{M}{c}$	G , $\frac{kg}{c}$
2D (Fluent)	1286924	672	83.8	18.7	1.61
1D (гидр. сеть)	1264543	643	33.9	14.1	1.59

Для верификации одномерных моделей расчетная область была разбита на 15 типовых элементов: четыре кольцевых канала и одиннадцать радиальных полостей (рис. 3в). В качестве граничных условий для одномерной гидравлической сети задавались полное давление в граничных узлах и полная температура и значение окружной компоненты скорости (закрутки) на входе. Критерием сходимости для верификационной задачи являлось совпадение статических давлений на выходе. Результаты расчета приведены в таблице 3.

Результаты расчетов показывают, что одномерные модели дают удовлетворительное совпадение по расходу 2.7% и полной температуре 4.3% относительно базового двумерного расчета. Однако значения окружной компоненты скорости существенно разнятся, что приводит и к различию полных давлений на выходе. Это связано с тем, что в междисковой области образуется вихрь, который не учитывается одномерными моделями (рис. 3а и рис. 3б).

Таким образом, для междисковых полостей со сквозным типом течения, даже с образованием вихрей, одномерный гидравлический расчет дает приемлемые результаты.

Однако во вторичном тракте двигателя встречаются полузамкнутые полости, например междисковые полости КВД, в которых применение одномерных моделей не приемлемо [4]. Для учета течения в таких полостях используют двухмерное моделирование. Расчеты проводятся на характерных режимах полетного цикла и их результаты учитываются при расчете гидравлической сети.

Рассмотренная эквивалентная гидравлическая сеть вентиляционного тракта является одним из расчетных блоков многодисциплинарной модели. При расчете НДС деталей ГТД в течении полетного цикла осуществляется итерационное взаимодействие между модулями гидравлического расчета и расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей. Это позволяет учесть теплообмен и влияние изменения геометрических параметров вентиляционного тракта.

Литература

1. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Термомеханическая модель двигателя // Машиностроение. Энциклопедия / Самолеты и вертолеты. Т. IV-21. Авиационные двигатели. Кн. 3 / Под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 2010. С. 524–528.
2. Sjunnesson A., Fridolf P., Marquina F., Spingmann M. The VITAL Projects Approach for Reducing Weight of Turbofan Engine Structures // ISABE 2009-1170. 10 p.
3. Слитенко А.Ф., Копелев С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. Харьков: изд-во «Основа» при Харьковском государственном университете, 1994. 239 с.
4. Qinxue Tan, Jing Ren, Hongde Jiang Prediction of Flow Features in Rotating Cavities with Axial Throughflow by RANS and LES // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, 8-12 June 2009, Orlando, Florida, USA / GT2009-59428. – 9 p.

ВЫБОР ВАРИАНТА ИСПОЛНЕНИЯ АРМАТУРЫ DN500 ДЛЯ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ МБИР

SELECTION OF THE DN500 VALVE DESIGN FOR THE MBIR REACTOR FACILITY

Б.М. Юхнов¹, Н.В. Романова¹, С.Ф. Шепелев², С.В. Чернов²

¹ОАО «НИКИЭТ»;

²ОАО «ОКБМ Африкантов»

Abstract. The paper considers a problem devoted to choosing the DN500 valve modification that is developed especially for operating conditions of research reactor MBIR. There is presented the comparative analysis of valve designs assuring the service life of no less than 50 years.

Введение

Перспективы атомной энергетики связаны с развитием реакторов на быстрых нейтронах и замкнутым топливным циклом. Поэтому в рамках Федеральной целевой программы «Ядерные энерготехнологии нового поколения на период до 2015 г. и на перспективу до 2020 г.» предусмотрено создание многоцелевого исследовательского реактора на быстрых нейтронах (МБИР).

Реакторная установка МБИР (РУ МБИР) – это многоцелевая исследовательская ядерная установка, включающая в свой состав быстрый исследовательский реактор с натриевым теплоносителем и комплекс систем, элементов и экспериментальных устройств, предназначенных для использования нейтронов и ионизирующего излучения в исследовательских целях.

Реактор МБИР рассматривается как основной в отрасли высокопоточный исследовательский реактор на быстрых нейтронах. Концепция реактора МБИР предусматривает как достижение высокой плотности нейтронного потока (плотность потока нейтронов порядка $5 \cdot 10^{15}$ 1/(см²·с)), так и введение в состав реактора до трёх петлевых установок, работающих на различных рабочих средах.

Основа РУ МБИР - реактор тепловой мощностью 150 МВт с виброуплотнённым МОХ-топливом. В качестве теплоносителя, осуществляющего отвод тепла от активной зоны реактора, используется жидкометаллический натрий. Расход теплоносителя через активную зону реактора составляет 650 кг/с. Температура теплоносителя на выходе из реактора в номинальном режиме составляет 512°C, на входе в реактор - 330°C.

Для РУ МБИР принята трёхконтурная петлевая схема организации отвода тепла от активной зоны. Петлевая схема организации отвода тепла от реактора характерна для исследовательских реакторов в силу необходимости обеспечения высоких потоков нейтронов в экспериментальных устройствах, размещаемых за корпусом реактора, в отличие от энергетических реакторов БН-600 и БН-800, где реализована интегральная схема I контура. Петлевая схема реализована на исследовательском реакторе БОР-60, являющемся прототипом МБИР, а также на исследовательском реакторе ИБР-2 и энергетическом реакторе БН-350. РУ МБИР использует отработанные на БОР-60 тех.решения, но обладает расширенными возможностями и повышенными ТТХ.

Таким образом, объём референтных установок с петлевой схемой организации I контура хоть и превышает установки с интегральной компоновкой, но, тем не менее, не позволяет варьировать отработанными техническими решениями в полной мере. Это утверждение касается и рассматриваемой в данной статье проблемы выбора исполнения арматуры DN500.

Принципиальная схема теплоотвода

Отвод тепла от реактора МБИР осуществляется двумя независимыми петлями, каждая из которых содержит трубопроводы и оборудование I, II и III контура.

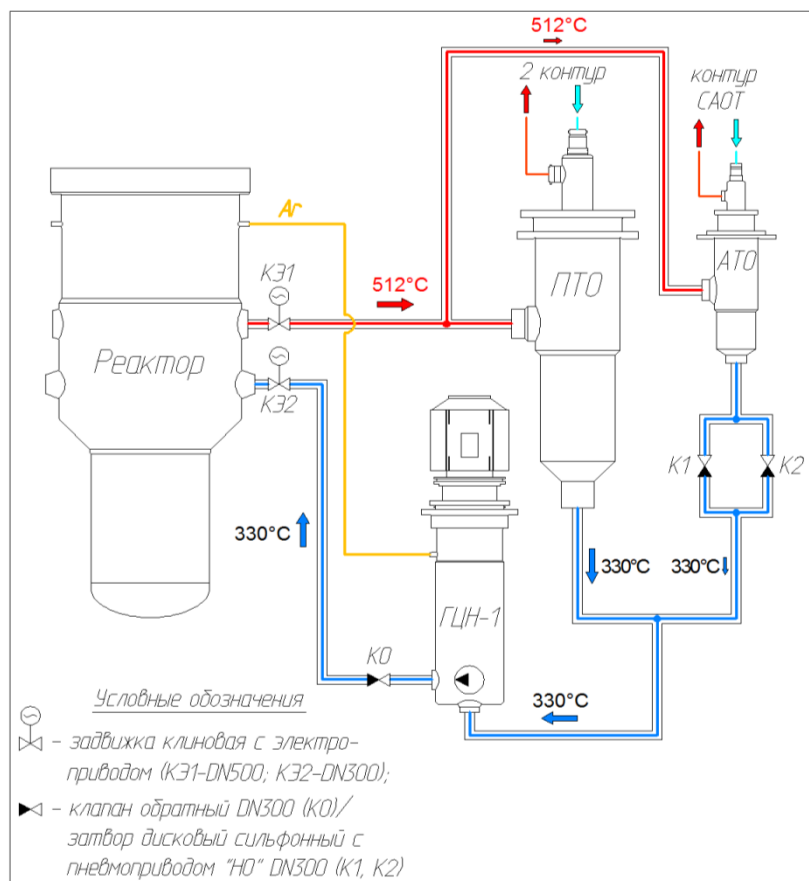
Трёхконтурная схема обеспечивает передачу тепла от работающего реактора посредством двух петель к единой турбоустановке. Петли параллельные, в равной мере

участвующие в теплоотводе. В каждой петле содержится однотипный набор оборудования. В РУ МБИР также предусмотрен контур системы аварийного отвода тепла (САОТ), который постоянно находится в рабочем состоянии в режиме естественной циркуляции, при этом тепло от контура САОТ снимается воздушным теплообменником. Петли II контура и контура САОТ – независимые.

В I и II контурах, контуре САОТ теплоносителем является жидкометаллический натрий. Температура натрия в I контуре $225\div 512^{\circ}\text{C}$, во II контуре $225\div 460^{\circ}\text{C}$, контуре САОТ $225\div 486,5^{\circ}\text{C}$. В качестве рабочего тела в III контуре используются вода/пар с температурой $190\div 471^{\circ}\text{C}$.

Двухпетлевая компоновка установки обеспечивает безопасность при возможном выходе из строя одной петли (разгерметизация оборудования/трубопровода, поломка контурного оборудования). В этом случае реактор останавливается по сигналу, формирующемуся в комплексной системе управления и защиты и остаточное тепловыделение от активной зоны отводится работоспособной петлей.

В каждой петле I контура на подводящем в реактор и отводящем из реактора трубопроводе предусмотрено по запорной задвижке (рисунок 1), позволяющей, в случае необходимости, отсечь петлю, в которой обнаружена негерметичность или произошла поломка контурного оборудования.



АТО – аварийный теплообменник,
ГЦН-1 - главный циркуляционный насос I контура,
ПТО – промежуточный теплообменник,
САОТ – система аварийного отвода тепла

Рис. 1- Принципиальная схема отвода тепла от реактора МБИР (показана одна петля I контура, вторая (идентичная) петля не показана)

Подвод теплоносителя в реактор осуществляется по трубопроводу диаметром 300 мм, а отвод – по трубопроводу диаметром 500мм. Увеличение диаметра отводящего трубопровода продиктовано необходимостью снижения гидравлического сопротивления всасывающей линии (от реактора к главному циркуляционному насосу I контура).

В вводимом в настоящее время в эксплуатацию реакторе БН-800 применяются трубопроводы диаметром 300 мм, оснащённые арматурой соответствующего размера. В

связи с этим, для РУ МБИР на трубопроводах диаметром 300 мм возможно применение арматуры DN300, аналогичной применяемой на РУ БН-800 с адаптацией для условий МБИР.

Для трубопроводов диаметром 500 мм требуется новая разработка соответствующей арматуры DN500.

Описание вариантов исполнения арматуры DN500

Для решения проблемы применения арматуры DN500 ОАО «ОКБМ Африкантов» на стадии технического предложения были разработаны три варианта исполнения арматуры DN500, с шарнирной муфтой и коническим редуктором:

- вариант №1: задвижка клиновая DN500 с замораживающим и дублирующим сальниковым уплотнениями (рисунок 2);

- вариант №2: задвижка клиновая DN500 с сальфонным и дублирующим сальниковым уплотнениями (рисунок 3);

- вариант №3: кран шаровой DN500 с сальфонным и дублирующим сальниковым уплотнениями (рисунок 4).

В качестве конструкционного материала в предложенных вариантах для корпусных деталей применяется сталь марки 08X16H11M3-ВД, для страховочного кожуха – сталь марки 08X18H10T, что в полной мере соответствует принятому концептуальному положению о максимально возможном использовании материалов с хорошо изученными свойствами и отработанными в аналогах.

Анализ вариантов исполнения арматуры DN500

Задвижка клиновая с замораживающим и дублирующим сальниковым уплотнениями (вариант №1) требует организации принудительного воздушного охлаждения в районе ребер охлаждения арматуры, что усложняет подвод обслуживающих систем, затесняет место её размещения, а также затрудняет обслуживание самой арматуры, в результате чего была исключена из дальнейшего рассмотрения вариантов конструктивного исполнения арматуры DN500.

Сравнение характеристик задвижки клиновой с сальфонным уплотнением (вариант №2) и крана шарового (вариант №3) приведено в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнение характеристик задвижки клиновой с сальфонным уплотнением (вариант №2) и крана шарового (вариант №3)

Показатели	Задвижка клиновая DN500, (вариант №2)	Кран шаровой DN500, (вариант №3)
Величина крутящего момента на входном валу, встроенного в арматуру редуктора	400 Н·м	800 Н·м
Габарит	H=3683 мм, L= 1450 мм	H=1973 мм, L= 1450 мм
Масса, кг	4000	3000
Референтность	имеется	отсутствует

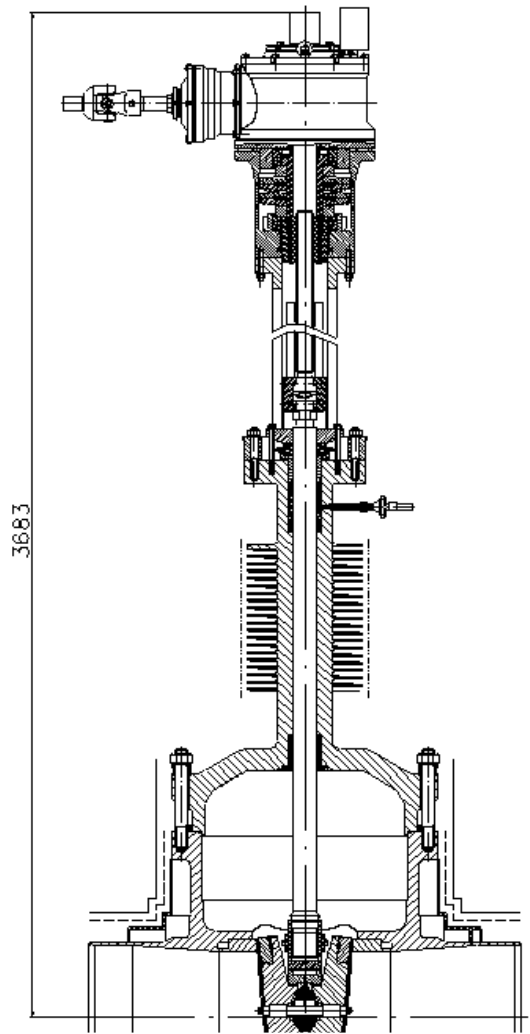


Рис. 2 – Задвижка клиновая DN500 с замораживающим уплотнением (вариант №1)

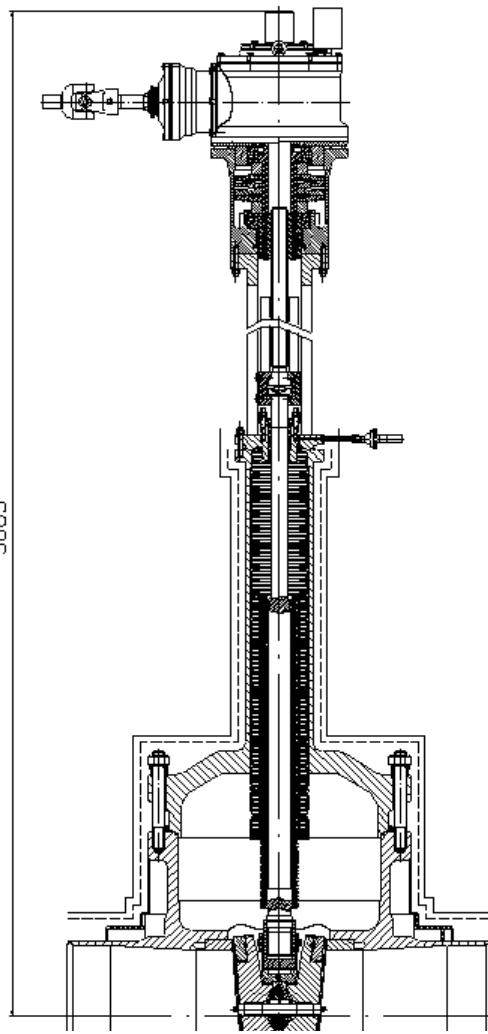


Рис. 3 – Задвижка клиновая DN500 с сифонным уплотнением (вариант №2)

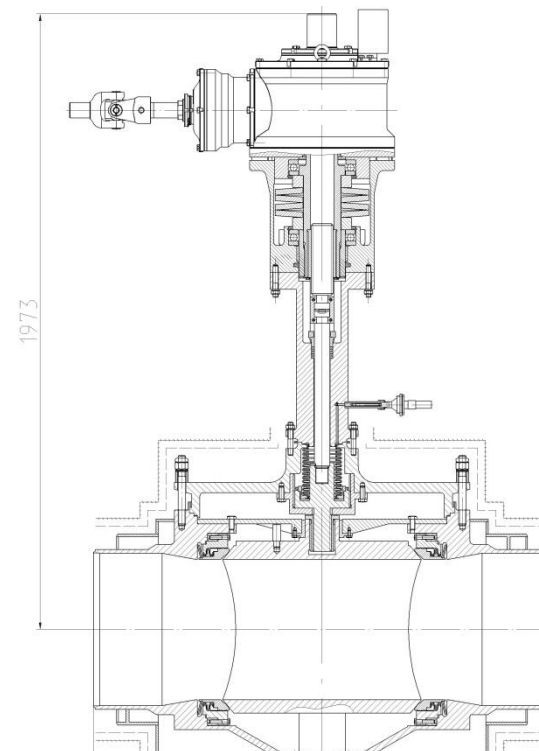


Рис. 4 – Кран шаровой DN500 (вариант №3)

Вариант крана шарового имеет преимущества по сравнению с вариантом задвижки клиновой в части массогабаритных размеров.

Однако, в основе конструкции задвижки клиновой DN500 с сальфонным и дублирующим сальниковым уплотнениями (вариант №2) лежат решения, проверенные в конструкциях аналогичных задвижек Ду500 ОК-500 300С и Ду600 ОК-500 301С, разработанных и изготовленных в ОАО «ОКБМ Африкантов» для РУ БН-350, а также задвижек клиновых DN300 для РУ БН-800, прошедших приемочные испытания.

Задвижки Ду500 ОК-500 300С и Ду600 ОК-500 301С безотказно отработали 25 лет в составе РУ БН-350 с момента пуска и до вывода РУ из эксплуатации, не исчерпав своих ресурсных возможностей.

Конструкция шарового крана разрабатывалась как альтернативный вариант, основанный на патентных исследованиях и рекламных материалах зарубежных производителей. В настоящее время опыт эксплуатации шаровой арматуры в системах I и II контура на действующих отечественных реакторных установках, в том числе с натриевым теплоносителем, отсутствует. Как следствие, создание шаровой арматуры требует большого объема ОКР по отработке элементов уплотнения (шару, седлу) и самой конструкции в целом.

Заключение

Концепция создания реактора МБИР предусматривает максимально возможное использование рациональных и отработанных в аналогах решений.

С учетом положительного опыта эксплуатации задвижек клиновых с сальфонным и дублирующим сальниковым уплотнениями на установках БОР-60, БН-350, а также соответствия требуемым показателям назначенного ресурса, для дальнейшего проектирования на стадии технического проекта, предпочтительным представляется вариант клиновой задвижки с сальфонным уплотнением штока.

Такой подход к проектированию минимизирует объем НИОКР, что с учётом единичного производства (для РУ МБИР требуется 2 задвижки) позволяет снизить расходы на разработку и обеспечить создание установки в сжатые сроки, определяемые федеральной целевой программой.

Предполагается, что реактор МБИР будет сооружен и введен в эксплуатацию к 2020 г. на площадке ОАО «ГНЦ НИИАР» в г.Димитровграде и станет основой для создания на площадке ОАО "ГНЦ НИИАР" Международного центра исследований МБИР".

Литература

1. ОАО «НИКИЭТ», Арматура I контура для реакторной установки МБИР DN 500, Технические требования, 2013 г.
2. ОАО «ОКБМ Африкантов». Ведомость технического предложения. Арматура DN 500 РНАТ.492664.012 ТП", 2013г.;

РАЗРУШЕНИЕ ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ЛОКАЛИЗАЦИИ ДЕФОРМАЦИЙ ПО СХЕМЕ ЖЁСТКОПЛАСТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ

THIN-WALLED STRUCTURES DESTRUCTION AND LOCATION STRAIN ON CHART RIGID-CURRENT

А.С. Яковлев – аспирант

Самарский государственный аэрокосмический университет им. Акад. С.П. Королева
(Национальный исследовательский университет)

Abstract. In this paper the model of fracture of thin plates with cracks, it is a continuation and generalization-MCT model (Leonov-Panasyuk-Dugdale models) and based on the idea of the plastic zone at the crack tip as the areas in which deformations occur on a rigid scheme Prager flow.

В работе рассматривается модель разрушения тонких пластин с трещинами, являющаяся продолжением и обобщением КРТ-модели (модель Леонова-Панасюка-Дагдейла (см., например, [1]) и основанная на представлении пластических областей у вершин трещины как зон, в которых деформации происходят по схеме жёсткопластического течения Прагера [2].

На рисунке 1-а. представлена схема жёсткопластического течения Прагера.

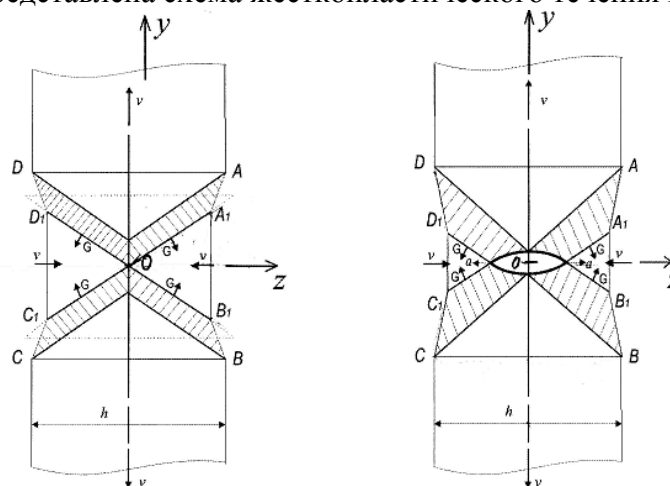


Рис. 1. Линии скольжения и внутренняя трещина в полосе: А – линии скольжения по схеме Прагера; В – развитие внутренней трещины в полосе

Жёсткопластический анализ соответствующей задачи о растяжении полосы при плоской деформации, включая обоснование и введение критериев разрушения, проведём, следуя результатам, полученным в [3]. Области A_1OB_1 и C_1OD_1 движутся как жесткие в направлении к т. О. Пластическая деформация локализуется вдоль изолированных линий скольжения B_1OD_1 и A_1OC_1 , которые являются линиями разрыва скоростей перемещений. При пересечении этих линий частицами материала происходит скачкообразное увеличение деформаций и их локализация в заштрихованных областях.

Мерой общих деформаций можно выбрать первое главное значение тензора конечных деформаций Альманси E_1 и сформулировать следующий критерий: разрушение материала наступит в том случае, если расстояние между бесконечно близкими частицами изменяется на критическую величину, определяемую постоянной E_* :

$$\max E_1 \geq E_* \quad (1)$$

В работе [3] показано, что можно сформулировать эквивалентный (1) критерий,

использующий имеющую физический смысл величину объёмной плотности энергии диссипации W , получаемой материальной частицей при пересечении линии разрыва скоростей перемещений:

$$\max W_1 \geq W_* \quad (2)$$

Здесь W определяется в виде:

$$W_1 = \frac{[V_r]}{G + V_n} \cdot k, \quad (3)$$

где $[V_r]$ - разрыв касательной составляющей скорости перемещения; V_n - нормальная компонента скорости движения частиц на линии разрыва; G - нормальная скорость движения линии разрыва; k - предел текучести материала на сдвиг. Величины E_* и W_* являются экспериментально определяемыми характеристиками материала [3].

Для рассматриваемой схемы течения входящие в (3) величины определяются следующими соотношениями:

$$[V_r] = v \cdot \sqrt{2}; \quad V_n = \frac{v}{\sqrt{2}}; \quad \bar{W} = \frac{W}{k}; \quad E_1 = \frac{\bar{W}^2}{4} \left(\sqrt{1 + \frac{4}{\bar{W}^2}} - 1 \right), \quad (4)$$

где v - смещение берегов пластической зоны в единицу времени.

Очевидно, что в точке пересечения линий разрыва (т. О) величины \bar{W} и E_1 для разных линий определенным образом суммируются, вследствие чего в т. О зарождается внутренняя трещина, которая будет распространяться вдоль оси Z в обе стороны со скоростью a (см. рис. 1-В):

$$a = |G| \cdot \sqrt{2}; \quad a = v \left(\frac{2}{\bar{W}} - 1 \right). \quad (5)$$

Разрушение полосы произойдет при $a + v = \frac{h}{2}$, когда внутренняя трещина выйдет на свободную поверхность. Составим уравнение равновесия для полосы с учётом (5) получим:

$$P \cdot h = 2k(h - 2(a + v)) = \sigma_s \left(h - \frac{4v}{\bar{W}_*} \right). \quad (6)$$

Здесь P - усилие, растягивающее полосу, σ_s - предел текучести.

Полученное уравнение используем в качестве граничных условий для задачи о бесконечной пластине (см. рис.2) толщиной h с центральной трещиной длиной $2l$, растягиваемой на бесконечности усилиями P (сечению А-А соответствует рисунок 1-В).

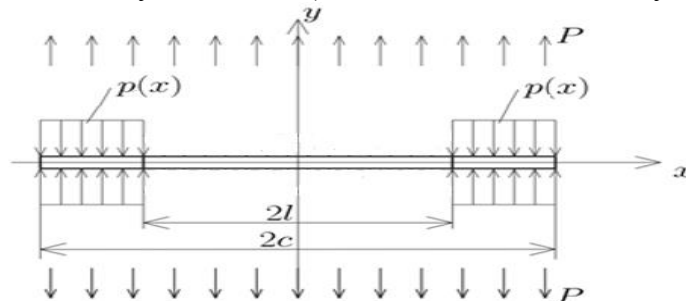


Рис. 2. Бесконечная пластина со сквозной трещиной

В пластических зонах длиной $c - l$ реализуется рассмотренное выше течение по схеме Прагера и справедливо уравнение (6):

$$p(x) = \sigma_s \left(1 - \frac{4v(x)}{h\bar{W}_*} \right). \quad (7)$$

Отметим, что в КРТ-модели вместо (7) используется условие $p(x) = \sigma_s$. Таким образом, в рассматриваемой задаче на части контура, соответствующего пластическим зонам, задается не распределение усилий, а связь между напряжениями и смещениями.

Предельное состояние пластины с трещиной определяется согласно КРТ-критерию, при условии достижения раскрытием трещины в её вершине критического значения:

$$v(l) \geq v_* \quad (8)$$

Очевидно, совершенно логичной будет выглядеть увязка этого условия с моментом выхода внутренней трещины на свободные поверхности. Исходя из этого, можно определить связь между КРТ-критерием и энергетическим критерием (2):

$$v(l) = \frac{\overline{W}_* \cdot h}{4} \quad (9)$$

С другой стороны, условие (9) представляет собой теоретическую зависимость между критическим раскрытием трещины и толщиной материала. Её характер качественно совпадает с характером имеющихся экспериментальных данных.

Решение упругой задачи с граничными условиями (7) будем искать путём суперпозиции двух решений, первое из которых – это однородное растяжение пластины без трещины, второе – решение для трещины с приложенными на её берегах напряжениями, исчезающими на бесконечности. Поскольку первое решение не даст вклада в концентрацию напряжений, рассмотрим только второе состояние, для которого запишем следующие граничные условия:

$$p(x) = \begin{cases} -P, & |x| \leq l \\ -P + \sigma_s \left(1 - \frac{4v(x)}{W_* \cdot h} \right), & l \leq |x| \leq c \end{cases} \quad (10)$$

$$v(x, 0) = 0, \quad |x| \geq c.$$

Здесь $v(x)$ – смещение берегов трещины и пластических зон.

В полученной задаче на оси x касательные напряжения $\sigma_{xy} = 0$. В этом случае напряжения и перемещения могут быть выражены через одну аналитическую функцию комплексного переменного по формулам Колосова-Мусхелишвили. Не останавливаясь на подробностях её отыскания (см. [4]), сразу выпишем решение в наиболее удобном для дальнейшего исследования виде:

$$v(x) = \frac{1}{\pi E} \int_{-c}^c p(\xi) \Gamma(c, x, \xi) d\xi, \quad |x| \leq c \quad (11)$$

$$\sigma(x) = \frac{1}{2\pi \sqrt{x^2 - c^2}} \int_{-c}^c \frac{p(\xi) \sqrt{c^2 - \xi^2}}{x - \xi} d\xi, \quad |x| \leq c$$

Подставим граничные условия (10) в первое уравнение (11) и после некоторых преобразований получим неоднородное уравнение Фредгольма второго рода относительно смещений берегов трещины $v(x)$:

$$v(x) - \lambda \frac{2}{h} \left(\int_{-c}^{-l} + \int_l^c \right) v(\xi) \Gamma(c, x, \xi) d\xi = f_a(x) \quad (12)$$

Здесь

$$\Gamma(c, x, \xi) = \ln \frac{c^2 - x \cdot \xi - \sqrt{(c^2 - x^2) \cdot (c^2 - \xi^2)}}{c^2 - x \cdot \xi + \sqrt{(c^2 - x^2) \cdot (c^2 - \xi^2)}}, \quad \lambda = \frac{2\sigma_s}{\pi E W_*}, \quad (13)$$

$$f_a(x) = \frac{\sigma_s}{\pi \cdot E} \cdot \left(\frac{P}{\sigma_s} \int_{-c}^c \Gamma(c, x, \xi) d\xi - \left(\int_{-c}^{-l} + \int_l^c \right) \Gamma(c, x, \xi) d\xi \right).$$

К уравнению (12) для определения величины «с» необходимо присоединить условие

плавности смыкания берегов пластических зон или эквивалентное условие конечности напряжений:

$$\lim_{x \rightarrow c} v'(x) = 0 \quad (14)$$

Полученное неоднородное интегральное уравнение (12) с ядром, обладающим логарифмической особенностью, согласно теореме Фредгольма имеет решение при любой правой части $f(x)$, поскольку соответствующее однородное уравнение не имеет решений, отличных от тривиального нулевого. Действительно, равенство нулю правой части (12) означает отсутствие внешних сил, действующих на контур трещины, что сразу же позволяет сделать вывод о справедливости тождества $v(x) \equiv 0$.

Таким образом, согласно теории интегральных уравнений, решение (12) можно представить в виде ряда:

$$v(x) = v_0(x) + \lambda v_1(x) + \lambda^2 v_2(x) + \dots \quad (15)$$

Этот ряд будет сходящимся при достаточно малом λ поэтому необходимо сделать оценку величины этого параметра. В выражении (13) для большинства металлов справедлива оценка $0,001 \leq \frac{\sigma_s}{E} \leq 0,01$, причём нижняя граница соответствует пластичным материалам, верхняя более хрупким.

Имеющиеся экспериментальные значения \bar{W}_* находятся в пределах $0,3 \leq \bar{W}_* \leq 2$ [3]. Здесь нижняя граница соответствует более хрупким материалам, верхняя – идеально пластичным. Комбинируя эти оценки, можно получить средневзвешенное значение λ для основных конструкционных металлов: $\lambda_{cp} \cong 0,003$.

Полученный порядок малости величины λ позволяет сделать вывод о сходимости ряда (15) и, следовательно, о возможности нахождения решения уравнения (12) в виде (15).

Следует отметить, что точным условием сходимости (15) является нормируемость ядра:

$$\left(\int_{-c}^{-l} + \int_l^c \right) |\Gamma(c, x, \xi)|^2 d\xi \leq A, \quad (16)$$

которую можно доказать непосредственным интегрированием. Здесь A – ограниченная постоянная.

Подставив ряд (15) в уравнение (12) и приравняв коэффициенты при одинаковых степенях λ , получим рекуррентные соотношения:

$$v_i(x) = \frac{2}{h} \left(\int_{-c}^{-l} + \int_l^c \right) \Gamma(c, x, \xi) v_{i-1}(\xi) d\xi, \quad i = 1, 2, \dots \quad (17)$$

$$v_0(x) = f(x), \quad |x| \leq c$$

Принимая во внимание, что $\lambda \approx 10^{-5}$, для дальнейшего исследования ограничимся двумя членами ряда (15) и запишем решение уравнения в виде:

$$v_i(x) = f(x) + \lambda \frac{2}{h} \left(\int_{-c}^{-l} + \int_l^c \right) f(\xi) \Gamma(c, x, \xi) d\xi, \quad i = 1, 2, \dots$$

$$f(x) = \frac{\sigma_s}{\pi E} \left\{ 2\sqrt{c^2 - x^2} \left(\pi \frac{P}{\sigma_s} + 2 \arccos \frac{l}{c} \right) - \frac{l-c}{c} \Gamma(c, x, l) - \frac{l+x}{c} \Gamma(c, x, -l) \right\} \quad (18)$$

$$\lim_{x \rightarrow c} v'(x) = 0$$

Отметим, что нулевое приближение этого решения $v_0(x) = f(x)$ совпадает с решение КРТ-модели.

Таким образом, получено решение краевой задачи (10) в квадратурах, пригодное после регуляризации для численного анализа. В качестве иллюстрации численных результатов на рисунке 3 представлена в изометрическом изображении схема деформирования пластической зоны, в момент выхода внутренней трещины на свободные боковые поверхности.

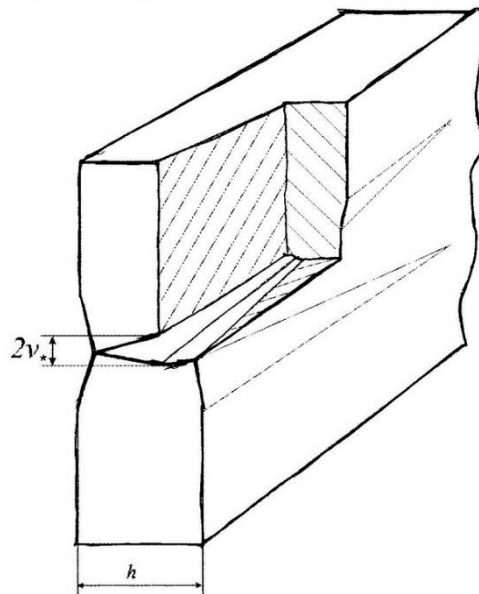


Рис. 3 – Схема деформирования пластической зоны у вершины трещины

Литература

1. Dugdale D. Yielding of steel sheets contains slitsh // J. Mech. And Phys. Solids, 1960. – Vol. 8, No.2 – P. 100.
2. Онат Е., Прагер В. Образование шейки при пластическом течении растягиваемого плоского образца// Механика: Сб. науч. Тр., 1995. - № 4(32). – С.93.
3. Хромов А.И. Деформация и разрушение жёсткопластических тел. / А.И. Хромов. – Владивосток: Дальнаука, 1996. – 181 с.
4. Панасюк В.В., Саврук М.П., Дацьшин А.П. Распределение напряжений около трещины в пластинах и оболочках. – Киев: Наукова думка. 1976. – 442 с.

СЕКЦИЯ 3.
Трение, износ, смазка.
Трибология

**ИЗНАШИВАНИЕ ПОКРЫТИЙ, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДОМ
МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ НА АЛЮМИНИЕВЫХ
СПЛАВАХ, ПРИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОМ СКОЛЬЖЕНИИ**
*RECIPROCATING SLIDING WEAR BEHAVIOUR OF MICROARC OXIDATION
COATINGS FORMED ON ALUMINIUM ALLOYS*

Л.Н. Лесневский – д.т.н., проф., М.А. Ляховецкий

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)
МАИ

Abstract. Improving the life and reliability elements of machines and mechanisms, made of aluminum alloys, is associated with increased wear resistance of their working surfaces. The formation of coatings is one of the ways to increase of wear resistance. The results of wear coatings obtained by micro-arc oxidation (MAO) on aluminum alloys, for different values of displacement (D , μm) in the reciprocating sliding and normal load (F_n , N) applied to the contact, presents in this paper. The wear map of MAO coatings, estimation of it lifetime and the relationship of the coatings critical fracture and combination of D and F_n was the results of this work.

Введение. Повышение ресурса и надежности элементов машин и механизмов, изготовленных из алюминиевых сплавов, напрямую связано с увеличением износостойкости их рабочих поверхностей. Применение керамических покрытий в качестве защитных приводит к некоторым изменениям в рабочих характеристиках узла трибоконтакта [1]. С одной стороны увеличивается износостойкость защищаемых поверхностей за счет высокой твердости керамики, повышается коррозионная стойкость, а также рабочая температура контакта, но, с другой, на передний план выходят вопросы адгезии покрытия и его прочности, т.к. его разрушение приведет к отслаиванию твердых частиц, которые могут вывести из строя узел трения.

В настоящее время активно развивается метод микродугового оксидирования (МДО) для формирования защитных покрытий на металлах и сплавах «вентильной» группы (оксидная естественная пленка которых обладает полупроводниковыми свойствами), позволяющий повысить износостойкость обрабатываемой поверхности [2,3]. Метод ведет свое развитие от традиционного анодирования, широко распространенного в машиностроении для получения коррозионностойких, диэлектрических, декоративных и др. функциональных покрытий. Преимущества метода МДО по сравнению с анодированием заключается в возможности формирования композиционных керамических покрытий, обладающих кристаллической структурой, высоким сопротивлением к различным видам изнашивания, а также повышенной коррозионной и диэлектрической стойкостью [4].

Таким образом, применение метода МДО для формирования износостойких покрытий на трущихся элементах машин и механизмов требует установления механизмов его разрушения в различных условиях нагружения, а также определение критических значений этих нагрузок.

Условия эксперимента и методы исследования. Исследование изнашивания МДО покрытий проводилась с использованием спроектированной в МАИ машине трения (рис.1а) при возвратно-поступательном скольжении образцов в контакте сфера/плоскость (рис.1б), где сферой служил алмаз технический марки ОИ-12-2 ($\varnothing 3,7\text{мм}$), а плоскостью – образец из сплава Д16 с МДО покрытием.

МДО покрытие было сформировано с использованием конденсаторного 50Гц источника питания в анодно-катодном режиме с суммарной плотностью тока, пропускаемой через образец, $j = 10\text{А/дм}^2$, соотношением анодной и катодной

составляющей тока $I_k/I_a = 1$, время процесса ограничивалось достижением значения количества электричества $q \approx 10^4$ Кл/дм², температура электролита – $T = 25-30^\circ\text{C}$. В качестве электролита использовался водный раствор с добавкой различных растворимых веществ в концентрации: $C_{\text{кон}} = 4,5$ г/л, $C_{\text{Na}_2\text{SiO}_3} = 4,5$ г/л, $C_{\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7} = 1$ г/л.

Исследование пятен износа проводилось измерением профиля повреждения с помощью профилометра Mitutoyo SJ-210 (Япония) и расчетом объемного износа по специально разработанной методике, кроме того, проводился визуальный осмотр пятен на стереомикроскопе МБС-9 и изучение зависимости ($F_{\text{тр}}-D$) – петель износа.

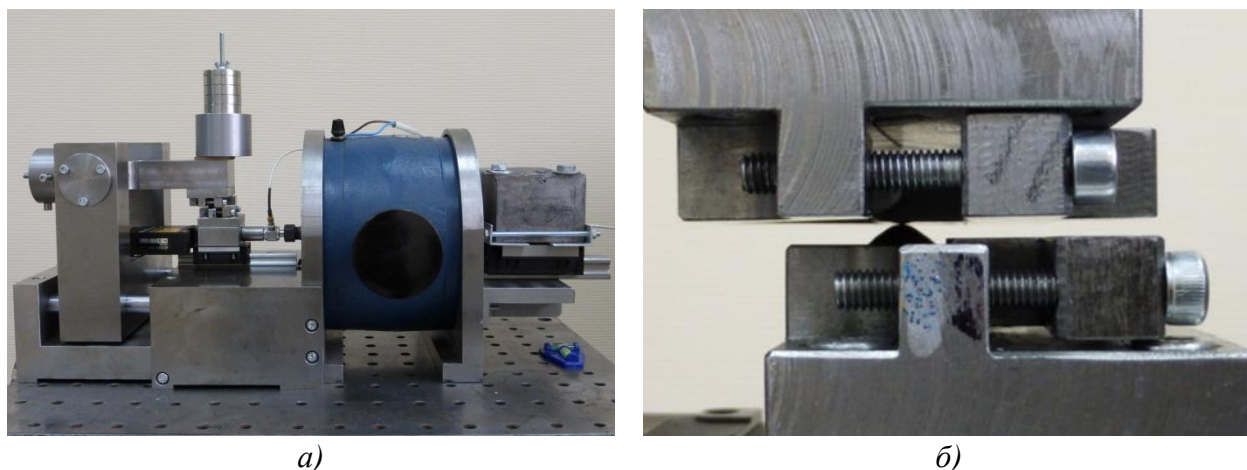


Рис.1. а) Внешний вид машины трения, б) контакт сфера/плоскость

Экспериментальная часть. Эксперименты проводились при следующих значениях нормальной нагрузки в контакте: $F_n = 25-150\text{Н}$, с шагом 25Н; и значений полного перемещения: $D = \pm 3, \pm 5, \pm 10, \pm 20, \pm 30, \pm 40, \pm 50, \pm 75, \pm 100, \pm 125, \pm 150, \pm 200, \pm 250\text{мкм}$ в течение 10^5 циклов при частоте перемещения контртела (сфера) относительно образца с покрытием - 20Гц. Необходимо отметить, что в условиях возвратно-поступательного скольжения контакт пары трения может работать в нескольких режимах: фреттинга и классического возвратно-поступательного изнашивания. Граница между этими режимами определялась из условия $D = 2a$ (рис.2), где a (мкм) – радиус пятна контакта. Для расчета a , а также начального давления в контакте использовалась контактная теория Герца с учетом следующих значений величин механических характеристик трущихся тел: $E_{\text{ои-12-2}} = 1054\text{ГПа}$, $\nu_{\text{ои-12-2}} = 0,1$, $E_{\text{мдо}} = 300\text{ГПа}$, $\nu_{\text{мдо}} = 0,27$, E_i – модуль упругости, а ν_i – коэффициент Пуассона.

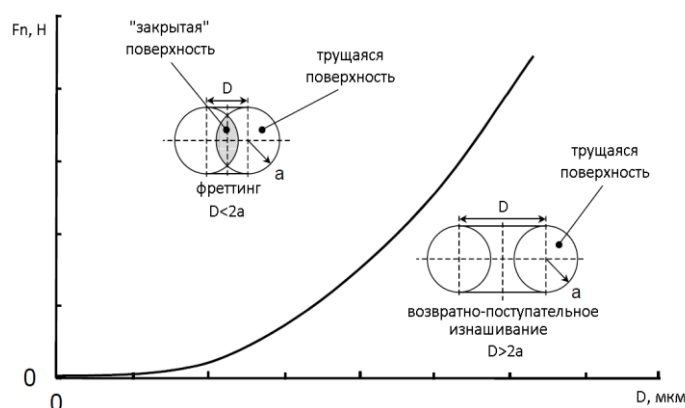


Рис.2. Граница и условия перехода между режимом фреттинга и возвратно-поступательным изнашиванием

По результатам проведенных экспериментов был измерен объемный износ покрытия в каждом эксперименте и исследован характер разрушения покрытия, что

позволило определить типы повреждения характерные для различных режимов трения и определить границы этих областей (рис.3). Так в режиме фреттинга основным механизмом разрушения МДО покрытия является микроабразивный износ. Он вызывает выглаживание поверхности, а также образование царапин в пятне контакта, направленных вдоль движения контртела. В режиме частичного проскальзывания, когда центральная часть контакта находится в неподвижном состоянии, а скольжение осуществляется по его периферии, повреждение покрытия происходит только за счет деформации. Все эти типы повреждений характеризуют умеренный износ покрытия.

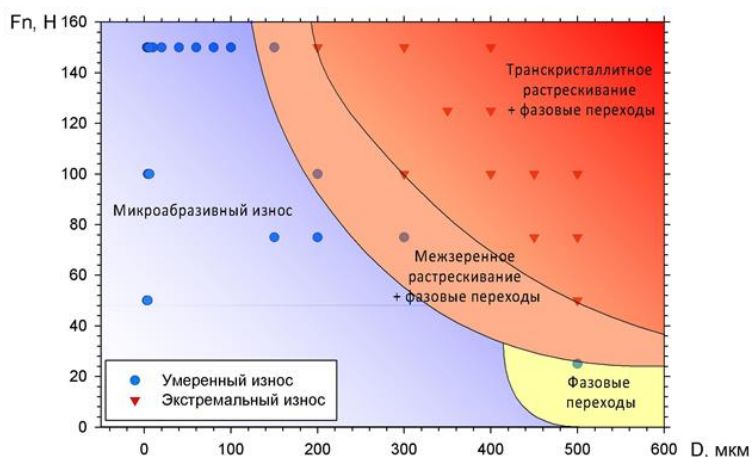


Рис.3. Карта износа МДО покрытие (Д16)/Алмаз технический ОИ-12-2

С увеличением нормальной нагрузки повышаются тангенциальные напряжения в покрытии, что в конечном итоге вызывает его растрескивание: сначала по границе между основным (твердым) и технологическим (пористым) слоем, что характеризует интенсивный режим изнашивания, а затем и до подложки с отслоением крупных частиц покрытия – экстремальный режим изнашивания. Таким образом, нормальная работа защитного покрытия, полученного методом МДО, возможна только в режиме умеренного изнашивания, т.е. в условиях микроабразивного разрушения.

Для дальнейшего исследования трибологических свойств МДО покрытия был применен энергетический подход, заключающийся в анализе петель износа ($F_{тр}-D$) (рис.4). Этот анализ заключается в расчете затрачиваемой энергии в процессе трения при возвратно-поступательном скольжении, определении режима изнашивания по виду петли износа и расчету ресурса покрытия.

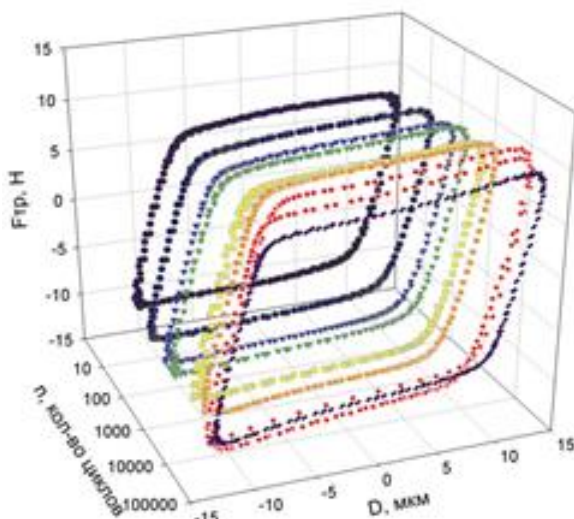


Рис.4. Петли износа ($F_{тр}-D$), полученные в течение 10^5 циклов при микроабразивном разрушении МДО покрытия

В настоящее время [5,6], такой подход широко применяется в основном для анализа процессов фреттинга для различных пластических материалов, что позволяет определить границы областей усталостного (смешанный режим – mixed fretting regime) и абразивного (режим полного скольжения – gross slip regime) изнашивания в выбранных условиях нагружения контакта. В нашей работе делается попытка применения энергетического подхода к анализу трения композиционного керамического МДО покрытия, а также расширение этого подхода в область классического возвратно-поступательного изнашивания.

Изучение формы петель износа показало, что в умеренном режиме изнашивания (микроабразивный механизм разрушения) форма петель имеет вид параллелограмма и достаточно равномерна в течение всего процесса - 10^5 циклов (рис.4). Это условие позволило рассчитать энергетический коэффициент объемного износа (α) равный:

$$\alpha = \frac{W_v}{\sum_{i=1}^n E_{di}}$$

где W_v – объемный износ покрытия, а E_{di} – рассеиваемая энергия в контакте за один акт трения:

$$E_{di} = \sum_{j=1}^n F_{трj} D_j$$

В условиях проводимого эксперимента для области умеренного изнашивания коэффициент $\alpha = 25 \times 10^{-6}$ мм³/Дж (рис. 5а). Расчет этого коэффициента позволяет оценивать ресурс покрытия (N , циклов) в зависимости от рассеиваемой энергии в контакте за цикл трения (E_{di}) при условии учета износа контртела и его геометрических размеров (рис.5б):

$$N = \frac{2 \times 10^5}{E_{di}} - 0,31$$

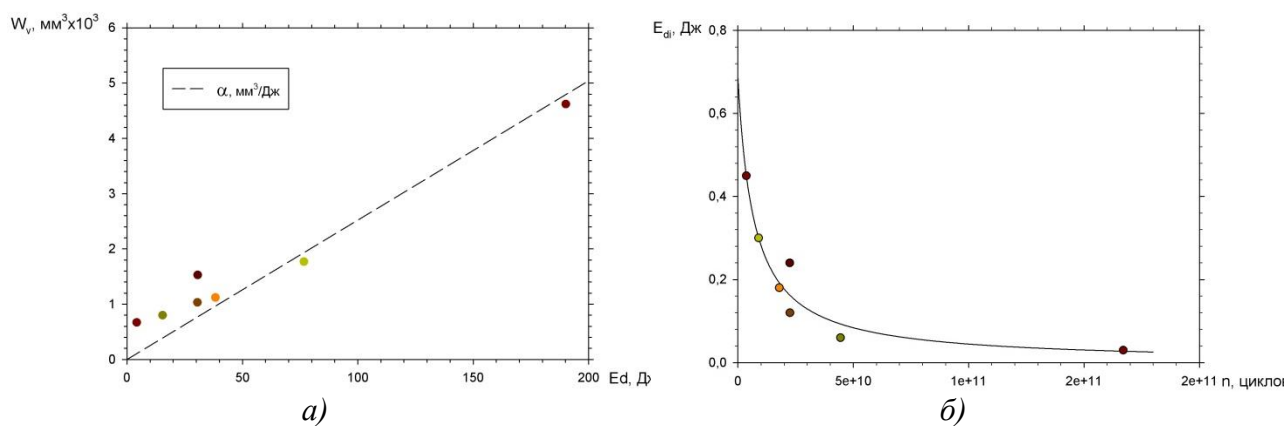


Рис.5. а) График линейной аппроксимации энергетического коэффициента объемного износа (α , мм³/Дж), б) График оценки ресурса МДО покрытия в зависимости от рассеиваемой энергии в контакте за один цикл трения

При переходе в экстремальный режим изнашивания (растрескивание покрытия до подложки) вид петель износа резко изменяется (рис.б). Так в крайних точках появляются резкие забросы значения силы трения уже с первых циклов, что говорит о высокой скорости изнашивания покрытия и роста сдвиговой составляющей разрушения покрытия, что в конечном итоге приводит к образованию трещин.

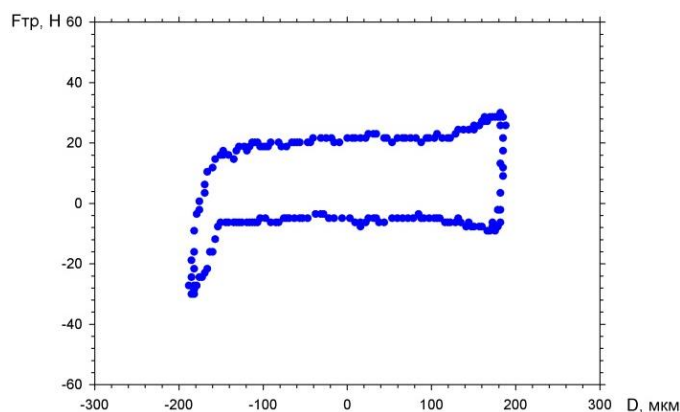


Рис.6. Петля износа ($F_{тр}-D$), полученная в первые циклы при экстремальном изнашивании МДО покрытия

Таким образом, анализ петель износа показал, что экстремальное изнашивание покрытия можно предсказать уже на начальной стадии трения, а этот вывод, в свою очередь, позволил сделать предположение о существовании критического значения приложенной к контакту нагрузки (сочетание F_n-D). Эта критическая нагрузка выражается через полную энергию (E_{ii}) прикладываемую к контакту за один цикл на начальной стадии эксперимента:

$$E_{ti} = 2\bar{\mu}_e F_{ni} D_i,$$

где $\bar{\mu}_e$ – средний коэффициент трения равный 0,01, а $F_{Tri} = \bar{\mu}_e F_{ni}$.

Значение критической энергии достаточной для перехода в экстремальный режим изнашивания находится эмпирически, путем построения графика полной энергии (E_{ii}) и обозначению вида разрушения покрытия для каждого образца на графике (рис.7).

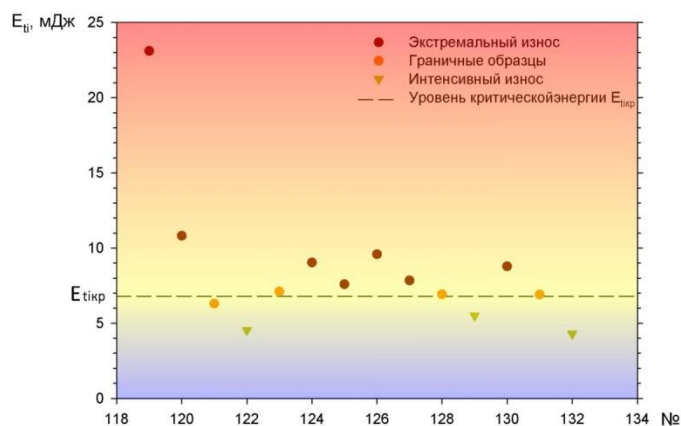


Рис.7. Значение полной энергии (E_{ii}) прикладываемой к контакту в первые цикла эксперимента

Таким образом, для испытанного МДО покрытия уровень критической энергии был равен $E_{кр} = 0,61$ мДж. Для определения теоретической границы перехода в экстремальный режим изнашивания по всей области нагружения необходимо приравнять $E_{кр} = E_{ii}$, откуда получаем:

$$2\bar{\mu}_e F_{ni} D_i = 0,0061.$$

Это равенство является гиперболической функцией заданной в неявном виде, по которому легко определить границу перехода в экстремальное изнашивание (рис.7). Как видно построенная таким образом кривая хорошо совпадает с экспериментальными данными.

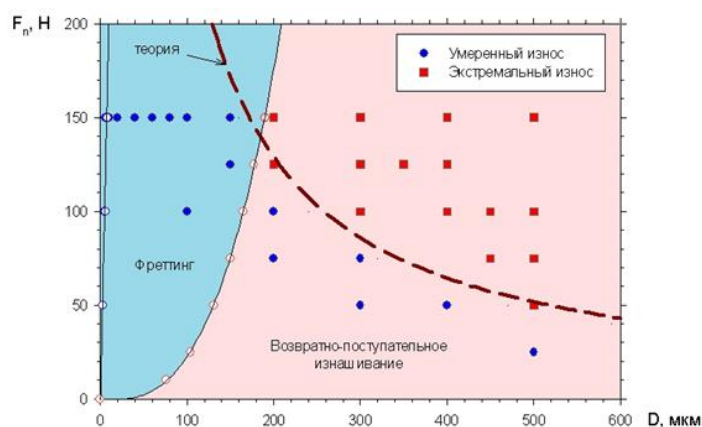


Рис.7. Значение полной энергии ($E_{ц}$) прикладываемой к контакту в первые циклы эксперимента

Выводы

1. Для МДО покрытия были определены границы областей механизмов разрушения (деформационного и микроабразивного механизмов, растрескивания и отслаивания покрытия).
2. Оценен ресурс покрытия (N) в области микроабразивного износа, а также найдено значение критической энергии ($E_{кр} = 0,61 \text{ мДж}$), позволяющее оценить значения нормальной нагрузки (F_n) и перемещения (D) при возвратно-поступательном скольжении, при которых происходит растрескивание и отслаивание МДО покрытия.

Литература

1. K. Holmberg, A. Matthews Coatings Tribology: properties, Mechanisms, Techniques and Application in Surface Engineering, Elsevier, 2009. -560с.
2. Rao V.D.N., Cikanek H.A., Boyer B.A., Lesnevsky L.N., Tchernovsky M.N., Tjurin V.N. Friction and Wear Characteristics of MAO Coating for Light Weight, Wear Resistant, Powertrain Component Application // SAE Technical Paper №970022, 1997. pp. 91-105.
3. Бойцов Б.В., Лесневский Л.Н., Ляховецкий М.А., Петухов Ю.В., Прусс Е.М., Трошин А.Е., Ушаков А.М., Повышение надёжности алюминиевых прессформ путём защиты их от износа и коррозии методом микродугового оксидирования // Проблемы машиностроения и надёжности машин, 2013..№6. - С. 45-53
4. Суминов И.В. Плазменно-электролитическое модифицирование поверхности металлов и сплавов. По общ. Ред. И.В. Суминова / И.В.Суминов, П.Н.Белкин, А.В. Эпельфельд, В.Б.Людин, Б.Л. Крит, А.М. Борисов. В 2-х томах. 2011. Том 2. –Москва: Техносфера. 512с.
5. Vingsbo O., Soderberg S., On fretting maps // Wear, 1988. V. 126. – pp.131-147
6. Fouvry S., Kapsa Ph., Vincent L., Analysis of sliding behavior for fretting loadings: determination of transition criteria // Wear, 1995. V.185. -pp. 35-46

**ОСОБЕННОСТИ КОНТАКТНОГО ИЗНАШИВАНИЯ
ДИФФУЗИОННО-УПРОЧНЕННЫХ СЛОЕВ ЭКОНОМНО-
ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ**
*FEATURES CONTACT WEAR DIFFUSION-HARDENED LAYERS OF
ECONOMICALLY-ALLOYED STEELS*

Е.П.Поздняков – аспирант, **И.Н.Степанкин** – к.т.н., доц.
Учреждение образования

"Гомельский государственный технический университет им. П.О.Сухого"

Abstract. The influence of stress state on the mechanism of contact wear of structural steels 40X and 30HGSA with hardened layers. Determine the mechanism of destruction of the surface layers. Shows the differences in the nature of the surface fracture of steels 40X and 30HGSA.

Введение. Предел контактной выносливости для материалов с диффузионно-упрочненным слоем, применяемых при изготовлении зубчатых колес принято рассчитывать по зависимости:

$$\sigma_{\text{Hlim}} = 23 \text{ HRC}_\sigma [1] \quad (1)$$

Методика оценки предельного износа в результате повреждения питтингами более 50-ти процентов полосы контакта [2], не учитывает распределение твердости по глубине упрочненного слоя, а также его взаимодействие с сердцевиной в процессе контактного нагружения. Такой подход, закономерен при оценке ресурса работы прецизионных поверхностей зубчатых зацеплений, шариковых и роликовых подшипников, а также других аналогичных узлов. В тоже время, возможно расширение области применения карбидных и карбонитридных слоев экономно-легированных сталей, для изготовления мелкогабаритного штампового инструмента со сложной формообразующей поверхностью. Необходимость замены традиционно используемых для этой цели инструментальных сталей диктуется технологическими причинами – выдавливанием сложного профиля инструмента на предварительно отожженной заготовке. Таким способом изготавливают отделочные пуансоны для окончательного формирования крестообразного шлица винта-самореза [3].

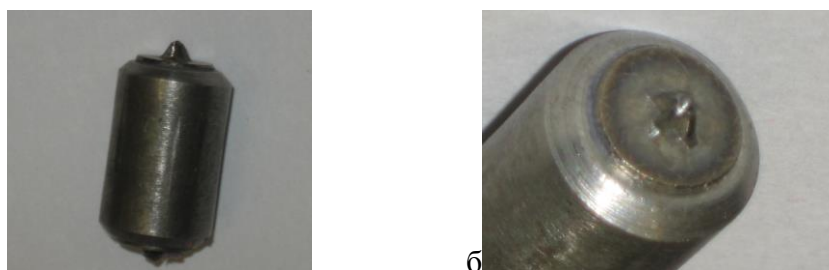


Рис. 1 – Общий вид (а) и рабочая часть (б) отделочного пуансона для изготовления винтов-саморезов

В случае изготовления таких инструментов из высоколегированных высокоуглеродистых сталей требуется проведение одного, или более промежуточных отжигов, для восстановления заданной пластичности заготовки в процессе холодного выдавливания рабочей части. В случае невыполнения данного условия геометрия рабочей части инструмента не всегда удовлетворяет заданным требованиям чертежа. Использование экономно-легированных сталей 40X и 35XГСА с карбидными и карбонитридными слоями толщиной свыше 1,2 мм, позволяет обеспечить заданную твердость и жесткость рабочей поверхности инструмента на глубине действия максимальных эксплуатационных нагрузок в рабочем слое оснастки, и позволяет изготавливать формообразующую поверхность до упрочнения, при достаточно высокой

пластичности заготовки. Такая замена требует оценки поведения упрочненного слоя в условиях контактного изнашивания на глубину, которая превышает обычно достигаемую при описанных выше методиках [1, 2]. С целью исследования процесса контактного изнашивания на глубину соизмеримую с толщиной упрочненных слоев применена оригинальная установка [4].

Объекты и методики исследований. Объектом исследований являлись диффузионно-упрочненные слои конструкционных экономно-легированных сталей 40Х и 35ХГСА. Химико-термическая обработка образцов заключалась в проведении 12-ти часовой цементации и цианирования при температуре 920°C в древесноугольном карбюризаторе. Модификацию карбюризатора осуществляли карбонатом бария BaCO_3 и карбамидом $(\text{NH}_2)_2\text{CO}$. В качестве окончательной термической обработки проводили закалку с температуры 860°C с последующим охлаждением в масле и низкотемпературный отпуск при температуре 200°C в течение 1 часа. Дополнительно выявляли влияние криогенной обработки в жидком азоте, которую осуществляли после закалки. Исследование микроструктуры упрочненных слоев проводили на поперечных шлифах при увеличении 100 крат на оптическом микроскопе Метам РВ-22. Травление поверхности осуществляли 3%-х процентным спиртовым раствором азотной кислоты. Определение микротвердости проводили на приборе ПМТ-3 с нагрузкой на индентор Виккерса 2Н.

Интенсивность накопления усталостных повреждений в поверхностном слое образцов при многократном контактом воздействии на материал исследовали на установке для испытаний на контактную усталость и износ [4]. Установка обеспечивает контактное нагружение без проскальзывания торцевой поверхности плоской части образца за счет его взаимодействия с рабочей поверхностью подпружиненного дискового контртела, моделируя условия работы холодновысадочного инструмента. Размеры полосы контакта определяются толщиной испытываемой поверхности образца и шириной дискового контртела. Полированные боковые поверхности рабочей части образца позволяют проводить мониторинг структурных изменений в зоне контакта и регистрацию глубины лунки износа с увеличением количества циклов нагружения.

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) проведен с помощью метода конечных элементов. Компьютерная модель, представленная в виде геометрической реконструкции рабочей части образца, нагружалась давлением равномерно распределенным по поверхности контакта площадью 2 мм², отражая реальные условия испытания. Величина контактного давления принималась равной 1300 МПа, что соответствует уровню эксплуатационных нагрузок на описанные выше отделочные пуансоны и соизмеримо со значением контактного напряжения, при котором наблюдается высокая износоустойчивость высоколегированной стали Р6М5 [5]. Деформацию материала образца модели считали абсолютно упругой. Это обусловлено высокой твердостью всех рассматриваемых материалов, и обосновано в работе [6]. Модуль упругости материала образца принимали равным $2,11 \times 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона 0,3.

Результаты исследований и их обсуждение. После закалки и отпуска микроструктура нитроцементованных образцов стали 40Х представлена мартенситом отпуска. В структуре цементованных образцов в поверхностном слое присутствует незначительное количество карбидов угловатого типа. В структуре образцов стали 35ХГСА, после науглероживания и цианирования, присутствовало незначительное количество карбидной фазы в виде ледебуритной сетки вокруг мартенситного зерна вследствие неполного ее растворения в процессе нагрева под закалку.

Анализ результатов исследований НДС рабочей части экспериментальных образцов показал, что в случае приложения к контактной поверхности напряжения 1300 МПа, в начальный момент испытаний уровень эквивалентных напряжений составляет порядка 1270 МПа. Зона максимальных напряжений находится на пересечении рабочей и боковой поверхностей образца. В центре полосы контакта напряжения снижаются до 1000 МПа (рис. 2 а). Граница между областью рабочей поверхности с приложенной

контактной нагрузкой и без неё находится под действием максимальных касательных напряжений, значения которых достигают 500 МПа (рис. 2 б). Зоны концентрации касательных напряжений расположены в глубине металла под крайними точками приложения нагрузки к поверхности образца. В этих зонах происходит зарождение и рост трещин контактной усталости (рис. 2 г).

Величина касательных напряжений ответственных за протекание микропластических деформаций под контактной поверхностью [7], при глубине лунки до 0,2 мм остается на уровне 500 МПа (рис. 3 а). При углублении лунки свыше 0,2 мм отмечается рост напряжений до 1100 МПа при глубине лунки 0,6 мм. Аналогичная закономерность отмечена для сдвиговых деформаций (рис. 3 б) которые изменяются в диапазоне 0,6-1,3%. Таким образом, испытания, проводимые с изнашиванием контактной поверхности на глубину до 0,2 мм, что соизмеримо с допуском на рабочие поверхности отделочных пуансонов, будут осуществляться при неизменных граничных условиях. В пользу этого утверждения свидетельствуют зависимости отражающие изменение эквивалентных напряжений и деформаций, которые также являются критерием оценки материала сопротивляться контактному изнашиванию (рис. 4) [8].

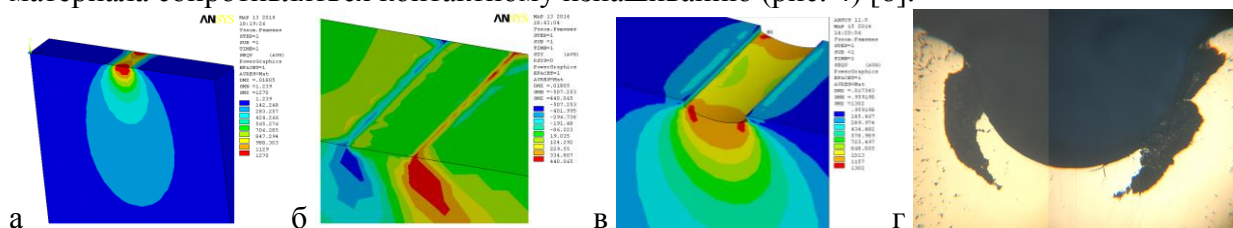


Рис. 2 – Распределение эквивалентных (а) и касательных (б) напряжений по рабочей поверхности образца в начальный момент испытаний, эквивалентных напряжений при глубине лунки 0,2 мм (в) и характер распространения трещин в образце из стали 30ХГСА с карбонитридным упрочнением (г)

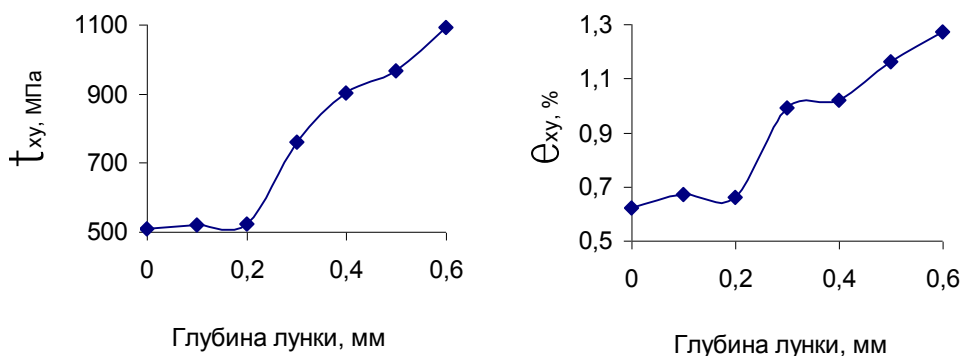


Рис. 3 – Изменение касательных напряжений (τ_{xy}) и сдвиговых деформаций (ϵ_{xy}) в боковой плоскости рабочей части в зависимости от глубины лунки

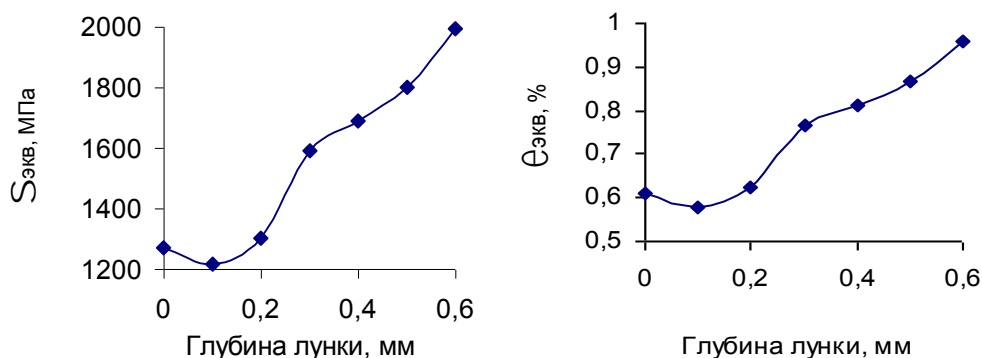


Рис. 4 – Изменение эквивалентных напряжений (σ_{eqv}) и деформаций (ϵ_{eqv}) в боковой плоскости рабочей части в зависимости от глубины лунки

Увеличение глубины лунки свыше 0,2 мм не только увеличивает концентрацию всех отмеченных напряжений и деформаций, но и приводит к локализации зоны

максимальных эквивалентных напряжений в области действия максимальных касательных напряжений (рис. 2 в).

Распределение микротвердости поверхностного слоя всех партий испытанных образцов описывалось схожими зависимостями. Максимальное значение составило порядка 8000 МПа, что соответствует твердости 62 HRC₃. Величина предела контактной выносливости, рассчитанная по зависимости (1) составляет 1426 МПа.

Микротвердость сердцевины образцов соответствует справочным данным для рассматриваемых сталей, составляя порядка 5500 МПа (52 HRC₃). В соответствии с зависимостью (1) предел контактной выносливости сердцевины составит 1196 МПа. Однако по ГОСТ 21354-87 зависимость (1) справедлива для материала с твердостью не менее 56 HRC₃ (6250 МПа). Не выполнение данного условия, должно обеспечить изменение механизма изнашивания образцов при достижении определенного размера лунки износа.

Анализ кривых контактного изнашивания образцов из стали 35ХГСА (рис. 5 а) показывает, что достижение глубины лунки износа 0,6 мм наблюдается в пределах 18000-26000 циклов нагружения. Максимальной контактной выносливостью обладают цементованные образцы. Применение криогенной обработки после закалки несколько увеличило интенсивность износа, который происходил в три этапа [9]. На первом отмечена приработка контактной поверхности. На втором накопление внутренних дефектов без изменения глубины лунки износа. Стабильная работа поверхности образца заканчивается после 7500-8000 циклов нагружения потерей её несущей способности. После чего начинается интенсивное изнашивание поверхности образца с образованием питтингов.

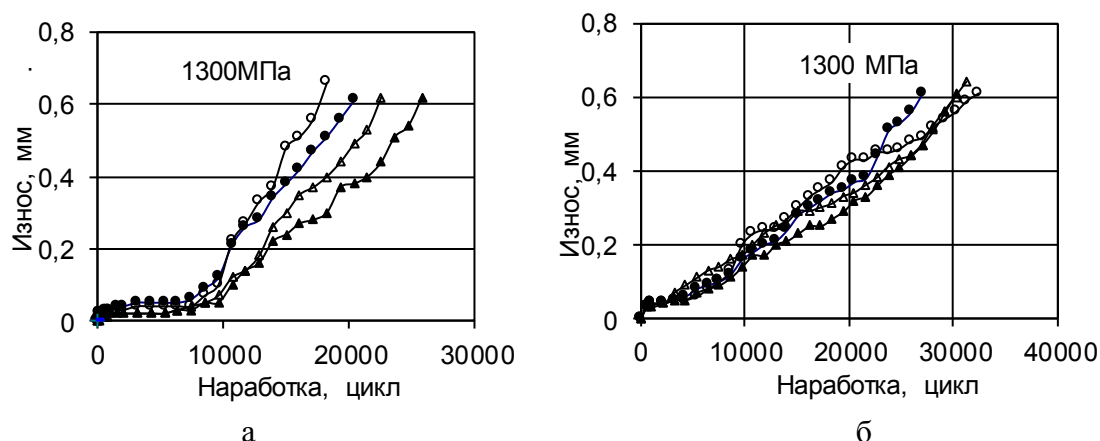


Рис. 5 – Кривые контактного изнашивания образцов из стали 30ХГСА (а) и 40Х (б) упрочненных цианированием (●○) и цементацией (▲△). Однотонные маркеры отражают износоустойчивость образцов подвергавшихся дополнительной обработке холодом

Износ поверхностных слоев стали 40Х отражается монотонно возрастающей зависимостью (рис. 5 б). Вид диффузионного насыщения практически не влияет на скорость изнашивания образцов. Рост лунки износа до глубины 0,6 мм происходит до 27000-32000 циклов испытания. До указанных значений износ всех образцов сопровождается наклепом контактной поверхности с постоянным отслоением тонких чешуек металла. Форма контактной поверхности лунки полностью повторяет профиль контртела. После превышении указанного значения из-за проявления податливости сердцевины, происходит образование крупных трещин с последующим отслоением более твердого поверхностного слоя (рис. 6), что является граничным условием для эксплуатации карбидных и карбонидных слоев для мелкогабаритного холодновысадочного инструмента. Кроме того, важным результатом исследования является способность упрочненных слоев стали 40Х изнашиваться по монотонной кривой до глубины лунки 0,6 мм независимо от увеличения концентрации эквивалентных и

касательных напряжений (рис. 2 и 3). Эта особенность может быть использована для прогнозирования равномерного износа рабочей части инструмента в процессе его эксплуатации.

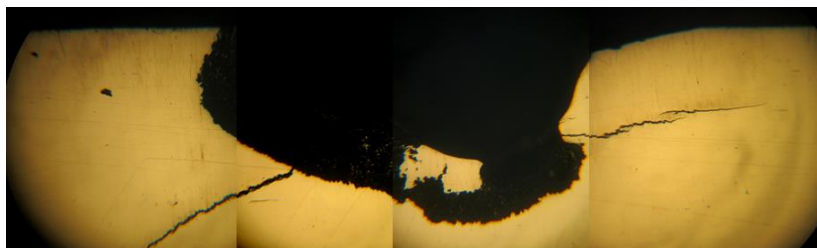


Рис. 6 - Внешний вид лунки износа упрочненного слоя стали 30ХГСА – 18280 циклов испытания ($\times 20$)

Заключение. Обоснованы подходы к испытанию экономно-легированных сталей 40Х и 35ХГСА с диффузионно-упрочненными слоями в условиях контактного изнашивания на глубину 0,2 и более мм. Получены зависимости отражающие интенсивность износа карбидных и карбонитридных слоев указанных сталей, при контактом напряжении 1300 МПа, что позволяет использовать полученные результаты для изготовления мелкоразмерного холодновысадочного инструмента со сложнопрофильной рабочей поверхностью.

Литература

1. ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления
2. Р 50-54-30-87 Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на контактную усталость
3. Выдавливание рельефных полостей в формообразующих деталях технологической оснастки: Руководящий технический материал 37.002.0195–81.– Горький, 1983.– 170 с.
4. Патент Респ. Беларусь на полезную модель №8260. Заявка № u20110940 от 23.11.2011, МПК (11) G 01N 3/00, заявитель УО «ГГТУ им. П.О.Сухого» “Устройство испытания на контактную усталость и износ” / И.Н.Степанкин, И.А.Панкратов, В.М.Кенько, Е.П.Поздняков.
5. Степанкин, И.Н. К вопросу исследования контактной выносливости быстрорежущей стали Р6М5 / И.Н.Степанкин, В.М.Кенько, Е.П.Поздняков, А.И.Камко // Вестник ПГУ.– 2012. – №3. – С.39-45.
6. Кремнев, Л.С. Особенности разрушения инструментальных материалов / Л.С.Кремнев // Металловедение и термообработка металлов.– 1994.– № 4.– С. 17–22.
7. Рыжов, Н.М. Технологическое обеспечение сопротивления контактной усталости цементуемых зубчатых колес из теплостойких сталей / Н.М.Рыжов // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. №6. С.39-45.
8. Семенов, М.Ю. Анализ способов упрочнения зубчатых колес из теплостойких сталей на основе расчетного метода / М.Ю.Семенов, И.Н.Гаврилин, М.Ю.Рыжова // Металловедение и термическая обработка металлов. 2014. №1. С.42-46.
9. Карелин, Е.Н. Закономерности изнашивания зубчатых передач / Е.Н.Карелин, М.Э.Никифоров, А.В.Тигин // Успехи современного естествознания. 2012. №6. С.75-76.

О ВОЗМОЖНОСТИ КОНТРОЛЯ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА СФЕРИЧЕСКИХ АЭРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ ПО КРИВОЙ ВЫБЕГА

ABOUT POSSIBILITY OF SPHERICAL AEROSTATIC BEARINGS RADIAL CLEARANCE CONTROL BY THE DECELERATION CURVE

Р.А. Пошехонов - инженер¹, ассистент², В.В. Лапшин - инженер¹, аспирант²,

¹ОАО "ВНИИИНСТРУМЕНТ"

²МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. A method for control the spherical aerostatic bearings clearance is proposed. The method is based on the approximation of the experimental running-out curves and determination rotation viscous friction. The test results correlated with axial backlash, which was defined previously.

Описание задачи. ОАО «ВНИИИНСТРУМЕНТ» совместно с МГТУ им. Баумана разрабатывает и изготавливает серию прецизионных аэростатических шпиндельных узлов (АШУ) со сферическими опорами (Рис. 1). Самоустановка опор и нечувствительность их к остаточному перекосу позволяют на станках оснащённых такими АШУ получить очень низкий уровень биений, о котором можно судить по точности формы деталей, обработанных на станках, собственного производства, оснащённых данными узлами. Наилучшее достигнутое отклонение от цилиндрической заготовки составило 80 нм. Конструкция, размеры и особенности разрабатываемых АШУ приведены в статье [1].

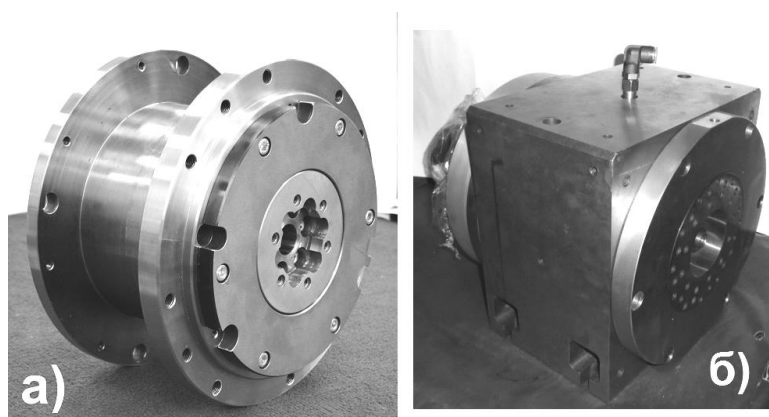


Рис.1. Прецизионные АШУ, изготовленные ОАО «ВНИИИНСТРУМЕНТ» а-РТШ 020; б-НШУС 110

Технологическая сложность изготовления разрабатываемых АШУ заключается в необходимости обеспечить радиальный зазор величиной около 10 мкм между сферическими поверхностями. Причём необходимо контролировать как минимальный зазор (определяет допустимый уровень смещений), так и средний зазор (влияет на характеристики узлов: жёсткости, демпфирование и частоты колебаний). Средний (гидравлический) зазор может быть больше минимального из-за микро или макро дефектов опорных поверхностей.

Известны различные способы контроля зазора аэростатических подшипников. Однако всем им присущи определённые недостатки.

- Измерение радиального или осевого люфта [2] даёт неоднозначную оценку минимального зазора из-за сферической формы опорных поверхностей. Измерение люфта должно сопровождаться сплошным метрологическим исследованием опорных поверхностей [3], что требует дорогого измерительного оборудования.

- Замер расхода подаваемого воздуха [4] позволяет оценить средний зазор. Проблематично из-за разброса проницаемости пористых ограничителей наддува, которая может различаться в 2 раза в пределах 95% доверительного интервала [5].

- Определение электрической ёмкости конденсатора, образованного аэростатическими опорами [6] должно дать среднюю оценку зазора, но оно проблематично из-за электрических пробоев, возникающих в производственных условиях от остаточной влаги или грязи [3].

При производстве АШУ использовался метод контроля зазора по осевым биениям, давший оценку зазора $h_0^{<U>}=9...11$ мкм. Экспериментально определённые силовые характеристики АШУ РТШ 020 [1] оказались заметно ниже расчётных, полученных по методике описанной ранее [7]. Так экспериментально определённая жёсткость оказалась меньше 1,5...2 раза, а вязкое сопротивление меньше расчётного более чем в 5 раз. Одним из возможных объяснений этого является то, что гидравлический зазор существенно больше замеренного по смещениям. Поэтому разработка методик измерения гидравлического зазора является актуальной задачей.

Предложенный способ контроля радиального зазора основан на обобщении формулы Н.П. Петрова для момента вязкого сопротивления вращению подшипника сферической формы с постоянным радиальным зазором h_0 .

$$M_Z = -\omega_Z \frac{2\pi\mu R^4}{h_0} \int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \sin^3 \theta \, d\theta, \quad (1)$$

где M_Z - момент сопротивления опоры; ω_Z - угловая скорость; μ - коэффициент динамической вязкости; R - радиус сферы; θ - полярный угол в сферической системе координат; θ_{\min} , θ_{\max} - границы сферического пояса.

Для определения коэффициента вязкого сопротивления были экспериментально получены кривые выбега двух АШУ моделей РТШ 020 и НШУС 110. Разгон шпинделя НШУС 110 производился встроенным бесконтактным электродвигателем с помощью системы ЧПУ станка. По желанию заказчика шпиндельный узел РТШ 020 изготовлен без двигателя и без проведения балансировки. Его разгон осуществлялся струёй сжатого воздуха. После прекращения действия крутящего момента шпиндель медленно останавливался. По секундомеру отмечалось время падения угловой скорости до контрольных значений. Измерение скорости проводилось лазерным тахометром универсального измерительного устройства КВАРЦ (ТОПАЗ-В).

Однако кривые выбега плохо описывались моделью с вязким трением. Для выявления реальной характеристики была рассмотрена достаточно общая модель момента сопротивления

$$J_z \dot{\omega}_z + a\omega_z + b\omega_z |\omega_z| = M_0, \quad \omega_z(0) = \omega_{z0} \quad (2)$$

где J_Z - момент инерции шпинделя; $\dot{\omega}_z$ - угловое ускорение; a - коэффициент вязкого сопротивления вращению; b - коэффициент квадратичного сопротивления; M_0 - постоянный момент сопротивления. В таблице 1 представлены общие решения дифференциального уравнения (2) для всех возможных сочетаний параметров трения. Значения коэффициентов определены с аппроксимацией в программе MATLAB для нескольких кривых выбега. Результаты испытания и семейство аппроксимирующих кривых представлены на рисунке 2. Выбор наилучшего приближения проведён по величине среднеквадратичного отклонения S . Процедура определения параметров трения была выполнена для различных направлений вращения, при креплении к шпинделю дополнительных оправок, с остаточной неуравновешенностью или без них, а также при различном давлении подачи (варьировавшимся в диапазоне 2...9 бар). Давление подачи меняло жёсткость и статические весовые смещения. Во всех случаях параметры трения АШУ НШУС 110 оказались очень близкими.

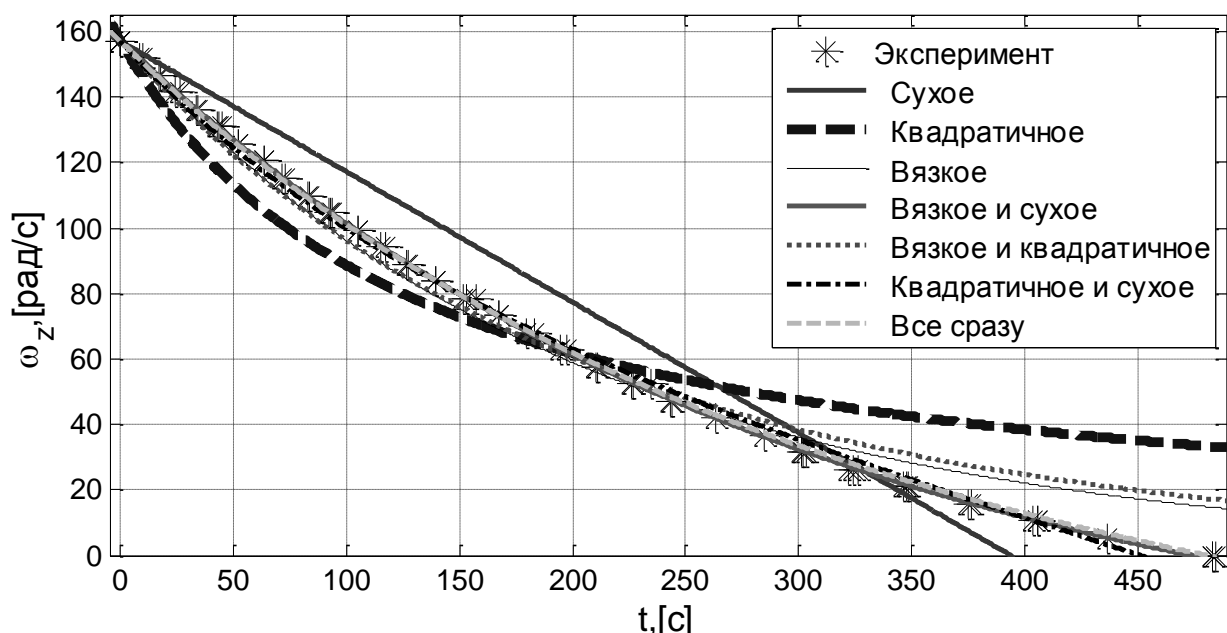


Рис.2. Аппроксимация кривых выбега АШУ НШУС 110

Таблица.1. Результаты аппроксимации: параметры трения и отклонение S для АШУ НШУС 110

Модель трения, решение	Параметры	S , [с ⁻¹]
Сухое $J_z \dot{\omega}_z = M_T, \omega_z = \frac{M_T t}{J_z} + \omega_{z0}$	$M_0 = -4,48 \cdot 10^{-2}$ Н·м	14,3
Вязкое: $J_z \dot{\omega}_z + a\omega_z = 0, \omega_z = \omega_{z0} e^{-\frac{at}{J_z}}$	$a = 5,51 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с	5,99
Квадратичное: $J_z \dot{\omega}_z + b\omega_z^2 = 0, \omega_z = \frac{\omega_{z0} J_z}{\omega_{z0} b t + J_z}$	$b = 5,52 \cdot 10^{-6}$ Н·м·с ²	15,3
Вязкое и сухое: $J_z \dot{\omega}_z + a\omega_z = M_T,$ $\omega_z = e^{-\frac{at}{J_z}} \left(\frac{M_T}{a} \left(e^{\frac{at}{J_z}} - 1 \right) + \omega_{z0} \right)$	$M_0 = -1,56 \cdot 10^{-2}$ Н·м $a = 3,68 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с	0,636
Квадратичное и сухое: $J_z \dot{\omega}_z + b\omega_z^2 = M_T,$ $\frac{\sqrt{M_T}}{\sqrt{b}} \tanh \left(\sqrt{\frac{b M_T}{J_z}} t + \tanh^{-1} \left(\sqrt{\frac{b}{M_T}} \omega_{z0} \right) \right)$	$M_0 = -2,53 \cdot 10^{-2}$ Н·м $b = 2,43 \cdot 10^{-6}$ Н·м·с ²	2,60
Вязкое и квадратичное: $J_z \dot{\omega}_z + a\omega_z + b\omega_z^2 = 0,$ $\omega_z = \left(\frac{b}{a} \left(e^{\frac{at}{J_z}} - 1 \right) + \frac{1}{\omega_{z0}} e^{\frac{at}{J_z}} \right)^{-1}$	$a = 4,78 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с $b = 5,86 \cdot 10^{-7}$ Н·м·с ²	7,06
Все виды сразу: $J_z \dot{\omega}_z + a\omega_z + b\omega_z^2 = M_T,$ $\frac{1}{2b} \left(k \tan \left(-\frac{kt}{2J_z} - \tan^{-1} \left(\frac{2\omega_{z0} b + a}{-k} \right) \right) - a \right),$ где $k = \sqrt{-a^2 - 4bM_T}$	$M_0 = -1,56 \cdot 10^{-2}$ Н·м $a = 3,66 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с $b = 5,3 \cdot 10^{-12}$ Н·м·с ²	0,637

Такие же испытания проведены для трёх опытно-промышленных образцов шпиндельного узла РТШ 020. Вариация давления подачи и направления вращения также не существенно влияли на определяемые коэффициенты трения.

Во всех случаях самыми точными оказались «вязко-сухая» и «общая» модели

(отмечены цветом в таблице 1). Для общей модели значения коэффициентов b были близки к нулю.

Предполагая, что сопротивление вращению опор было единственной причиной вязкого трения, на основании (1) была получена оценка радиального зазора $h_0^{<M>}$. В таблице 2 приведены осреднённые значения параметров трения a , M_0 , оценки зазора на основании момента сопротивления $h_0^{<M>}$ и на основании осевого люфта $h_0^{<U>}$.

Таблица.2. Результаты определения параметров трения и оценки зазора

Модель АШУ	Параметр M_0 , Н·м	Параметр a , Н·м·с	Оценка зазора по вязкому трению $h_0^{<M>}$, м	Оценка зазора по осевому люфту $h_0^{<U>}$, м
РТШ 020	$-11,8 \cdot 10^{-4}$	$1,49 \cdot 10^{-4}$	$10,1 \cdot 10^{-6}$	$9,39 \cdot 10^{-6}$
НШУС 110	$-1,63 \cdot 10^{-2}$	$3,50 \cdot 10^{-4}$	$10,9 \cdot 10^{-6}$	$11,8 \cdot 10^{-6}$

Трактовка результатов. Общий уровень трения весьма мал, но в некоторых случаях его необходимо учитывать. Например, полученные коэффициенты трения при вращении важны для разработки технологических операций обработки на выбеге.

АШУ различаются геометрией опор, поэтому коэффициенты вязкого трения a отличаются примерно в 2,5 раза. Существенное различие момента M_0 можно объяснить тем, что у АШУ РТШ 020 отсутствовал электродвигатель с присущими ему потерями энергии на перемагничивание статора мощными редкоземельными магнитами.

По предложенной методике по коэффициенту вязкого сопротивления a была получена оценка аэростатического зазора $h_0^{<M>}$, которая оказалось достаточно близкой к оценке зазора $h_0^{<U>}$, определённой по осевому люфту.

Необходимо отметить, что опорные поверхности были обработаны притиркой, до шероховатости $0,37 R_a$ и $4,8 R_z$. Значения R_z сопоставимы с зазором и могут существенно увеличить гидравлический зазор. Например, в статье U. Nishio [8] описаны испытания статических силовых характеристик плоских аэростатических подпятников, одна поверхность которых была притёрта до $0,2 R_z$, а вторая была обработана не указанным способом до $1...2 R_z$. U. Nishio отмечал, что средняя величина зазора должна быть увеличена на сумму R_z опорных поверхностей по сравнению с той, что может быть измерена по смещениям. Хорошее соответствие расчётных и экспериментальных характеристик достигается при $h_0 > (3...5) \cdot \Sigma R_z$. Помимо значения R_z на сопротивление воздушного слоя между шероховатыми поверхностями оказывает заметное значение микрорельеф поверхности, зависящий от вида обработки. В работах А.П. Болштынского и соавторов [9,10] показано, как зависит усреднённая гидравлическая толщина воздушного слоя от некоторых видов обработки опорных поверхностей, когда детали соприкасаются друг с другом. Таким образом, шероховатость и способ обработки должны влиять на гидравлическую величину зазора и могут объяснить заниженные силовые характеристики. Возможны два объяснения того, почему оценка зазора по вязкому трению совпала с зазором, определённым по люфту.

1. При обработке притиркой ширина царапин-микровпадин очень мала, поэтому они не влияют на гидравлический зазор. В этом случае заниженные силовые характеристики должны объясняться другими причинами.

2. Осреднённый, гидравлический зазор может различаться для режимов напорного, демпфирующего и куэтовского режимов работы АШУ. В этом случае $h_0^{<M>}$ не является адекватной оценкой гидравлического зазора для напорного и демпфирующего режимов работы.

Выводы

1. При обработке измерений установлено наличие «вязкого» и «сухого» сопротивления вращению и точное значение соответствующих коэффициентов.
2. Смещение шпинделя, реверс и дисбаланс не влияют на кривую выбега.

3. «Сухое» сопротивление обусловлено, прежде всего, перемагничиванием статора магнитами электродвигателя.
4. По вязкому сопротивлению может быть получена оценка зазора $h_0^{<M>}$, близкая к величине зазора, определённого по осевому люфту.
5. Необходимы дополнительные исследования для достоверного определения того, что $h_0^{<M>}$, адекватно определяет гидравлическую величину зазора.
6. Жёсткость и демпфирование опор оказалось намного ниже расчётных. Теоретически, жёсткость и демпфирование шпиндельных узлов можно было бы значительно улучшить, если усовершенствовать технологию изготовления опорных поверхностей.

Литература

1. Пошехонов Р. А., Лапшин В. В., Захаревич Е. М., Кирьянов В. П. Ударная диагностика аэростатического шпиндельного узла со сферическими опорами // // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 7. 24 с. DOI: 10.7463/1012.0467949
2. Прецизионные газовые подшипники/ И.Е.Сипенков, А.Ю.Филиппов, Ю.Я.Болдырев, Б.С.Григорьев, Н.Д.Заблоцкий, Г.А.Лучин, Т.В.Панич / Под ред. А.Ю.Филиппова и И.Е.Сипенкова. СПб. ГНЦ РФ ЦНИИ "Электроприбор", 2007. 504 с.
3. Подшипники с газовой смазкой/ Под ред. Н. С. Грэссэма, Дж. У Пауэлла. М.: Мир, 1966. 423 с.
4. Частично пористые газостатические опоры шпиндельных узлов. Теория и эксперимент: монография / А.В. Космынин, С.В.Виноградов, В.С. Виноградов, В.С. Щетинин, А.В. Смирнов; под ред. А.В. Космынина. М.: Академия Естествознания, 2011. Режим доступа: <http://www.gae.ru/monographs/119>
5. Пошехонов Р.А., Гуськов А.М. Влияние неоднородности проницаемости ограничителей наддува на характеристики плоских аэростатических опор // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 8. DOI: 10.7463/0813.0611443
6. System and method for measuring air bearing gap distance: Patent 7671607 B2 US / Charles F. Hayek, Mark D. DuBois, R. H.Chan. Filed 06.09.2007; Date of Patent 02.03.2010. P. 12.
7. Пошехонов Р.А. Расчет сферических аэростатических опор при заданном смещении и скорости шпинделя // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 10. DOI: 10.7463/1012.0467949 <http://technomag.edu.ru/doc/467949.html>
8. Nishio U., Somaya K., Yoshimoto S. Numerical calculation and experimental verification of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feedholes // Tribology International. Elsevier Ltd. 2011. № 44. P. 1790–1795. Режим доступа: www.elsevier.com/locate/triboint (дата обращения 18.08.2014)
9. Газостатический подвес поршня с псевдопористыми питателями компрессоров автомобильных рефрижераторов Лысенко Е.А., Болштынский А.П., Аверьянов Г.С., Кузнецов В.И. // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2012. № 25. С. 26-31.
10. Поршневые компрессоры с бесконтактным уплотнением / А.П.Болштынский, В.Е.Щерба, Е.А.Лысенко, Т.А.Ивахненко; под ред. А.П.Болштынского: ОмГТУ. 2010. 415 с.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК НАНОПОРОШКА КАРБИДА ТАНТАЛА НА ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПРИ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКЕ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

THE INFLUENCE OF ADDITIVES NANOPOWDER TANTALUM CARBIDE TO INCREASE THE WEAR RESISTANCE OF LASER WELDING OF POWDER MATERIALS

А.А. Фишков¹, В.П. Бирюков¹ – к.т.н., Д.Ю. Татаркин², М.А. Мурзаков²-аспирант
¹ ИМАШ РАН
² ООО НТО «ИРЭ-Полюс»

Abstract. The paper presents a metallographic investigation of the deposited layers of powder materials based on Nickel on steel 34ХН1МА, composite powders with additives nanopowder carbide of tantalum powder and Nickel-based using radiation of a fiber laser. The analysis of the test results abrasion scheme Brinell-Haworth, showing the advantage of a weld

Аннотация. В работе представлены металлографические исследования наплавленных слоев порошковых материалов на никелевой основе на сталь 34ХН1МА, композиционных порошков с добавками нанопорошка карбида тантала и порошка на никелевой основе с использованием излучения волоконного лазера. Приведен анализ результатов испытаний на абразивное изнашивание по схеме Бринелля-Хаворта, показывающий преимущество наплавленных покрытий с добавками нанокарбида тантала.

Лазерная наплавка заключается в нанесении на поверхность обрабатываемого изделия покрытия путем расплавления основы и присадочного материала. Причем поверхность изделия, образца расплавляется минимально и свойства покрытия главным образом зависят от свойств порошкового материала [1].

Для выполнения экспериментальных исследований нами были использованы волоконный лазер ЛС-5 мощностью 5 кВт (ООО НТО «ИРЭ-Полюс») и сканирующая лазерная головка, установленная в руке робота АВВ при наплавке покрытий из обмазок в лазерном центре МИФИ.

Микроструктура наплавленных покрытий исследовалась с помощью оптического металлографического микроскопа Neophot-30 производства фирмы Carl Zeiss JENA (ГДР) с увеличением до 500 крат.

Для выявления микроструктуры наплавленных покрытий образцы были подвержены химическому травлению. Для травления использовался раствор 5 мл HF+ 5 мл HNO₃ + 25 мл C₂H₅OH. Время травления составляло ~2 с.

С целью изучения химического состава и распределения наночастиц карбида тантала в наплавленных покрытиях образцы исследовались на растровом электронном микроскопе марки EVO 50 производства фирмы Carl Zeiss (Германия) [2].

Эксперименты с использованием стандартного порошка на основе никеля 1350 фирмы Hoganas, (Швеция) проводили на образцах с нанесенным покрытием в виде обмазки с толщиной слоя около 1 мм. Размер частиц порошка составлял 40-125 мкм. Наплавка стандартного порошка и порошка с добавками нанопорошка TaC осуществлялась на плоские поверхности подложек из малоуглеродистой стали. В качестве связующего вещества использовался водный раствор оксиэтилцеллюлозы.

При проведении экспериментов по наплавке с добавками нанопорошка были использованы смеси с концентрацией наночастиц 10% и 20% от объема шихты. Мощность излучения варьировалась в интервале от 1500 до 3000 Вт с шагом 250 Вт, скорость наплавки менялась от 5 до 20 мм/с. Расстояние от фокальной плоскости оптической головки составляло +230 мм и +150 мм.

На рис. 1(а) и (б) представлены микрошлифы наплавки стандартного порошка на основе никеля 1350 и с добавками нанопорошка карбида тантала с указанием точек

детальной съемки структуры образца. Наплавка имеет резкую границу с подложкой. Материал наплавки проникает в подложку, и имеет хорошее сцепление с ней.

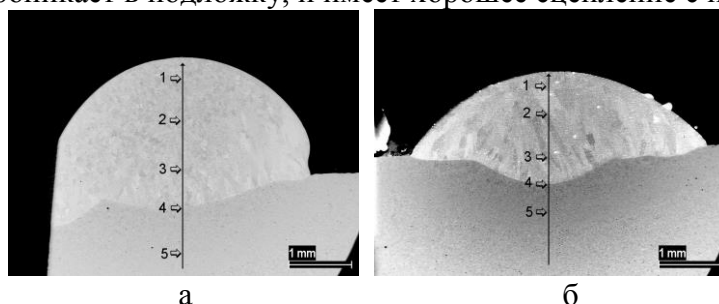


Рис. 1. Микрошлифы дорожек лазерной наплавки стандартного порошка на основе никеля 1350 (а) и с добавками нанокарбида тантала (б).

На рис. 2 приведены детальные фотографии микроструктуры наплавки в точках, обозначенных цифрами 1-5 на рис. 1 (а).

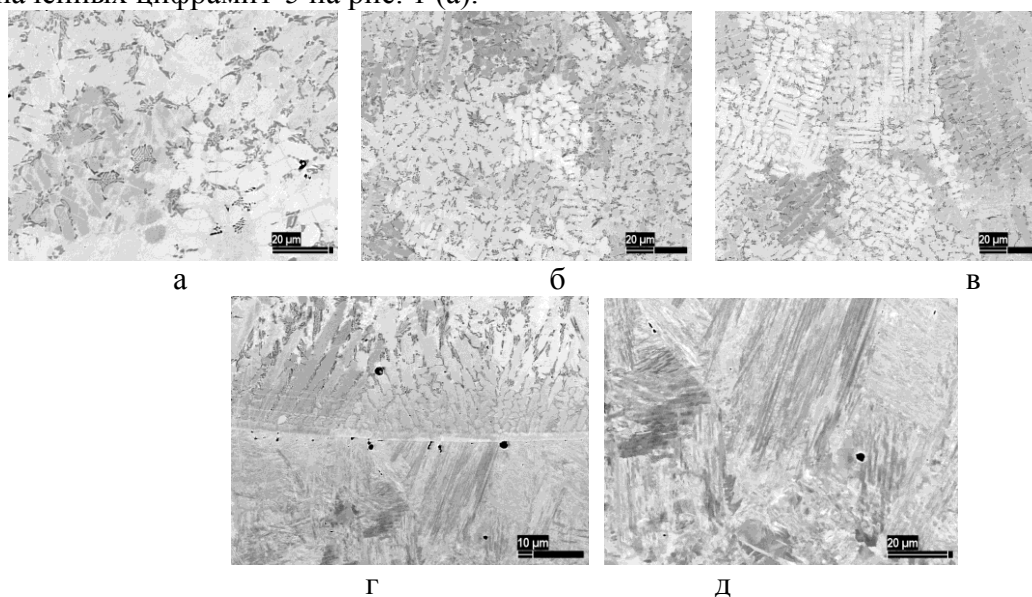


Рис.2. Микроструктура наплавки стандартного порошка 1350: а) точка 1; б) – точка 2; в) – точка 3; г) – точка 4; д) – точка 5 на рис. 1 (а).

Структура верхней части наплавки (точка 1) – крупное равноосное зерно с зародышами дендритов. Центральная часть наплавки (точки 2 и 3) – дендритная структура, характерная для застывшего расплава. Точка 4 – резкий переход от структуры застывшего расплава наплавки к структуре зоны термического влияния (ЗТВ). Точка 5 (ЗТВ) – структура, характерная для игольчатого мартенсита. Структура подложки – типичная доэвтектоидная сталь: относительно равноосные зерна феррита и перлита. ЗТВ составляет ~300 мкм.

Изменение элементного состава (таблица 1) также подтверждает наличие резкой переходной границы между наплавкой и стальной подложкой. В точке 4 и далее полностью отсутствует никель (основа наплавки), кремний и уменьшается содержание хрома до значения, характерного для исходной стали. Появляется марганец. Резко возрастает относительное содержание железа. Трещин и пор нет.

Таблица 1. Элементный состав (масс.%) наплавки образца

Элементы	Si	Cr	Mn	Fe	Ni
Спектр 1	3,11	8,49	–	25,35	63,05
Спектр 2	3,14	8,47	–	25,27	63,12
Спектр 3	3,06	8,57	–	25,56	62,81
Спектр 4	0,07	0,05	0,81	99,07	–
Спектр 5	–	0,08	0,78	99,14	–

Для определения влияния концентрации нанопрошка карбида тантала на микротвердость наплавленных слоев изготавливали две шихты с 10 и 20% содержанием его в стандартном порошке. На рис. 3 представлены фотографии микроструктуры в точках 1-5 (рис. 1,б).

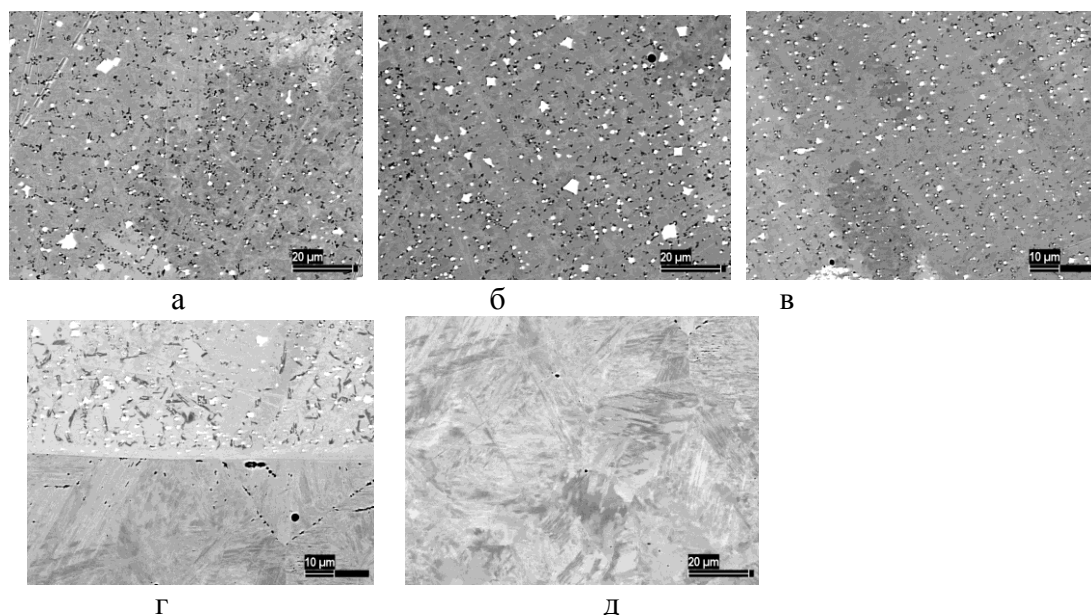


Рис. 3. Микроструктура наплавленного слоя стандартного порошка 1350 с добавками нанопорошка TaC и ЗТВ: а) -точка 1; б) –точка 2; в) – точка 3; г) – точка 4; д) – точка 5 (рис. 1, б).

Основные закономерности изменения структуры такие же, как на предыдущей наплавке со стандартным порошком на основе никеля. Отличия в следующем: в микроструктуре наплавки наблюдается большое количество мелкодисперсных вкраплений (рис. 3 а, б, в). Элементный анализ проводился в соответствии с точками указанными на рис.1,б (таблица 2), который показал, черные вкрапления – карбиды хрома, белые вкрапления – карбиды тантала. Область ЗТВ со стороны наплавки уменьшилась до 10 мкм. Общая область ЗТВ также уменьшилась до ~200 мкм.

Таблица 2. Элементный состав (масс.%) наплавки образца

Элемент	Si	Cr	Mn	Fe	Ni	Ta
Спектр 1	3,10	8,28	–	24,62	59,80	4,20
Спектр 2	3,22	8,19	–	24,87	59,86	3,85
Спектр 3	3,04	7,88	–	25,22	60,18	3,67
Спектр 4	0,00	0,00	0,83	99,17	–	–
Спектр 5	0,09	0,10	0,74	99,08	–	–

На рис. 4. Представлены результаты замеров микротвердости наплавленных образцов.

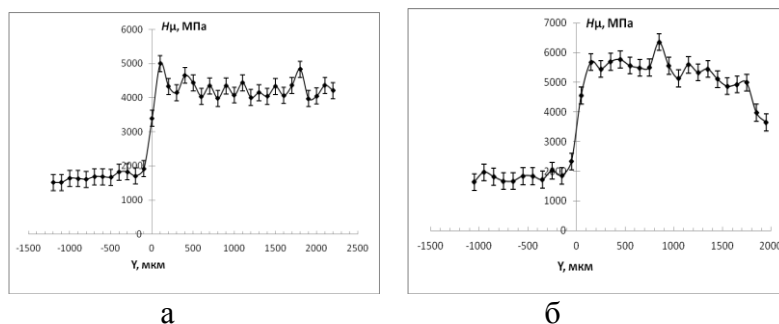


Рис. 4. Микротвердость наплавленных образцов: а – порошок 1350; б – порошок 1350 + 10% TaC.

Проведенные исследования показывают, что даже при содержании нанопорошка карбида тантала 10% микротвердость в наплавленном слое возрастает и достигает

максимального значения 6200 МПа.

Во второй серии экспериментов были использованы плоские образцы стали, с размерами 15x70x10 мм. Технология лазерной наплавки отрабатывалась на образцах стали 34ХН1МА, которая используется при изготовлении валов, роторов, дисков газовых и паровых турбин, муфт, зубчатых колес, и особо ответственных тяжело нагруженных деталей, работающих при температуре до 500 °С. При лазерной наплавке образцов применяли порошки на никелевой основе 1360 с размером частиц 40 – 150 мкм, обладающие более высокой твердостью по сравнению с порошками 1350. С целью повышения сопротивления абразивному изнашиванию в шихту вводили 10 - 40% от объема, нанопорошка карбида тантала, через каждые 10%. После наплавки от края образцов отрезали фрагменты по 10 мм, перпендикулярно дорожкам наплавки для изготовления шлифов. Оставшиеся части образцов зачищали от заусенцев, промывали в уайт-спирите и сушили при температуре 70⁰С в сушильном шкафу ШС-80-01 в течение 2 часов. После сушки образцы взвешивали на электронных весах VIBRA HT/НTR 220TE. Металлографические исследования показали, что микротвердость наплавленных слоев порошком 1360 находится в пределах 5200 – 6160 МПа. С повышением содержания нанокарбида тантала с 10 до 40% средняя микротвердость возрастает с 7400 (10% TaC) до 8600 (40% TaC) МПа. Для определения влияния лазерной наплавки на абразивную износостойкость проводилась испытания образцов на машине трения БХ-4 по модернизированной в ИМАШ РАН схеме Бринелля – Хаворта. К вращающемуся резиновому диску прижимался плоский образец с наплавленным покрытием и без него. В качестве абразива использовался кварцевый песок с размером частиц 0,2 – 0,4 мм. Нагрузка испытаний составляла 15 Н. Продолжительность испытаний 30 минут. Средняя арифметическая потеря массы находилась по результатам испытаний трех образцов. В таблице 3 приведены результаты проведенных испытаний.

Таблица 3. Результаты испытаний на абразивный износ по схеме Бринелля – Хаворта

Состав покрытия, % от объема	Микротвердость, МПа	Потеря массы, мг	Коэффициент износостойкости
Без покрытия Сталь 34ХН1МА	2600 - 2900	93,5	1,0
1360-100%	5200 - 6160	64,1	1,57
1360-90% +TaC 10%	7300 - 8100	22,6	4,13
1360-80% +TaC 20%	7420 - 8340	18,3	5,1
1360-70% +TaC 30%	7460 - 8560	17	5,5
1360-60% +TaC 40%	8520 - 8740	15,3	6,1

Из приведенных данных следует, что лазерная наплавка порошком 1360 без добавок повышает износостойкость по сравнению со сталью 34ХН1МА в 1,57 раза при выбранных режимах наплавки. В тоже время, введение нанопорошка карбида тантала в пределах 10% от объема шихты позволяет повысить износостойкость наплавленных слоев в 4 раза. Дальнейшее увеличение содержания нанопорошка до 40% от объема шихты приводит к повышению износостойкости до 6 раз, однако введение такого количества нанопорошка существенно удорожает наплавленную деталь и в каждом конкретном случае необходимо проводить оценку экономической эффективности применяемой технологии.

Литература

1. Григорьянц А.Г., Шиганов И.Н., Мисюров А.И. // Технологические процессы лазерной обработки. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 664 с.
2. Бирюков В.П., Петровский В.Н., Мурзаков М.А. Влияние содержания нанокарбида тантала в порошках на основе никеля на структуру и микротвердость при шликкерной лазерной наплавке // Технологии упрочнения, нанесения покрытий и ремонта. СПб.: Изд. Политехн. ун-та 2014. Ч.1. С.17-21.

**РАЗВИТИЕ АНАЛИТИЧЕСКИХ ЗАМКНУТЫХ РЕШЕНИЙ
КЛАССИЧЕСКОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ГЕРЦА ДЛЯ
КРИВОЛИНЕЙНЫХ И ВОЛНИСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ**

*DEVELOPMENT OF ANALYTICAL CLOSE-FORM SOLUTIONS OF
CLASSICAL HERTZ CONTACT PROBLEM FOR CURVILINEAR AND WAVY
SURFACES WITH VARIOUS GEOMETRY*

И.Ю. Цуканов – к.т.н.
ИМАШ РАН

Abstract. The analysis of close-form solutions of classical Hertz contact problem for curvilinear and wavy surfaces with various geometry is considered. The generalized solution of plane elasticity contact problem for bodies with curvilinear and wavy surfaces with various shapes is presented.

Тенденция увеличения нагрузок на детали технических устройств при одновременном повышении требований к их качеству обуславливает необходимость повышать их эксплуатационные свойства. В деталях машин и механизмов используется большое число подвижных и неподвижных сопряжений – зубчатые и винтовые пары, подшипники качения, направляющие пары, цилиндрические, сферические и криволинейные опоры, контактные уплотнительные узлы и т.д. Основными причинами выхода из строя данных сопряжений являются изнашивание, контактная усталость и фреттинг-усталость. Проектирование и обеспечение качества контактирующих пар неизбежно связаны с расчетом их контактных параметров, к которым относятся, прежде всего, контактное давление и площадь контакта. Данные параметры определяются исходя из решения контактных задач, в которых, чаще всего, известна нагрузка на сопряжение, а площадь контакта и распределение контактных давлений являются искомыми величинами. В большинстве сопряжений пластические деформации основного материала недопустимы, а коэффициент трения мал, поэтому большинство расчетных методик для них основаны на контактных задачах теории упругости, чаще всего, на классической задаче Герца [1].

Теория контакта упругих тел Г. Герца впервые была опубликована в 1882 г. и не теряет своей актуальности по настоящее время. Вместе с тем, основным ограничением применения данной теории является то, что область контакта должна быть намного меньше размеров самих контактирующих тел. Это ограничение связано с представлением формы упругих тел в теории Герца в виде главных радиусов кривизны в точке контакта. Данное ограничение «разделило» все контактирующие поверхности на согласованные и несогласованные. Несогласованные поверхности, в которых это ограничение выполняется, как правило, применяются в подвижных быстроходных сопряжениях, в которых потери на трение являются главным лимитирующим фактором. В неподвижных и тихоходных высоконагруженных сопряжениях, а также контактных неподвижных уплотнениях лимитирующими факторами выступают величина и концентрация контактных давлений, поэтому поверхности этих сопряжений выполняются согласованными, т.е. характерный размер площадки контакта сопоставим с характерным размером контактирующих поверхностей, а контактные параметры будут определяться кривизной поверхности (ее геометрической формой) во всей возможной зоне контакта. При больших деформациях несогласованных поверхностей, допущение, принятое Герцем также нарушается, и контактные параметры также будут зависеть от формы поверхности в целом.

Контактные задачи с несогласованными поверхностями также можно разделить на два типа. Одни допускают аппроксимацию тел полупространствами, а другие – нет. С

позиций теории упругости, если размеры контактирующей поверхности малы по сравнению с другими размерами тела, то применима аппроксимация полупространством, в других случаях – она не применима. С инженерной точки зрения, для выполнения данного допущения при нормальном контакте важно, чтобы размер детали, перпендикулярный зоне контакта был намного больше характерного размера этой зоны. Тогда напряженное состояние детали, связанное с закреплением, при наличии только нормальной контактной нагрузки не будет влиять на напряженное состояние в контактной области. То есть, задачу контакта вала и втулки близких радиусов уже нельзя свести к первому типу задач. Задачи второго типа, называемыми контактными задачами для тел конечных размеров, являются более сложными и обособленными и решаются с помощью специальных математических методов. Однако значительный класс задач, например, контакт разнообразных криволинейных направляющих, пят, опор, поверхностных микрорельефов относится к задачам первого типа. Эти задачи тесно связаны с классической задачей Герца, поэтому остановимся более подробно на них.

Задачу о контакте двух упругих криволинейных тел можно представить в виде модельной задачи о контакте упругого тела с плоской поверхностью с учетом эквивалентности зазоров [1]. Далее будем рассматривать наиболее распространенный вариант задач, когда упругие константы материала одинаковы или незначительно отличаются, так как данные задачи могут быть решены точно и в замкнутой форме. Следует отметить, что задачи нормального контакта с несоответствием упругих констант являются задачами с учетом трения и имеют более сложное, часто численное решение [1]. Получение замкнутого общего решения очень важно для применения в инженерной практике и справочной литературе, так как зачастую оно необходимо специалистам не обладающими необходимыми знаниями для самостоятельного решения контактных задач даже с применением коммерческих расчетных программных пакетов.

Как правило, преодоление допущения о представлении поверхностей главными радиусами кривизны возможно при адекватном математическом описании их формы таким образом, чтобы стало возможным отыскание аналитического замкнутого решения. Впервые это удалось сделать И.Я. Штаерману [1]. Описывая форму поверхностей в виде степенной функции $A_n x^{2n}$ (плоская задача) и $A_n r^{2n}$ (осесимметричная задача) он получил замкнутое решение. Для плоской задачи оно имеет вид:

$$P = \frac{n\pi A_n}{\lambda} a^{2n} \frac{1 \cdot 3 \dots (2n-1)}{2 \cdot 4 \dots (2n)}; \quad (1)$$

$$p(x) = \frac{nA_n a^{2n-2}}{\lambda} \left\{ \left(\frac{x}{a}\right)^{2n-2} + \frac{1}{2} \left(\frac{x}{a}\right)^{2n-4} + \dots + \frac{1 \cdot 3 \dots (2n-3)}{2 \cdot 4 \dots (2n-2)} \right\} (a^2 - x^2)^{1/2}, \quad (2)$$

где P – нормальная нагрузка на контактирующие тела; A_n – размерный коэффициент, равный $Hx^{2n}/(b/2)^{2n}$, где H – высота тела; b – ширина тела; a – половина длины зоны контакта; $p(x)$ – контактное давление в зависимости от линейной координаты; λ – податливость тел (для случая плоской деформации при равных упругих константах материалов тел: $\lambda = 4(1-\mu^2)/E$, где E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона).

Для осесимметричной задачи И.Я. Штаерман получил аналогичные выражения. Особенностью данного решения является то, что оно представлено в виде степенного ряда, длина которого зависит от показателя степени n ; при $n = 1$ имеет место контакт кривых второго порядка и зависимости (1) и (2) совпадают с формулами Герца. К недостаткам решения с инженерной точки зрения помимо слабой параметризации в силу переменной длины формулы (2) следует отнести то, что далеко не все формы поверхностей сопряжений можно описать степенными функциями с четными степенями. То есть данное решение обладает низкой инженерной универсальностью.

Для преодоления указанного недостатка А.А. Королев получил более общее

решение для профилей упругих тел, описываемых степенными функциями $A_n x^n$ с целыми степенями, как четными, так и нечетными [2]. Это решение также является рядом и при четных показателях степени соответствует решениям, полученным Г. Герцем и И.Я. Штаерманом. Для нечетных степеней к степенным слагаемым добавляется слагаемое, содержащее иррациональные и трансцендентные функции, что делает данное решение еще более громоздким для «ручных» вычислений и приводит к необходимости алгоритмизации на ЭВМ. Его достоинствами являются, прежде всего, большие универсальность и гибкость, по сравнению с решением И.Я. Штаермана. Однако, следует отметить, что возможности степенных функций с целыми степенями в описании формы поверхностей также ограничены, а для дробных степеней аналитическое решение в общем виде невозможно получить.

Параллельно с развитием замкнутых решений для степенных функций появлялись решения для периодических функций, а именно косинусоиды. Плоская задача о контакте синусоидальной (волнистой) поверхности с плоскостью впервые была решена в замкнутом виде Вестергаардом в 1939 г. с использованием комплексной функции напряжений [1]. Дальнейшие исследования в области контакта волнистых поверхностей были стимулированы развитием трибологии, а именно ее раздела, связанного с микрогеометрией поверхности, и активно ведутся в настоящее время по всему миру. Е.А. Кузнецовым и Г.А. Гороховским был развит подход Н.И. Мухелишвили применительно к трибологическим задачам контакта волнистой (регулярной шероховатой) поверхности, выраженной функцией на основе $\sin^2(x)$, с плоскостью для различных условий [3].

Контактные задачи для волнистых поверхностей, описываемых периодическими функциями, и для систем инденторов различной формы получили название «периодические контактные задачи» и, как правило, имеют отличный от задач с единичным контактом математический аппарат решения. В 2008 г. Дж. Блоком и Л. Киром был предложен оригинальный подход к решению задачи о контакте волнистой и плоской поверхности [4]. Он заключается в переходе от традиционных для периодических контактных задач интегральных уравнений с ядром типа «котангенс» к интегральным уравнениям с ядром Гильберта, имеющих место в задачах с единичной областью контакта [4]. Было показано, что такой переход возможен путем соответствующей замены переменных. На основе данного подхода авторами работы [4] была решена задача Вестергаарда более простым и наглядным способом. Полученное решение (распределение нормального давления) для контакта синусоиды и плоской поверхности имеет следующий вид:

$$p(x) = \frac{\sqrt{2\pi H}}{\lambda b} \cos(\pi x / 2b) \sqrt{\cos(\pi x / b) - \cos(\pi a / b)}, \quad (3)$$

где H – высота выступа (впадины) волны; b – ширина выступа (впадины) волны.

В зависимости (3) длина волны и период заменены на ширину и высоту выступа для демонстрации общности периодических и непериодических функций в описании формы поверхностей. Действительно, если бы существовала общая периодическая функция, аналогичная степенной и подходящая для использования в подходе [4], то можно было бы утверждать о существовании общего решения для криволинейных и волнистых поверхностей произвольной формы.

На основе этих положений автором была предложена новая параметрическая трансцендентная функция, названная «универсальной волнообразной функцией» [5]. Данная функция имеет две формы – периодическую (основную) и непериодическую, получающуюся при сокращении степеней в знаменателе:

$$y(x) = \frac{H(m+1) \cos(\pi x / b)}{\sqrt{m^2 \cos^2(\pi x / b) + 1}}, \quad (4)$$

где m – параметр формы. Сравнение степенной и волнообразной функций представлено на рис. 1.

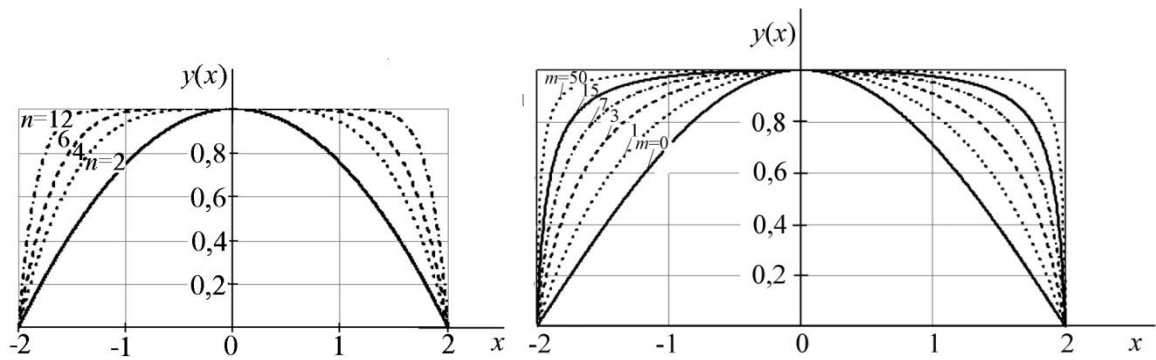


Рис. 1. Параметрические графики степенной (слева) и волнообразной (справа) функций

Из рис. 1 видно, что волнообразная функция обладает большей гибкостью в описании геометрии криволинейной поверхности по сравнению со степенной, особенно в области малых степеней (параметров формы).

На основе рассмотренного нового подхода к решению такого типа задач [4] была решена задача о контакте волнистой поверхности, описываемой волнообразной функцией, и плоской поверхности в плоской постановке без учета проскальзывания [5]. Данное решение было получено при условии отсутствия взаимовлияния площадок контакта, которое наблюдается при единичном контакте и периодическом при $2a \leq b$. Зависимости для определения контактного давления и нагрузки на тела с учетом корректировок по результатам сравнения имеют следующий вид:

$$p(x) = \frac{H\pi(m/2 + 1) \sqrt{\cos(\pi x/b) - \cos(\pi a/b)} (\cos(\pi x/b) + 1)^2}{2\sqrt{2}\lambda b \cos^3\left(\frac{\pi x}{2b}\right) \left(\frac{m}{2} \cos(\pi x/b) + 1\right)^2}; \quad (5)$$

$$P = \frac{H\pi \cos\left(\frac{\pi a}{2b}\right) \left(1 - \cos\left(\frac{\pi a}{b}\right)\right)}{\lambda^4 \sqrt{m} \left(1 + \frac{m}{4} \cos(\pi a/b)\right)}. \quad (6)$$

Для проверки адекватности полученных зависимостей, решение сравнивалось с известными решениями Вестергаарда (при $m = 0$) [4] и И.Я. Штаермана (в условиях сходства формы степенной и волнообразной функций). Данные проверки подтвердили их адекватность. Также для проверки полученного решения были разработаны конечно-элементные модели единичного и периодического контакта плоской и волнистой поверхностей в системе COMSOL Multiphysics (рис. 2). В моделях были приняты следующие исходные данные: $H = 3$ мм; $b = 10$ мм; $E = 460$ МПа; $\mu = 0,08$ (материал – Фторопласт 4). Сосредоточенная нагрузка прикладывалась в средней точке выступа, что соответствовало модельной задаче. Используемый тип элемента – треугольный с локализацией сетки у контактных поверхностей. Использовался отдельный тип решателя, когда контактные давления и перемещения определялись отдельно. Нагрузка задавалась итерационно, что делало возможным расчет больших деформаций тел.

Сравнительные результаты распределений давлений ($a = \text{const}$) представлены на рис. 3. Как видно, наблюдается хорошее соответствие между аналитическим и численным решениями, что также подтверждает адекватность предложенного решения.

Эволюция распределения давления, рассчитанного по формуле (5) при $a = 0,47b$ и различных параметрах m , представлена на рис. 4.

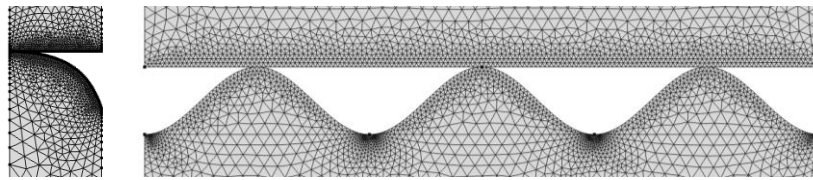


Рис. 2. Сетка КЭ в моделях единичного ($m = 2$, слева) и периодического ($m = 0$, справа) контакта плоской и волнистой поверхностей

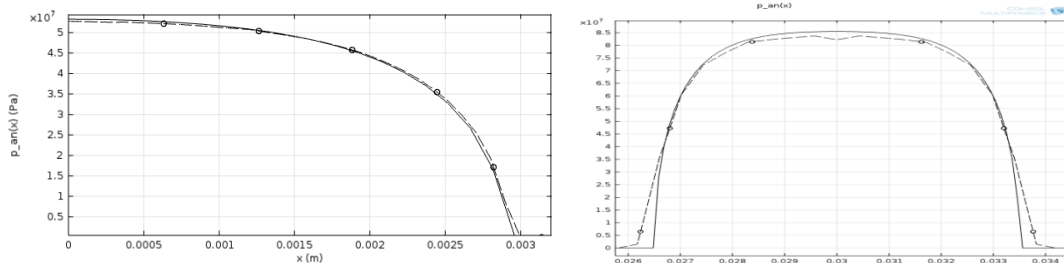


Рис. 3. Сравнение распределений давлений при $m = 2$ для единичного (слева) и периодического (справа) контакта волнистой и плоской поверхностей (сплошная линия – теория, штриховая – МКЭ)

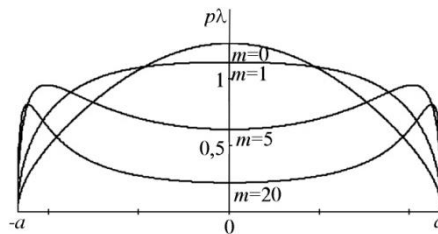


Рис. 4. Эволюция распределения контактного давления при различных параметрах m и $a = 0,47b$ ($H = 3$ мм; $b = 10$ мм; $E = 460$ МПа; $\mu = 0,08$)

Из рис. 4. видно, что при различных параметрах формы и состоянии, близком к полному контакту, возникают совершенно разные эпюры давлений, что объясняется сильной зависимостью давлений от кривизны поверхностей. Обладая постоянной формой и гибкой (m – рациональное число) параметризацией полученное решение может эффективно использоваться в задачах оптимизации профилей контактирующих тел.

Литература

1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.
2. Королев А.А. Математическое моделирование упругих тел сложной формы. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2001. 128 с.
3. Кузнецов Е.А., Гороховский Г.А. О фактическом контактном давлении // Пробл. трения и изнашивания. 1977. № 12. С. 10-13.
4. Block J. M., Keer L. M. Periodic contact problems in plane elasticity // Journal of Mechanics of materials and structures. 2008. V. 3. N. 7. P. 1207–1237.
5. Цуканов И.Ю. Применение универсальной волнообразной функции в плоской задаче оптимизации формы контактирующих поверхностей деталей машин // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 3-8.

СЕКЦИЯ 4.
Виброакустика машин

ЭНЕРГОЁМКОСТЬ И ВИБРОАКТИВНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ

ENERGY CAPACITY AND VIBRO ACTIVITY OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF FORMING

Е.В. Бутримова – к.т.н., доц.
ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»

Abstract. The question of the energy component of the technological process from the point of view of occurrence of vibration is reviewed. We investigated the relationship between power consumption and vibration level of technological equipment in the process of cutting. Mathematical models to describe the investigated relationships are received and given.

Энергопотребление является важнейшим экономическим показателем качества технологических процессов и в значительной степени характеризует показатели качества, определяющие воздействие этих процессов на человека и окружающую среду [1].

Неполное использование энергетических ресурсов технологическим оборудованием заключается в том, что не вся затраченная энергия идет на выполнение целевой функции. Часть энергии рассеивается при ее преобразовании и передаче к исполнительному органу. Т.е. энергия, потребленная станком, складывается из энергии, которая выполняет целевую функцию (формирование продукции) и рассеянной энергии (формирование отходов) [2].

Вибрационные процессы, происходящие в оборудовании, являются рассеянной энергией и в то же время это энергетический отход. Т.е. технологическое оборудование затрачивает потребленную им энергию не только на производство продукта, но и на образование энергетических отходов (собственно вибрации). На рисунке 1 представлена схема воздействия технологической среды на окружающую среду.

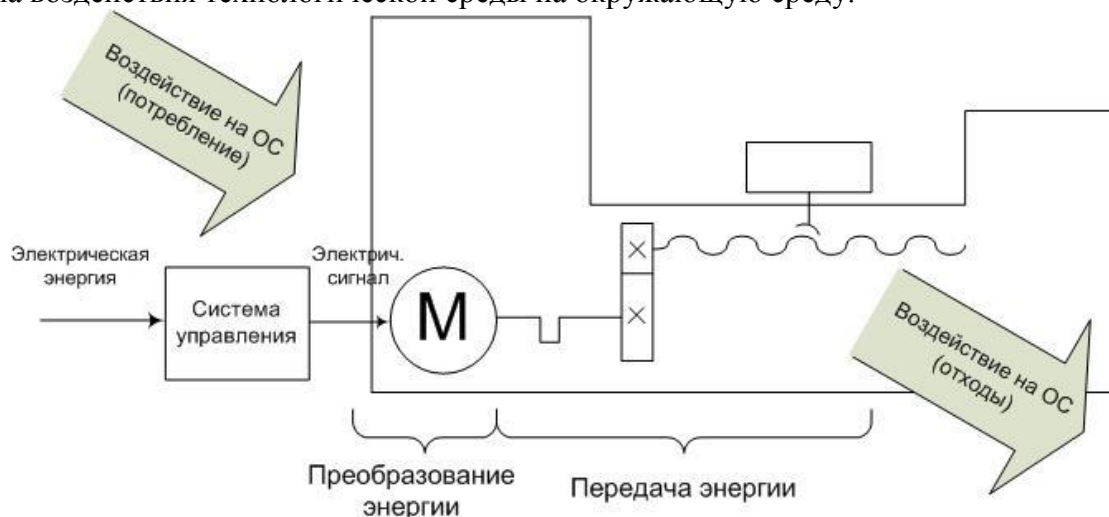


Рис. 1. Схема воздействия технологической среды на окружающую среду через потребление и отходы при преобразовании и передаче энергии

Энергия, поступающая в электродвигатель станка, является электрической энергией и характеризуется полной мощностью S [1]:

$$S = \frac{P_4 + \sum_{i=1}^4 \Delta P_i}{\cos \varphi} \quad (1)$$

где P_4 – мощность резания; ΔP_1 – потери при передаче электрической энергии к электродвигателю станка; ΔP_2 – потери при преобразовании электрической энергии в механическую; ΔP_3 – потери при передаче механической энергии; ΔP_4 – потери в зоне обработки; $\cos \varphi$ – коэффициент мощности.

Согласно приведенному уравнению, вибрация является составляющей ΔP_2 и характеризует потери при передаче механической энергии. Модель системы передачи энергии можно представить двухмассовой эквивалентной механической системой, показанной на рисунке 2 [1].

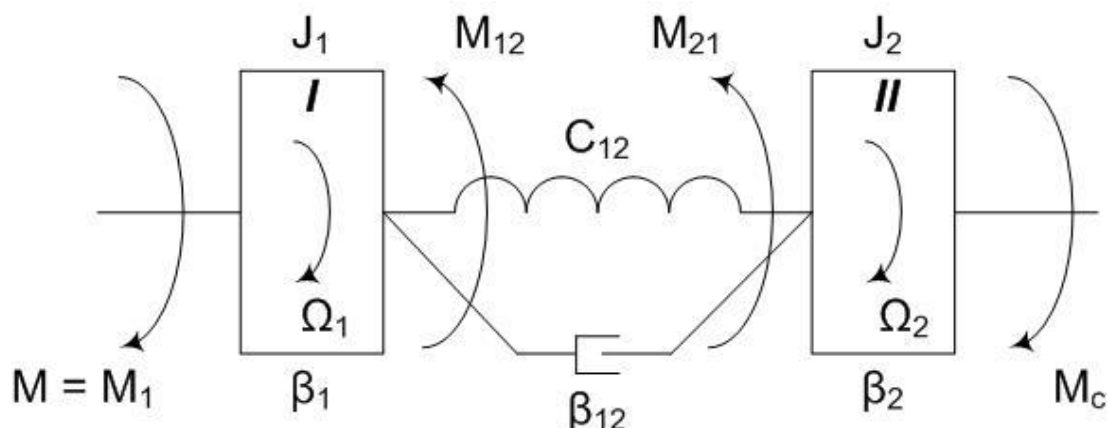


Рис. 2. Модель системы передачи механической энергии:

J_1 и J_2 – моменты инерции первой и второй массы; M_{12} и M_{21} – моменты воздействия одной массы на другую; $M = M_1$ – момент, развиваемый электродвигателем; M_c – момент сопротивления, определяемый силами резания; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – коэффициенты трения соответственно первой массы, второй массы, внутреннего трения; C_{12} – жесткость элементов; Ω_1 и Ω_2 – скорость соответственно первой и второй массы

На рисунке 2 жесткость C_{12} характеризует скручиваемость валов при переменной нагрузке на них из-за колебаний момента сопротивления, обусловленного нестабильностью режимов резания. Вследствие нежесткости системы передачи энергии углы поворота при скручивании не равны, что проявляется угловым дисбалансом кинематической системы. Эта величина определяет возникновение вибрации. Кроме того, за счет зазора между подвижными элементами кинематической цепи всегда есть малые перемещения, которые также влияют на возникновение вибрации.

На кафедре «Инженерная экология и безопасность жизнедеятельности» ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН» сотрудниками, в том числе автором, проводились экспериментальные исследования по установлению энергопотребления технологического оборудования и уровней вибрации при реализации технологических процессов формообразования. Исследования проводились на токарно-винторезном станке 16К20 при выполнении операции точения валика. Для проведения исследования выбраны следующие значения: материал заготовки – сталь; размер заготовки – диаметр $D = 74$ мм; инструмент – резец с твердосплавной пластиной Т15К6; глубина резания $t = 1$ мм; скорость подачи $S = 0,05$ мм/об. Исследуемыми параметрами выбраны потребляемая мощность P (Вт) и уровень виброскорости V (дБ). Процесс обработки обычно характеризуется тремя основными показателями: частотой вращения шпинделя (n , об/мин), скоростью подачи (S , мм/об), глубиной резания (t , мм). Экспериментальные исследования и анализ научных работ показали, что в наибольшей степени на исследуемые параметры влияет величина частоты вращения шпинделя, поэтому в качестве фактора был выбран этот показатель. Измерения проводились при частотах вращения шпинделя n 500; 630; 1000; 1600 об/мин.

Значения потребляемой мощности определялись с помощью счётчика электрической энергии трёхфазного статического «Меркурий 230», а уровни виброскорости – измерителем шума и вибрации ВШВ-003-М2. Точка измерений уровня виброскорости выбрана на направляющей станка у коробки скоростей, т.е. непосредственно рядом со шпинделем и зоной обработки [3]. Таким образом, регистрируется вибрация, возникающая на всём протяжении кинематической цепи.

В качестве метода моделирования выбран метод наименьших квадратов. Согласно этому методу, полученные результаты экспериментальных исследований имеют

наименьший квадрат отклонений от степенной функции. Таким образом, общий вид математических моделей будет следующим [4]:

$$P = c_1 \cdot n^{a_1} \quad (2)$$

$$V = c_2 \cdot n^{a_2} \quad (3)$$

где P – потребляемая мощность, кВт; V – уровень виброскорости, дБ; n – частота вращения шпинделя, об/мин; c_1, c_2, a_1, a_2 – коэффициенты математических моделей.

По результатам математического моделирования были получены следующие зависимости:

$$P = 60,67 \cdot n^{0,55} \quad (4)$$

$$V = 45,21 \cdot n^{0,09} \quad (5)$$

Чтобы найти зависимость между величиной потребляемой энергии и уровнем вибрации технологического оборудования, выразим частоту вращения шпинделя n из уравнений (2) и (3) и приравняем полученные выражения, выразим параметры P и V :

$$P = \exp\left(\frac{a_1}{a_2} \cdot \ln V - \frac{a_1}{a_2} \cdot \ln c_2 + \ln c_1\right) \quad (6)$$

$$V = \exp\left(\frac{a_2}{a_1} \cdot \ln P - \frac{a_2}{a_1} \cdot \ln c_1 + \ln c_2\right) \quad (7)$$

Подставив полученные ранее коэффициенты математических моделей, получим следующие соотношения, характеризующие взаимосвязь между энергопотреблением и виброактивностью технологического процесса точения:

$$P = \exp(5,95 \cdot \ln V - 18,56) \quad (8)$$

$$V = \exp(0,17 \cdot \ln P + 3,12) \quad (9)$$

Полученные математические модели не являются универсальными, т.к. значения коэффициентов могут измениться при исследовании другого технологического процесса. Однако выявленная взаимосвязь и полученные зависимости с экспоненциальной функцией могут быть использованы для описания энергоёмкости и виброактивности любого технологического процесса.

На рисунках 3 и 4 полученные зависимости представлены графически.

Проведенные исследования показали, что между мощностью, потребляемой технологическим оборудованием и уровнем вибрации, возникающей в оборудовании при реализации технологических процессов формообразования, существует взаимосвязь, которая описывается математической зависимостью, содержащей экспоненциальную функцию. Таким образом, зная количественные значения других потерь, можно определить какое количество потребленной энергии рассеивается в виде вибрации, и далее решать оптимизационную задачу по снижению виброактивности и повышению энергоэффективности технологических процессов формообразования.

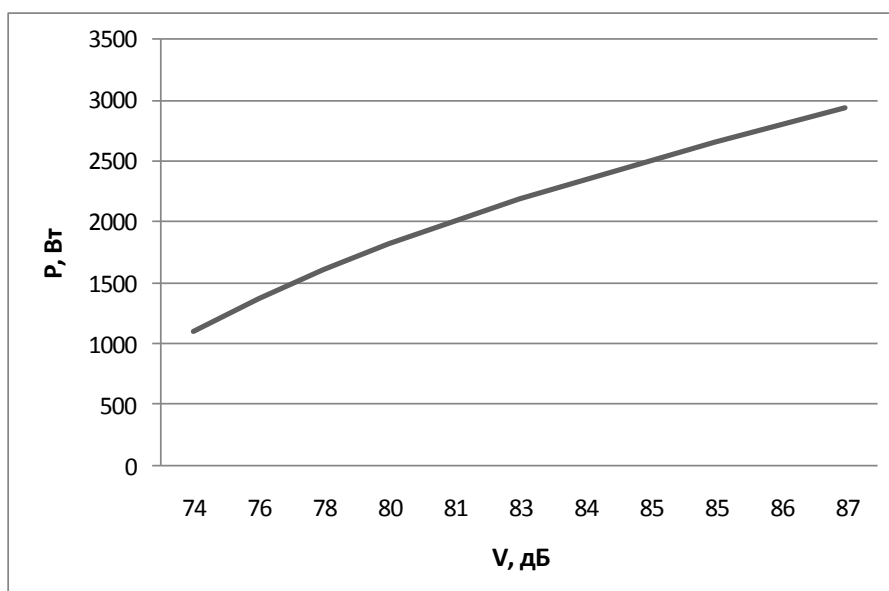


Рис. 3. Зависимость энергопотребления технологического оборудования от уровня виброскорости при реализации технологического процесса

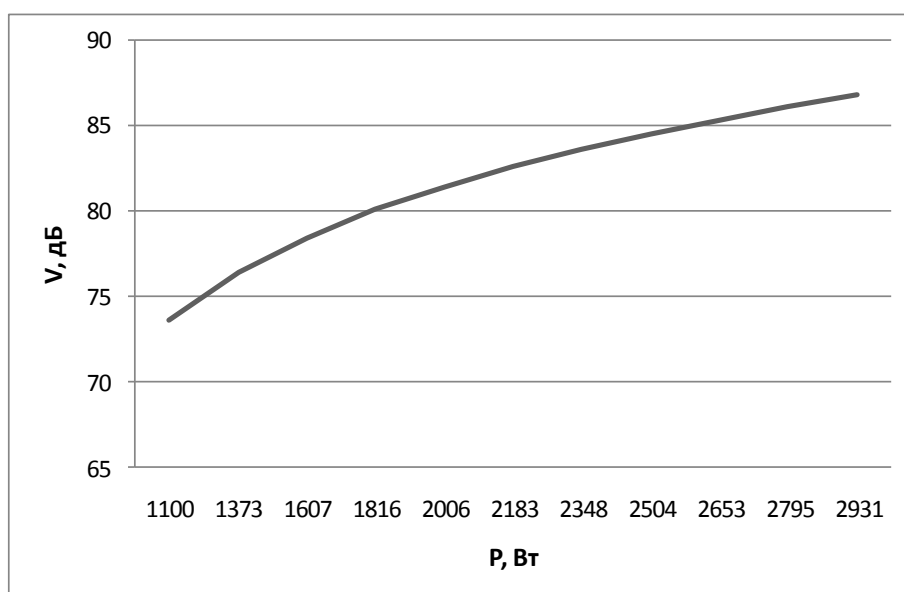


Рис. 4. Зависимость уровня виброскорости в контрольной точке от энергопотребления технологического оборудования

Литература

1. Шварцбург Л.Э., Иванова Н.А., Рябов С.А., Гвоздкова С.И., Змиева К.А. Автоматизация обеспечения показателей безопасности машиностроительных технологий формообразования // Научно-практический и учебно-методический журнал «Безопасность жизнедеятельности». – М.: Издательство «Новые технологии». – 2012. – № S2. – С. 1-24.
2. Звенигородский Ю.Г., Шварцбург Л.Э. Управление экологической безопасностью производственных систем. – М.: ГОУ ВПО МГТУ «Станкин», 2009. – 178 с.
3. Бутримова Е.В. Применение линейного моделирования для анализа распространения вибрации в технологическом оборудовании / Автоматизация и информационные технологии – АИТ-2012. Материалы всероссийской молодежной конференции: Сборник докладов. Т.1. – 2012. – С. 59-62.
4. Власов В.И., Шарипов О.А. Управление физическими процессами обработки. – М.: ИЦ ГОУ МГТУ «Станкин», 2005. – 82 с.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ПЕРЕКРЕСТКА С ПОМОЩЬЮ МОДЕЛИРОВАНИЯ

THE COMPARATIVE ANALYSIS OF TRANSFORMATIONS OF THE INTERSECTION BY MEANS OF MODELING

М.С. Васильев – аспирант

Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

Abstract. In work new approach to permission of the transport problems connected with transport overloads of road knots, outcomes and intersections is considered. On the example of a traffic intersection Leningrad and Volokolamskoye Highway around the Sokol metro station it is shown as, using by movement reorganization and the minimum reconstruction considerably to improve outcome capacity.

Предлагаемый способ работы с дорожными сетями заключается в описании их в виде направленных графов, а затем применения к графам ряда преобразований. Предлагаемый способ работы с топологией дорожных сетей позволяет:

- упрощать дорожные сети путем уменьшения числа элементов сети;
- изменять организацию движения транспортных потоков;
- изменять взаимное расположение элементов сети;
- получать новые, оптимизированные дорожные сети, из уже существующих сетей.

В работе показана полная процедура преобразования сложного транспортного узла на примере перекрестка Ленинградского и Волоколамского шоссе. В результате полученных преобразований продемонстрирован процесс реорганизации движения на участке городской улично-дорожной сети.

На рис. 1 приведены карта развязки Ленинградского и Волоколамского шоссе в районе станции метро Сокол и схема направленного графа, описывающего данную развязку.

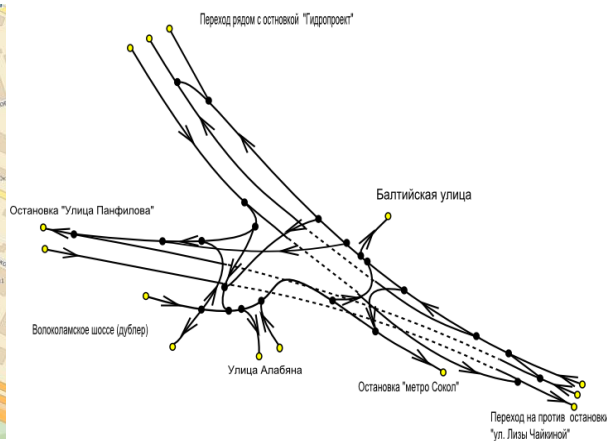
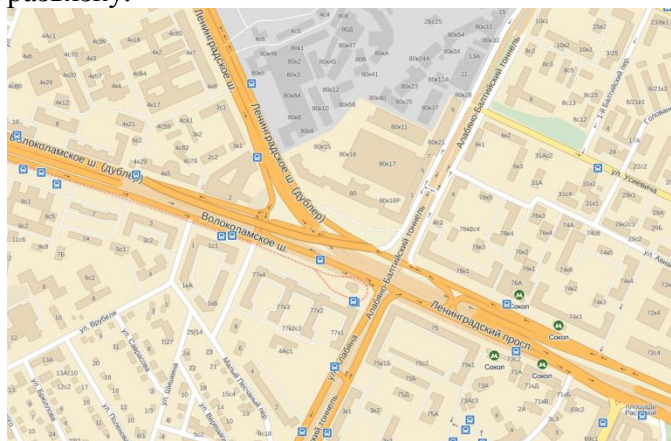


Рис. 1. Развязка Ленинградского и Волоколамского шоссе и ее представление в виде направленного графа

Для анализа развязки и построения преобразований используется простой алгоритм, согласно которому изначальная схема развязки разбивается на подсхемы, которые затем объединяются обратно. После упрощения подсхем (рис. 2) для получения качественного результата без внесения существенных изменений, поэтому необходимо учесть критерии объединения.

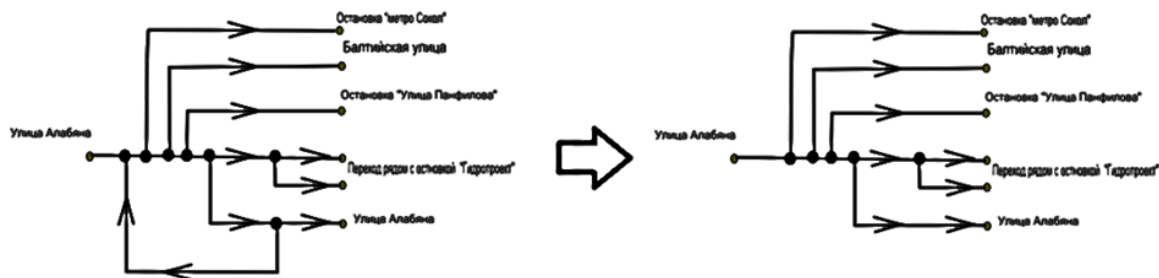


Рис. 2. Пример преобразования одной из подсхем

При построении множества подсхем в работе используются следующие критерии:

1. Практические

- Сохранить въезды и съезды.
- Сохранить связанность центральных дорог.

2. Аналитические

- Не увеличивать число вершин на центральных дорогах, так как на них наибольшая интенсивность движения.

3. Финансовые

- Не делать дополнительных выходов из плоскости.

В результате получается множество вариантов схем развязок, на которые может быть изменена изначальная развязка, путем реорганизации движения и незначительных изменений ее конструкции. Пример реорганизации движения показан на рисунке 3.

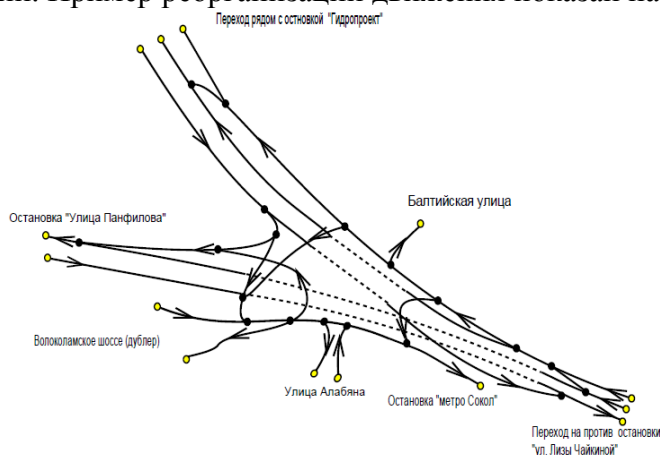


Рис. 3. Пример реорганизации схемы организации движения на пересечения

Выбор оптимальной конфигурации перекрестка осуществляется по результатам моделирования на различных средах, начиная от коммерческих программных пакетов до пакетов с открытыми лицензиями (open source). Сопоставление результатов моделирования осуществляется по результатам анализа сравнительных характеристик пропускных способностей исходного и альтернативных схем перекрестков, длин очередей, возникающих в вершинах и на центральных ребрах.

Литература

1. М.С. Васильев. Преобразование схем дорожных сетей. Труды 56-1 научной конференции МФТИ. Сборник тезисов 25-30 ноября 2013 года. – МФТИ, Москва-Долгопрудный-Жуковский. – С. 69-70.

2. М.С. Васильев. Преобразование схем дорожных сетей. ТРУДЫ МФТИ. — 2014. — Том 6, № 2. - С. 150-157.

МЕТОД ВИБРОДИАГНОСТИКИ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ THE METHOD OF ROLLING BEARING VIBRATION DIAGNOSTICS

В.Е. Гай – к.т.н, доц., А.А. Гончаров – магистрант, Н.В. Гай – магистрант
Нижегородский государственный технический университет им. П. Е. Алексеева

Abstract. In this work is considered vibration-based diagnostics method the state of rolling element bearing on the basis of the theory of active perception. The experimental researches of the method are given according to the data presented by Case Western Reserve University Bearing Data Center. According to the research it can come to the conclusion that the proposed method ensure a high precision the state's classification of rolling element bearing by vibration signal.

Введение

Одним из самых важных элементов авиационного двигателя является подшипник [1]. Обычно, они устанавливаются в агрегаты и сборочные единицы маслосистемы. Повреждение подшипника может стать причиной выхода из строя всего механизма. Поэтому актуальной задачей является диагностика состояния подшипника, своевременное обнаружение и предупреждение его отказов. Известны различные способы диагностики подшипника качения. Например, в [1] описывается способ диагностики подшипника на основе контроля лёгкости его вращения и определения акустического шума. Данный метод является субъективным методом контроля. Современные подходы к диагностике состояния подшипника основаны на цифровом анализе изменений виброхарактеристик подшипников во времени [2].

Систему диагностики состояния подшипника по его вибросигналу можно представить как систему распознавания образов. С точки зрения системного анализа задача распознавания (в широком смысле) является совокупностью трёх этапов: предварительная обработка, вычисление признаков и принятия решения [3-10].

Известны проблемы, связанные с применением существующих методов распознавания образов для решения задач вибродиагностики [11]:

1) проблема формирования исходного описания; 2) проблема формирования системы признаков [12, 13]; 3) проблема принятия решений в условиях априорной неопределённости.

Использование методов теории активного восприятия позволяет решить описанные проблемы [14]. Настоящая работа посвящена применению данной теории к анализу вибросигналов.

1. Метод вибродиагностики на основе теории активного восприятия

Рассмотрим реализацию этапов системы распознавания с точки зрения ТАВ.

1.1. Вычисление признаков

Предлагаемый метод вычисления признаков вибросигнала состоит в следующем:

1) отсчёты входного вибросигнала разбиваются на множество сегментов $S = \{s_k\}$, $k = \overline{1, N}$, где N – число сегментов, длина сегмента составляет L отсчётов;

2) к каждому сегменту s_k применяется U -преобразование (U -преобразование является базовым в теории активного восприятия), в результате формируется спектральное представление каждого сегмента: $u_k = U [s_k]$, $\mathbf{u} = \{ u_k \}$, где U – оператор вычисления U -преобразования; пример вычисления U -преобразования приведён в [15];

3) по вычисленному спектральному представлению u_k сегмента s_k определяются замкнутые группы: $p_k = P [u_k]$, $\mathbf{p} = \{ p_k \}$, где P – оператор вычисления замкнутых групп;

4) вычисляется гистограмма замкнутых групп: $d_{ij} = H [\mathbf{p}]$, где H – оператор формирования гистограммы замкнутых групп, которая и является признаковым

описанием вибросигнала. Для создания признакового описания вибросигнала используется 840 замкнутых групп.

1.2. Принятие решения (классификация)

Этап классификации основан на использовании метода сравнения с эталоном (используемая мера близости – евклидово расстояние):

$$a(e) = \arg \min_{c \in C} E(d_{c,i}, e),$$

где $E(a,b) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (a_i - b_i)^2}$, a, b – признаковые описания сравниваемых объектов, i – порядковый номер признака, C – множество классов, описывающих состояние подшипника (нормальное состояние / дефект подшипника), $d_{c,i}$ – признаки i -го эталона, относящегося к классу c , e – признаки, вычисленные по входному сигналу, E – оператор вычисления евклидова расстояния. В качестве класса входного сигнала выбирается класс того эталона, расстояние до которого от входного сигнала окажется минимальным.

2. Вычислительный эксперимент

2.1. Описание тестовых данных

В открытом доступе отсутствуют базы данных вибросигналов подшипников авиационного двигателя. Поэтому, вычислительный эксперимент выполнялся на основе базы данных вибросигналов, описанной в [5]. Указанная база содержит записи вибросигналов подшипников качения с дефектами (на внешней, внутренней дорожке и на теле качения) и без дефектов. Размеры дефектов составляют 0.007, 0.014, 0.021 и 0.028 дюйма в диаметре. Дефекты внешней дорожки являются стационарными, поэтому положение дефекта относительно зоны нагрузки подшипника влияет на вибрационный сигнал, генерируемый подшипником. Для исследования влияния этого эффекта дефекты на внешнюю дорожку наносились в трёх позициях.

Таким образом, в рамках имеющейся базы данных можно классифицировать двадцать одно состояние подшипника: 1) нормальное; 2-5) дефект тела качения (размер дефекта: 0.007, 0.014, 0.021, 0.028); 6-9) дефект внутренней дорожки (размер дефекта: 0.007, 0.014, 0.021, 0.028); 10-21) дефект внешней дорожки (положение дефекта: *centr*, *orth*, *opp*; размер дефекта: 0.007, 0.014, 0.021, 0.028).

Схема стенда для записи вибросигналов показана на рис. 1. Исследуемый подшипник устанавливается на вал двигателя. Для регистрации вибросигнала используются акселерометры, которые размещаются на корпусе двигателя в месте подключения нагрузки (DE), рядом с вентилятором (FE) и на поддерживающем устройстве (BA). Запись вибросигналов выполняется с частотой дискретизации 12 кГц и 48 кГц.

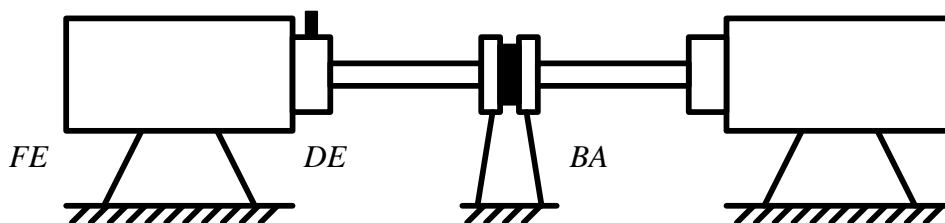


Рис. 1. Стенд для регистрации вибросигналов

2.2. Результаты тестирования

Результаты тестирования существующих методов классификации состояния подшипника качения приведены в табл. 1.

Табл. 1. Результаты тестирования методов вибродиагностики

Источ-ник	Признаки	Количество признаков	Метод классификации	Количество классифицируемых состояний	Точность распознавания (R, в %)
[3]	Мел-частотные кепстральные коэффициенты	16	Скрытая марковская модель	4	99
[3]	Мел-частотные кепстральные коэффициенты	16	Модель гауссовой смеси	4	94
Источ-ник	Признаки	Количество признаков	Метод классификации	Количество классифицируемых состояний	Точность распознавания (R, в %)
[5]	Коэффициенты пакетного вейвлет разложения	32	Метод опорных векторов	21	99.3
[5]	Статистические признаки	26	Метод опорных векторов	21	92.88
[5]	Спектр комплексной огибающей	72	Метод опорных векторов	21	85.47
[5]	Коэффициенты пакетного вейвлет разложения	32	K ближайших соседей	21	97.76-97.35
[5]	Статистические признаки	26	K ближайших соседей	21	96.64-95.69
[5]	Спектр комплексной огибающей	72	K ближайших соседей	21	99.83-99.92
[9]	Свойства коэффициентов вейвлет разложения	5	Сеть радиально-базисных функций	4	72.1
[9]	Свойства коэффициентов вейвлет разложения	5	Многослойный перцептрон	4	100
[9]	Свойства коэффициентов вейвлет разложения	5	Вероятностная нейронная сеть	4	97.5

В табл. 2 приведены результаты исследования предлагаемого метода на вибросигналах, записанных на различных участках стенда. В заголовке таблицы в скобках указано количество классифицируемых состояний, т. к. вследствие отсутствия данных количество состояний подшипника не всегда равно 21.

Вычислительный эксперимент выполнялся на ноутбуке Asus K70AD, процессор – AMD Turion(tm) II Dual-Core Mobile M500, 2200 МГц (два ядра), объем оперативной памяти – 4 Гб.

Материал для формирования базы эталонов вибросигналов задан в виде множества $Z_{об}$, состоящего из обучающих реализаций («обучающая последовательность»). Для проверки качества работы метода распознавания предъявляется другой массив ($Z_{контр}$) данных («контрольная последовательность») [13].

Точность распознавания (R) вычисляется как отношение числа верно распознанных состояний подшипника (W_{corr}) к общему состояний (W_{all}):

$$R = W_{corr} / W_{all}.$$

Табл. 2. Зависимость точности распознавания от длины вибросигнала

Длина сигнала (в отсчётах), L	Точность распознавания (R , в %)				
	Част. диск.: 48 кГц		Част. диск.: 12 кГц		
	DE (14)	FE (14)	DE (16)	FE (14)	BA (13)
	длина сегмента – 32 отсчёта				
60000	100	100	100	100	100
30000	78	100	100	92	84
15000	64	100	100	92	84
10000	51	71	81	85	76
	длина сегмента – 64 отсчёта				
60000	100	100	93	92	100
30000	92	100	93	85	84
15000	92	92	81	71	84
10000	78	78	56	71	84
	длина сегмента – 128 отсчётов				
60000	92	92	100	75	92
30000	71	78	87	43	61
15000	50	57	68	43	46
10000	50	57	25	43	23

Анализ полученных экспериментальных данных позволяет сделать следующие выводы:

1) уменьшение размера сигнала (для построения обучающей и контрольной последовательности) приводит к снижению точности распознавания. Это связано с уменьшением объёма данных, по которым формируется гистограмма замкнутых групп;

2) уменьшение размера сегмента, на которые разбивается анализируемый сигнал, приводит к повышению точности создаваемого признакового описания (в результате, повышается точность распознавания) и к увеличению времени создания признакового описания;

3) из приведённых таблиц, описывающих точность распознавания вибросигналов, видно, что для двадцати одного класса возможных состояний подшипника сто процентная точность достигается только при использовании предложенного метода.

Заключение

Работа посвящена решению задачи диагностики состояния подшипника качения по вибросигналу, который генерирует подшипник в процессе работы. Предлагаемый метод вибродиагностики основан на использовании теории активного восприятия. В качестве признакового описания вибросигнала используется гистограмма замкнутых групп, на этапе классификации – расстояние Евклида. Тестирование метода на базе вибросигналов подшипников качения показало сто процентную точность работы метода. Полученные результаты могут использоваться при вибродиагностике подшипников качения авиационных двигателей.

Литература

1. Панов В.А. Виброакустическая диагностика неразборных подшипников при ремонте авиационных двигателей // Двигатель. – 2011. – Т. 76. – № 4. – С. 28-31.

2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов // М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Nelwamondo F.V., Marwala T., Mahola U. Early classifications of bearing faults using hidden Markov models, Gaussian mixture models, mel-frequency cepstral coefficients and fractals // International Journal of Innovative Computing, Information and Control. – 2006. – Vol. 2. – N. 6. – P. 1281–1299.
4. Mahamad A.K., Hiyama T. Fault classification based artificial intelligent methods of induction motor bearing // International Journal of innovative computing, information and control. – 2011. – Vol. 7. – N. 9. – P. 5477-5494.
5. Boldt F. de A., Rauber T.W., Varejão F.M. Feature Extraction and Selection for Automatic Fault Diagnosis of Rotating Machinery // X Encontro Nacional de Inteligência Artificial e Computacional (ENIAC). – Fortaleza, Ceará, 2013. – P. 213-220.
6. Wei Z., Jinji G., Xin Z., Zhinong J., Bo M. Incipient Fault Diagnosis of Rolling Element Bearing Based on Wavelet Packet Transform and Energy Operator // WTOS. – 2011. – Vol. 10. – N. 3. – P. 81–90.
7. Bubathi M., Sanjith M. A., Kumar B., Satya M., Swaminathan P. Inner race bearing fault detection using Singular Spectrum Analysis // Communication Control and Computing Technologies (ICCCCT), 2010 IEEE International Conference on. – 2010. – P. 573–579.
8. Raj A. S., Murali N. Morlet Wavelet UDWT Denoising and EMD based Bearing Fault Diagnosis // Electronics. – 2013. – Vol. 17. – N. 1. – P. 1–8.
9. Al-Raheem K.F., Abdul-Karem W. Rolling bearing fault diagnostics using artificial neural networks based on Laplace wavelet analysis // International Journal of Engineering, Science and Technology. – 2010. – Vol. 2. – N. 6. – P. 278-290.
10. Jing W., Liu H., Lu C. Rolling Element Bearing Fault Diagnosis Using Wavelet Neural Network // 2012 International Conference on Future Information Technology and Management Science & Engineering Lecture Notes in Information Technology. – 2012. – Vol. 14. – P. 128-133.
11. Утробин В.А. Информационные модели системы зрительного восприятия для задач компьютерной обработки изображений // В.А. Утробин. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2001. – 234 с.
12. Верхаген К., Дёйн Р., Грун Ф., Йостен Й., Вербек П. Распознавание образов: состояние и перспективы / М.: Радио и связь, 1985. – 104 с.
13. Загоруйко Н.Г. Методы распознавания и их применение / М.: Советское радио, 1972. – 208 с.
14. Утробин В.А. Элементы теории активного восприятия изображений // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. – 2010. – Т. 81. – № 2. – С. 61-69.
15. Гай В.Е. Метод оценки частоты основного тона в условиях помех // Цифровая обработка сигналов. – 2013. – № 4. – С. 65-71.

ФРИКЦИОННЫЕ АВТОКОЛЕБАНИЯ В СИСТЕМАХ С СУХИМ ТРЕНИЕМ

FRICTION SELF-OSCILLATIONS IN SYSTEMS WITH DRY FRICTION

Е.Г. Гайворонский – к.т.н., доц.

Брянский государственный технический университет

Abstract. The article considers the problem of obtaining numerical solutions for tasks of frictional self-oscillations. Various ways of correct overcoming the dependency with a gap of the friction forces from velocity are tested, as well as the impact of continuity systems on oscillations is studied. Examples of the obtained solutions are given.

Самовозбуждающиеся колебания, возникающие в механических и электрических системах под влиянием внешних воздействий неколебательного характера, получили название «автоколебаний». Наиболее распространенными и в то же время наименее изученными являются фрикционные автоколебания, проявляющиеся в самых различных процессах.

Часто в задачах фрикционных автоколебаний встречаются модели сухого трения, которые в отличие от вязкого сопротивления имеют разрывы зависимости сил трения от скорости (кинетической характеристики) в зоне нулевых скоростей скольжения. Интересно изучить влияние этих разрывов на характер автоколебаний, а также описать методы их математического устранения. Кроме того, интересен вопрос о влиянии непрерывности свойств среды на характер таких автоколебаний.

Рассмотрим для начала автоколебания в одномассовой системе (рис. 1): безмассовая пружина жесткостью \mathcal{K} соединена с точечной массой m , которая находится под действием прижимающей нагрузки N ; опорная поверхность движется в положительном направлении со скоростью $v_{ск}$, что создает положительную силу трения скольжения $F_{ск}$, которая действует на точечную массу m .

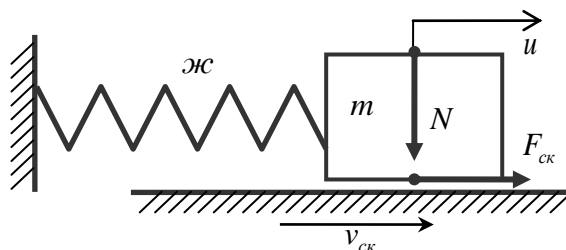


Рис. 1. Схема одномассовой фрикционной автоколебательной системы

Уравнение движения данной системы имеет вид:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + k^2 u = \frac{N}{m} f_{ск} \left(v_{ск} - \frac{\partial u}{\partial t} \right), \quad (1)$$

где $k = \sqrt{\mathcal{K}/m}$ – частота свободных колебаний системы «груз-пружина»; $f_{ск}(v)$ – коэффициент трения скольжения, зависящий от скорости $v = \partial u / \partial t$, который принимается в виде кубической кинетической характеристики трения: $f_{ск}(v) = f_0 (1 - a_1 v + a_2 v^3)$ [1, с. 676; 2, с. 299]; $F_{ск}(v) = N f_{ск}(v)$. Фазовый портрет движения такой системы (ее параметры приведены ниже) представлен на рис. 2.

Параметры исследованной одномассовой модели являются следующими: $m = 100 \text{ кг}$; $\mathcal{K} = 2585000 \text{ Н/м}$; $f_0 = 0,217$; $a_1 = 0,1 \text{ с/м}$; $a_2 = 3 \times 10^4 \text{ с}^3/\text{м}^3$; $N = 2 \times 10^4 \text{ Н}$; $v_{ск} = 10,333 \text{ м/с}$. В начальный момент времени груз покоится, начальное растяжение пружины $u(0) = 8,4 \text{ см}$. Выбор таких параметров обусловлен исследованиями

автоколебаний в поглощающих аппаратах автосцепки [3]. Все расчеты выполнялись численно методом Рунге-Кутты и производными от него алгоритмами.

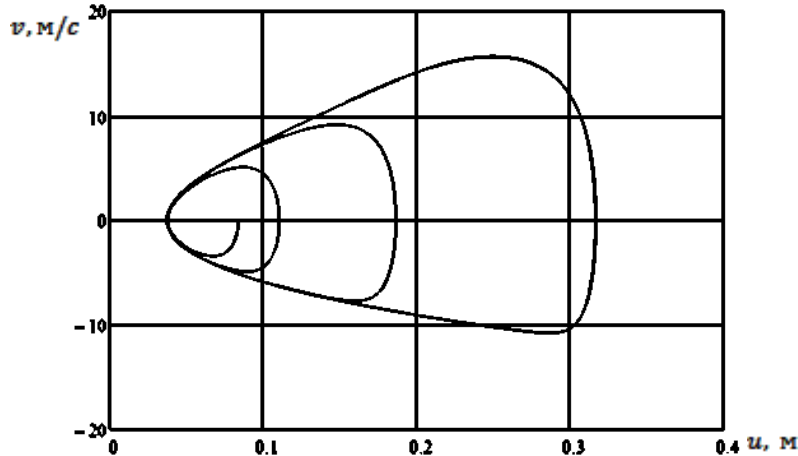


Рис. 2. Фазовый портрет фрикционных автоколебаний одномассовой системы

Хотя, судя по графику, колебания носят существенно нелинейный характер, при вариации начальных условий амплитуда предельного цикла не изменяется. Случай квазигармонических автоколебаний рассматривался в статье [4].

Также заметно (см. рис. 2), что в зоне отсутствия скольжения ($v_{ск} = 10,333 \text{ м/с}$) продолжает наблюдаться гладкая фазовая траектория движения. Это нелогично, т.к. в этот момент должно происходить изменение направления силы трения. В рамках численного интегрирования данный вопрос легко исправить, представив зависимость $f_{ск}(v)$ в виде кусочно-заданной функции, соответствующей графику на рис 3.

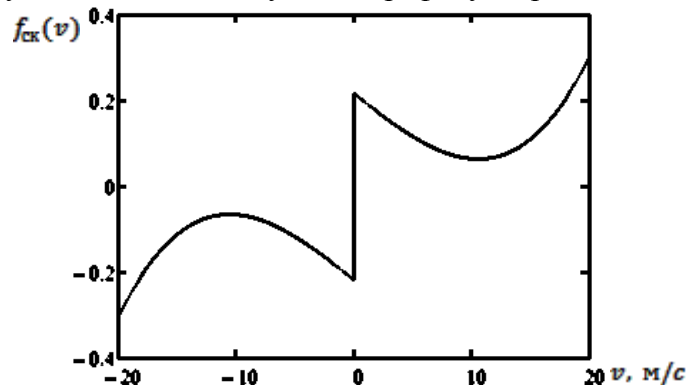


Рис. 3. Кусочно-заданная зависимость коэффициента трения скольжения

В такой системе уже может реализовываться механизм сухого трения, основанный в простейшем случае на «сбросе» энергии колебательной системой вследствие изменения направления силы сопротивления движению.

Поставленная задача математически корректно не может решаться одношаговыми численными алгоритмами, к примеру, методом Рунге-Кутты. Однако на практике при малом шаге интегрирования можно получить достаточно точное решение. Есть догадка, что для процессов фрикционных автоколебаний вычислительную погрешность решения необходимо делить на два подвида: компенсирующая (при которой формируется выраженный предельный цикл) и кумулятивная (которая приводит к хаотическим фазовым траекториям) погрешности. Пример численного решения с учетом кусочно-заданной кинетической характеристики трения представлен на рис. 4.

Очевидно, что основной вклад в погрешность вводит неадекватная «резкость» – приращение ускорения $\Delta \partial^2 u / \partial t^2 \approx 2 F_{\text{ск}}(0) / m$, вызванная разрывом кинетической характеристики при $v = 0$, которая проявляет себя при проходе зоны остановки движения, она не зависит от шага по времени, понижая тем самым точность любого полиномиального алгоритма интегрирования до первого порядка.

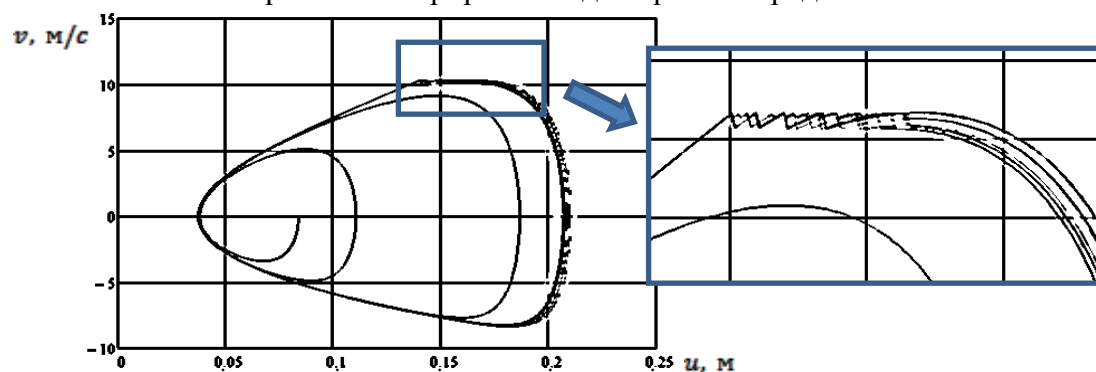
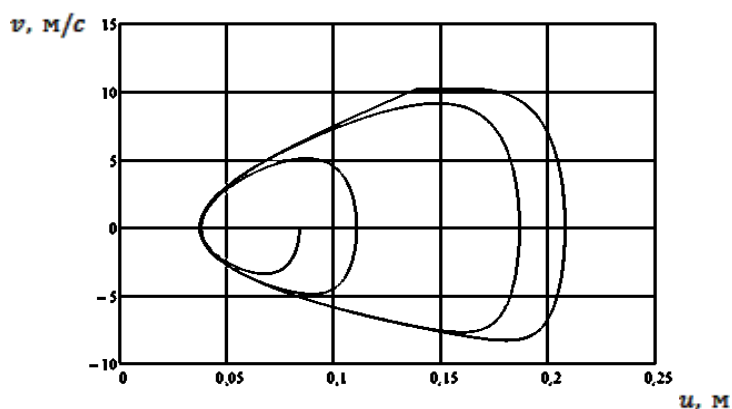
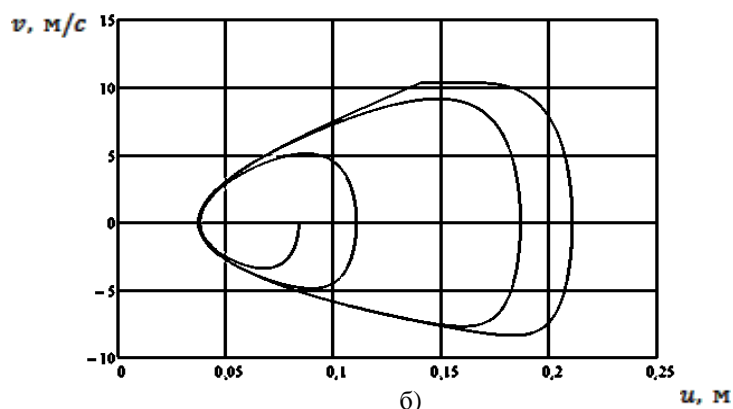


Рис. 4. Компенсирующаяся и кумулятивная погрешности решения



а)



б)

Рис. 5. Физический и математический путь решения проблемы разрывов трения:
а) – модель Ньютона, б) – модель прогноза-коррекции

Математически корректное решение проблемы разрывов дифференциального уравнения (1) имеет два подхода: физический и математический. Физический путь решения проблемы состоит в учете свойств контактной зоны, которые представляются в виде общеизвестных моделей трения: Ньютона и Кельвина-Фойгта. Математический путь состоит в замене классических одношаговых методов вычисления поэтапным интегрированием с использованием приемов прогноза-коррекции на участках смены этапов решения [5].

Сравнение подходов интегрирования задачи с разрывной кинетической характеристикой для рассмотренных выше начальных данных показано на рис. 5. Как видно из графика, фазовые траектории очень похожи. Более того, как показывают

эксперименты, при уменьшении шага интегрирования Δt результаты физического и математического подходов сближаются при соблюдении следующего условия:

$$\Delta t < \frac{v_{\text{крит}} m}{F_{\text{ск}}(0)}, \quad (2)$$

где $v_{\text{крит}}$ – максимальная по модулю скорость скольжения для модели Ньютона, при которой $f_{\text{ск}}(v) = f_0 v/v_{\text{крит}}$, иначе $f_{\text{ск}}(v)$ соответствует рис. 3. При ограничениях на минимальный шаг интегрирования по времени выбор $v_{\text{крит}}$ должен быть обусловлен, исходя из реологических свойств контактной зоны.

В рамках модели Кельвина-Фойгта физический и математический путь необходимо комбинировать, так как поведение контактной пары на участке предварительного смещения не описывается уравнением (1), а описывается дифференциальным уравнением с переменной структурой [5].

Решение с учетом предварительного смещения приведено на рис. 6. Вязкость и упругость контактной зоны выбирались из соображений имитации условий работы поглощающего аппарата автосцепки [6]. Фазовая траектория данного решения при уменьшении шага интегрирования и соблюдении условия (2) не стремится к форме на рис. 5, что объясняется учетом влияния предварительного смещения.

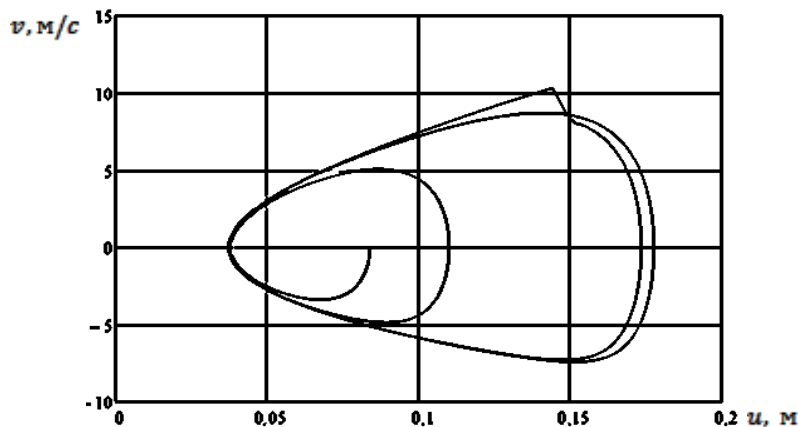


Рис. 6. Фазовый портрет фрикционных автоколебаний одномассовой системы с телом Кельвина-Фойгта в качестве контактной зоны

Комбинированный подход позволяет исследовать задачи с учетом реологических эффектов: вязко-пластического поведения контактной зоны, зависимости силы трения от времени неподвижного контакта [7] и т.д. Примечательно, что при настройке алгоритма интегрирования данным методом можно заметить взаимосвязь между кинетическими (зависимость коэффициента трения от скорости скольжения) и реологическими свойствами контакта.

Следующей проблемой в рамках исследования фрикционных автоколебаний является учет континуальных свойств системы, т.е. распределенности ее упругих и инерционных параметров. Существуют несколько способов исследования таких систем: приведение к одномассовой системе, выделение собственных форм квазигармонических колебаний, прямая дискретизация системы и численное интегрирование по времени, сеточные методы, МКЭ в сочетании с методом Ньюмарка.

Первые два метода являются аналитическими, применяемыми к безостановочным автоколебаниям. Последние два – не используют варианты метода Рунге-Кутты как основы интегрирования по времени, и поэтому нуждаются в отдельном исследовании. А вот третий метод – по сути – приведение континуальной системы к многомассовой, хорошо вписывается в формат данной статьи, и будет исследован далее.

Для примера рассмотрим континуальный стержень с трением (рис. 7), который эквивалентен рассмотренной ранее одномассовой системе по первой частоте колебаний, и

с той же величиной силы трения $F_{ск}(v) = q_{ск}(v)(l - l_0)$, распределенной по стержню. Изучим два крайних случая распределения силы трения: $l_0 = l$, и $l_0 \ll l$. Дифференциальное уравнение колебаний такой системы описывается уравнением в частных производных

$$EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + p(x) f_{ск} \left(v_{ск} - \frac{\partial u}{\partial t} \right) - m_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

где $m_0 = \pi^2 m / 4l$ – погонная масса стержня, задающая эквивалентность частоты колебаний, E – модуль упругости стержня, A – площадь его поперечного сечения. Распределенная сила трения $q_{ск}(v)$ определяется как $\int_0^l p(x) f_{ск}(v_{ск} - v) dx = q_{ск}(v)(l - l_0)$, а $p(x)$ – пропорционально давлению в контактной области.

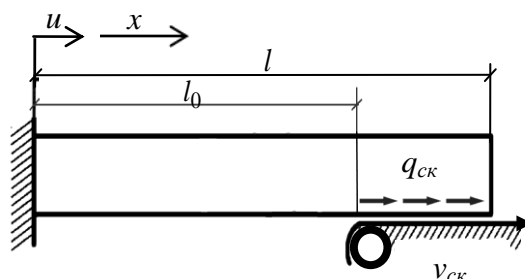


Рис. 7. Схема континуальной автоколебательной системы

Пример приведения континуальной системы к многомассовой методом прямой дискретизации показан на рис. 8. Разбивка стержня производится на 15 масс, как показано на рисунке, сила трения приложена к концу стержня. Жесткость пружин берется из статической эквивалентности растяжения $c_{np} = 15 EA / l$.

Кроме того, в систему, представленную на рис. 8, не редко приходится вводить фиктивное демпфирование между массами (вычислительный аналог внутреннего трения), чтобы избежать выраженного режима случайных колебаний. Дело в том, что уже для одномассовых систем имеются сведения [8] о стохастических автоколебаниях. Для континуальных или многомассовых систем общий случай автоколебаний часто приводит к стохастическому режиму.

Сравнение графиков колебаний одномассовой и континуальной систем (дискретизированной на 15 масс) с контактной зоной в виде тела Ньютона представлено на рис. 9.

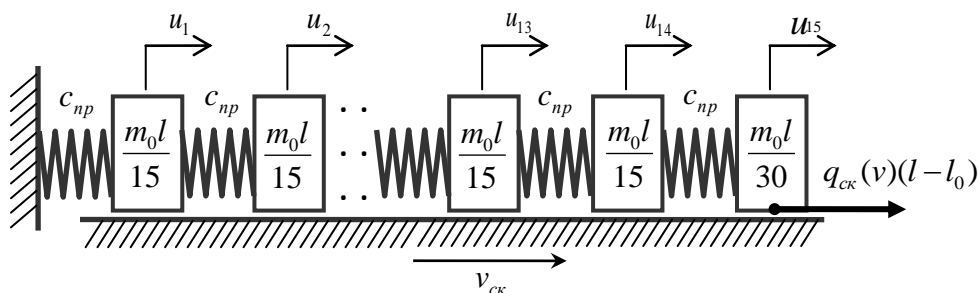


Рис. 8. Эквивалентная многомассовая модель континуальной автоколебательной системы

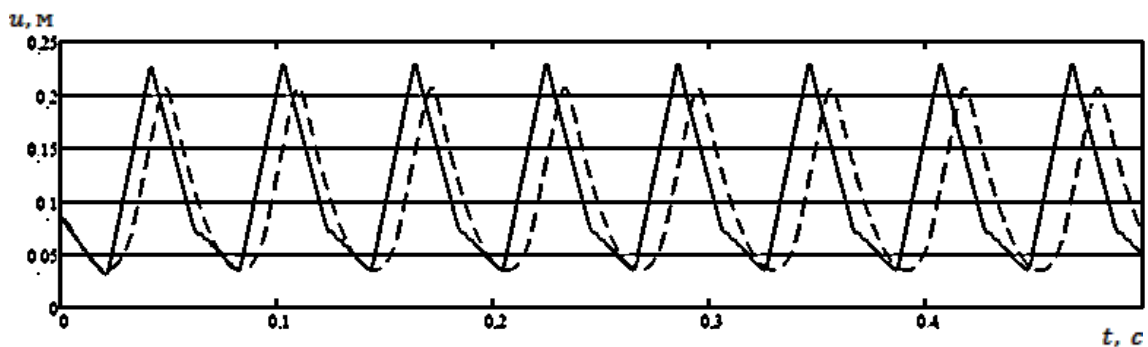


Рис. 9. Сравнение движения при одинаковых начальных условиях:
 ———— конца непрерывного стержня;
 - - - - - одномассовой системы

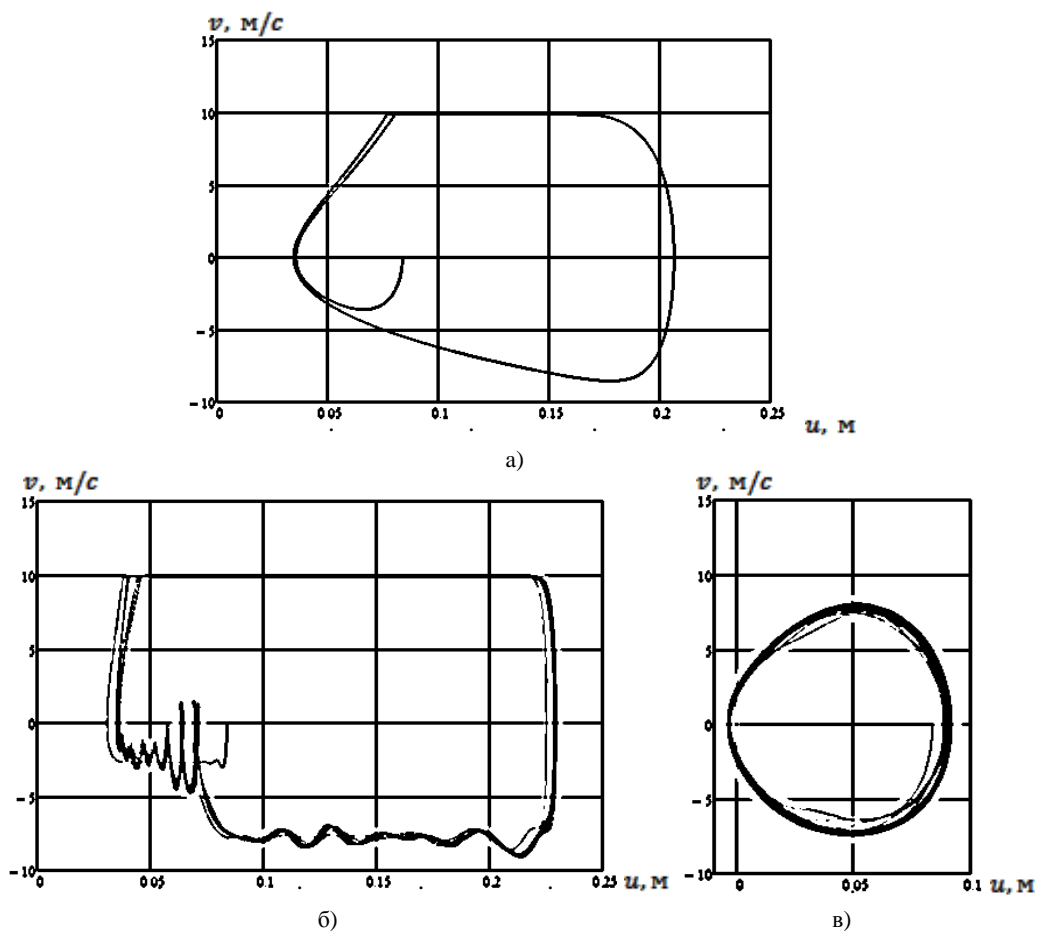


Рис. 10. Фазовые портреты движения:

а) – одномассовой системы; б) – конца непрерывного стержня при сосредоточенной силе трения; в) – конца непрерывного стержня при распределенной силе трения

Судя по графику, основная частота колебаний непрерывной системы оказывается несколько выше одномассовой. Это в данном случае явно связано с нелинейными эффектами, так как фазовая траектория непрерывной системы (рис. 10.б) существенно отличается от одномассовой (рис. 10.а). В сравнении с решением, представленным на рис. 5.а, взята меньшая скорость скольжения $v_{ск} = 10 \text{ м/с}$, так как на $v_{ск} = 10,333 \text{ м/с}$ не получается реализовать стабилизированное (нестохастическое) поведение системы.

Как видно из графика (рис. 10.б), имеется многочастотный гармонический процесс, придающий непрерывным автоколебаниям выраженную пилообразную форму. Если же мы попытаемся представить тот же эксперимент для случая распределенной по всему

стержню силы трения, то вместо многочастотного процесса будет наблюдаться процесс с выраженной первой частотой колебаний (рис. 10.в).

По последнему фазовому портрету надо сделать пояснение: статическое растяжение конца стержня для распределенной нагрузки в 2 раза меньше, чем для статически эквивалентной сосредоточенной. Это сказывается и на максимальных скоростях движения, из-за чего силы трения не хватает для того, чтобы «вытянуть» стержень в зону нулевых скоростей скольжения. Кроме того, при малой амплитуде колебаний и выбранной скорости скольжения участки стержня находятся на минимуме кинетической характеристики, т.е. сила трения минимальна. Возможны и чисто энергетические причины выгодности одночастотного процесса перед многочастотным для распределенной силы трения.

Существенные отличия от графиков, представленных на рис. 9, наблюдаются в случае рассмотрения контактной зоны распределенной системы как тела Кельвина-Фойгта. Уже в простейшем случае, для сосредоточенной силы трения, воспроизводится сложный гармонический процесс с явно выраженными пульсациями (рис. 11).

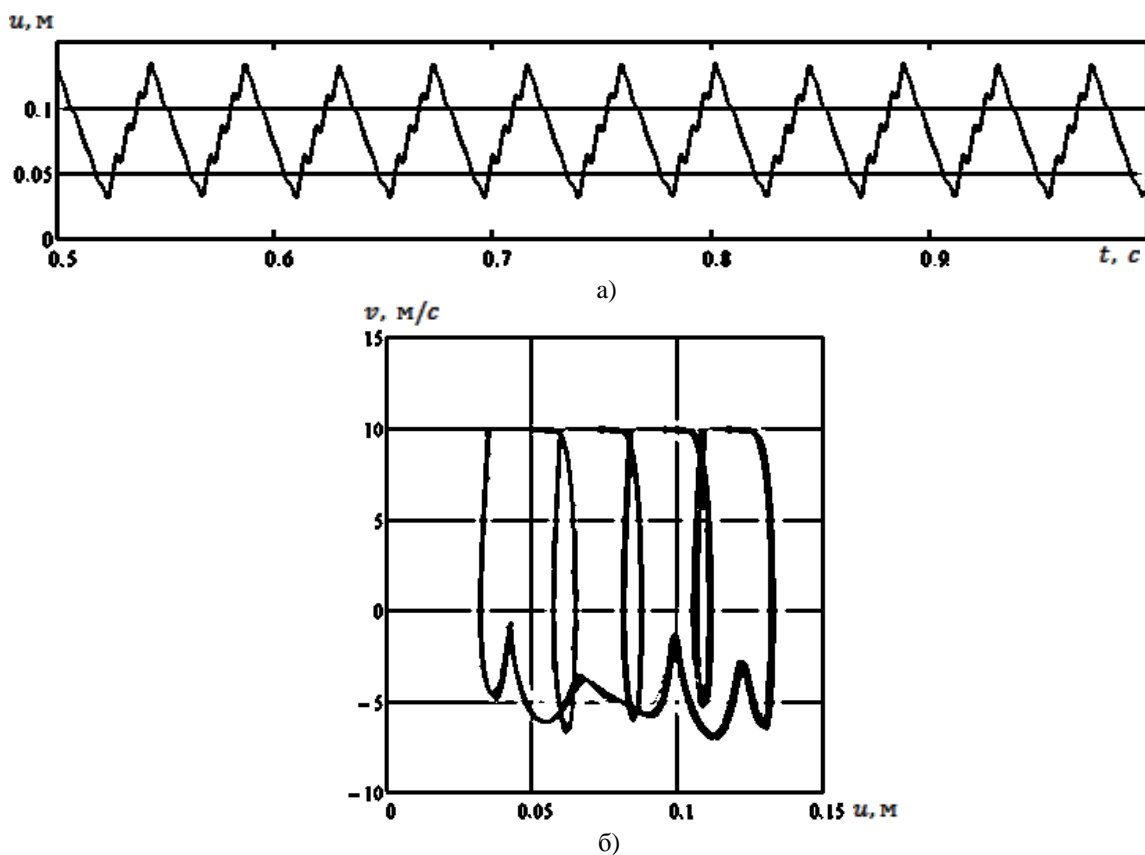


Рис. 11. Движение конца континуального стержня с телом Кельвина-Фойгта в качестве контактной зоны: а) – закон движения; б) – фазовый портрет

Как видно из представленного обзора, выбор метода избавления от разрывов в общем случае существенно влияет на характер получаемого автоколебательного процесса, особенно в континуальном случае, когда также важен правильный учет распределения силы трения. Вместе с тем имеются и совпадения решений для простейших систем с сухим трением, которые свидетельствуют об адекватности применяемых методов.

Проведенный цикл исследований подразумевает продолжение по трем направлениям: отработка методов численного интегрирования систем с сухим трением, дальнейшее изучение кинетических и реологических моделей контактной области, а также поиск нелинейных эффектов автоколебаний в континуальных системах.

Литература

1. Андронов, А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М.: Физматгиз, 1959. 916 с.
2. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов / В.Л. Бидерман – М.: Высшая школа – 1980.– 408 с.
3. Гайворонский, Е.Г. Общая математическая модель фрикционных поглощающих аппаратов шестигранного типа. Наука и технологии. Материалы XXXIV Всероссийской конференции, посвященной 90-летию со дня рождения академика Макеева. Том 3. / Е.Г. Гайворонский – М.: РАН, 2014. – С. 47-53.
4. Гайворонский, Е.Г. Особенности фрикционных автоколебаний в континуальной системе / Е.Г. Гайворонский, Б.Г. Кеглин //Трение и смазка в машинах и механизмах.– 2010.– №11.– С. 3-9.
5. Гайворонский, Е.Г. Применение метода Рунге-Кутта с приспособыванием для решения задач фрикционных автоколебаний в распределенных системах / Б.Г. Кеглин, Е.Г. Гайворонский // Вестн. БГТУ.– 2007.– №4.– С. 41-43.
6. Гайворонский, Е.Г. Фрикционные автоколебания в поглощающем аппарате автосцепки / Е.Г. Гайворонский // Вестн. БГТУ.– 2013.– №1.– С. 23-26.
7. Ишлинский, А.Ю. О скачках при трении / А.Ю. Ишлинский, И.В. Крагельский // ЖТФ.– Т. XIV, вып. 4-5.– 1944.– С. 276-283.
8. Кащневский, Л.Я. Стохастические колебания при сухом трении / Л.Я. Кащневский // Инженерно-физический журнал.– 1984.– №1, том XLVII.– с. 143-147.

ЛОКАЛИЗАЦИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ И ИСТОЧНИКОВ КОЛЕБАНИЙ В УПРУГИХ СЛОИСТЫХ ВОЛНОВОДАХ ПАССИВНЫМ МЕТОДОМ ОБРАЩЕНИЯ ВРЕМЕНИ¹

DAMAGE AND WAVE SOURCE LOCALIZATION IN LAYERED ELASTIC STRUCTURES BY A PASSIVE TIME REVERSAL METHOD

Е.В. Глушков – д.ф.-м.н., Н.В. Глушкова – д.ф.-м.н., А.А. Еремин – к.ф.-м.н.

Институт математики, механики и информатики, ФГБОУ ВПО «КубГУ», Краснодар

Abstract. Theoretical and practical aspects of passive time reversal (TR) utilization for actuator and/or damage localization and quantification in application to guided wave based Structural Health Monitoring of thin-walled metallic structures are presented and discussed. In the current passive TR realization, the time-reversed recorded wavefield is fed to a numerical simulation tool based on the semi-analytical integral approach. The developed technique has been experimentally tested on aluminium plate specimens with artificial surface defects. Piezoelectric wafer active sensors serve for guided wave excitation, while the out-of-plane velocities of the propagating wavefield are measured with scanning Doppler laser vibrometer.

1. Благодаря своей чувствительности к локализованным изменениям геометрии и/или упругих свойств материала бегущие волны (волны Лэмба и SH-волны) широко применяются в системах ультразвукового неразрушающего контроля и мониторинга состояния тонкостенных инженерных конструкций для диагностики повреждений [1,2]. При наличии препятствий различных типов диагностирующий волновой сигнал, взаимодействуя с ними, генерирует рассеянные волновые поля. Возникающий при этом динамический отклик конструкции, регистрируемый набором интегрированных или внешних по отношению к исследуемому объекту сенсоров, содержит информацию об имеющихся дефектах и может быть использован для их обнаружения [3].

Имеющиеся методы идентификации повреждений на основе измеряемых нестационарных волновых полей можно разделить на две группы по тому, используется или нет при решении данной обратной задачи информация о волновых полях в неповрежденной структуре (так называемый *baseline signal*). В первом случае анализируется разница между измеряемым сигналом и исходным (эталонным), что в случае статистически значимых отличий позволяет судить о наличии дефектов и после дальнейшей обработки определять их положение, используя время прихода отраженного ими волнового поля [4]. В то же время применение подходов такого типа ограничено, в основном, лабораторными исследованиями, поскольку получение эталонного сигнала для уже эксплуатируемой конструкции зачастую не представляется возможным. Кроме того, в случае изменения внешних условий (например, температуры) использование базового эталонного сигнала может приводить к неправильным результатам [5].

Альтернативным подходом являются безэталонные (*baseline-free*) методики идентификации повреждений. Для их реализации используют как преобразователи специальной конструкции, так и современные математические методы, например, метод обращения времени (МОВ), получивший широкое распространение для решения обратных задач волновой динамики в геофизике, акустике океана, неразрушающем контроле [6-8]. Основой данной методики является обратимость волнового оператора по временной переменной в случае среды без диссипации, что позволяет сфокусировать волновое поле в окрестности локализованного источника колебаний, переизлучая в

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ (проекты № 12-01-00320 и 14-08-00370) и Минобрнауки РФ (№ 11.9165.2014). Авторы благодарят Германскую службу академических обменов DAAD за возможность проведения совместных экспериментальных исследований с группой проф. Р. Ламмеринга (Университет им. Г. Шмидта, Гамбург).

обратном направлении принятые от него сигналы с предварительным изменением знака времени. При этом источниками колебаний могут являться пленочный пьезоактивный элемент, некоторое ударное воздействие или локализованный дефект, рассматриваемый в качестве переотражателя. Реализация переизлучения может осуществляться как на физическом уровне с использованием системы активных сенсоров, установленных на исследуемой конструкции (активный МОВ), так и виртуально в рамках компьютерного моделирования (пассивный МОВ) [9].

В данной работе рассматривается реализация пассивного МОВ для тонкостенных конструкций из изотропных материалов с использованием компьютерной модели на основе полуаналитического интегрального подхода. Входными данными для нее служат вертикальные компоненты скорости смещения точек поверхности образца, измеренные с помощью лазерной доплеровской вибromетрии. В разделе 2 приводится описание предлагаемого алгоритма, а в разделе 3 – обсуждаются результаты его экспериментальной верификации на алюминиевых образцах, возбуждаемых пленочными пьезоактивными элементами, с искусственными дефектами в виде поверхностных неоднородностей.

2. Рассматриваются нестационарные колебания $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \{u_x, u_y, u_z\} = \{u_1, u_2, u_3\}$ свободной упругой изотропной пластины, занимающей в декартовой системе координат $\mathbf{x} = (x, y, z) = (x_1, x_2, x_3)$ область $\{|x|, |y| < \infty, -H < z < 0\}$. Здесь и далее используются обозначения работы [10]. Источником колебаний служит поверхностная нагрузка $\mathbf{p}(x, y, 0, t) = \{p_1, p_2, p_3\}$, локализованная в некоторой области Ω . Так, например, если для генерации волновых полей используется пьезоактуатор, приклеенный к образцу, то вектор-функция $\mathbf{p}(\mathbf{x}, t)$ определяет нестационарные контактные напряжения между упругой подложкой и актуатором. При наличии внутренних или поверхностных неоднородностей они характеризуются своей проекцией S на плоскость $z=0$ (Рис. 1). Расположение областей Ω и S , вообще говоря, неизвестно. Целью настоящей работы является разработка алгоритма их локализации на основе пассивного метода обращения времени.

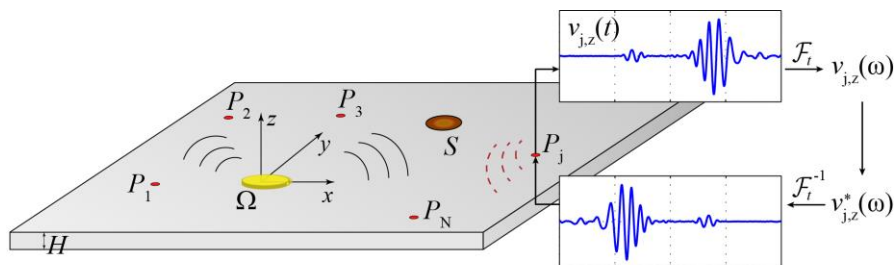


Рис. 1. Геометрия задачи и схема процесса обращения времени

Предполагается, что для некоторого ограниченного набора точек $P_j, j=1, 2, \dots, N$ на поверхности $z=0$ измерены вертикальные компоненты скорости смещений $v_{z,j}(t) = v_z(P_j, t) = \dot{u}_z(P_j, t)$ (например, с использованием лазерного вибromетра), $t \in [0, T]$. Учитывая свойства временной и пространственной взаимности для линейно-упругих волноводов, после одновременного переизлучения сигналов $v_{z,j}(t)$, предварительно обращенных по времени, результирующее волновое поле будет сфокусировано в окрестности исходных источников колебаний, которыми могут быть как актуаторы, так и достаточно контрастные дефекты, что позволит локализовать области Ω и S и приближенно определить их характерные размеры. Процесс обращения времени удобно рассматривать в частотной области: $v_{z,j}(\omega) = \mathcal{F}_t[v_{z,j}(t)]$, где \mathcal{F}_t - преобразование Фурье по временной переменной, $\omega = 2\pi fH / c_s$ - безразмерная круговая частота, f [Гц] – размерная

частота, c_s [м/с] - скорость S -волн в материале. При этом обращению сигнала во времени соответствует комплексное сопряжение его спектра, обозначаемое далее символом «*».

Гармоническое волновое поле, возбуждаемое в слоистом упругом волноводе поверхностной нагрузкой $\mathbf{q}(x, \omega)$, с использованием полуаналитического интегрального подхода представимо в виде [11]:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, \omega) = \iint_A k(\mathbf{x}-\xi, \omega) \mathbf{q}(\xi, \omega) d\xi, \quad (1)$$

где $k(\mathbf{x}, \omega)$ - матрица Грина рассматриваемого волновода, A - область приложения нагрузки. Для моделирования переизлучения сигналов $v_{z,j}(t)$ в волновод в формуле (1) предполагается, что $\mathbf{q}(x, \omega)$ - точечная вертикальная нагрузка: $\mathbf{q}(\mathbf{x}, \omega) = \mathbf{q}_j = \{0, 0, f_j(\omega)\} \delta(\mathbf{x} - P_j)$, $f_j(\omega) = v_{z,j}^*(\omega) / \omega$. Тогда соответствующие гармонические амплитуды колебаний примут вид: $\mathbf{u}_j(\mathbf{x}, \omega) = \{k_{13}, k_{23}, k_{33}\} f_j(\omega)$, где k_{13} , k_{23} и k_{33} - компоненты третьего столбца матрицы Грина. С учетом геометрии рассматриваемой задачи для волновых полей $\mathbf{u}_j(\mathbf{x}, \omega)$ в частотном диапазоне до первой частоты отсечки свободного волновода справедливо следующее приближенное равенство, записанное в цилиндрической системе координат $\mathbf{u}_j(\mathbf{x}, \omega) = \{u_{j,r}, u_{j,z}\}$:

$$u_{j,r} \approx \sum_{n=1}^2 f_j a_n^{(1)}(z) H_1^{(1)}(\zeta_n r), \quad u_{j,z} \approx \sum_{n=1}^2 f_j a_n^{(2)}(z) H_0^{(1)}(\zeta_n r) \quad (2)$$

$$a_n = \{a_n^{(1)}, a_n^{(2)}\} = -\{i\zeta_n P_n(z), R_n(z)\} \zeta_n^2 / 2$$

Здесь ζ_1, ζ_2 - вещественные полюса Фурье-символа матрицы Грина $K(\alpha_1, \alpha_2, z) = \mathcal{F}_{xy}[k(\mathbf{x})]$, соответствующие фундаментальным симметричной и антисимметричной модам, $P_n(z), R_n(z)$ - вычеты элементов K_{13} и K_{33} матрицы K в данных полюсах [10,11], $H_0^{(1)}, H_1^{(1)}$ - цилиндрические функции Ханкеля.

Для оценки степени локализации колебаний в точке \mathbf{x} поверхности образца рассматривается сумма средних квадратических нестационарных сигналов $\tilde{v}_{j,z}(\mathbf{x}, t)$:

$$\Delta(\mathbf{x}) = \sum_{j=1}^N R_j, \quad R_j = \left(\frac{1}{M} \sum_{i=1}^M |\tilde{v}_{j,z}(\mathbf{x}, t_i)|^2 \right)^{1/2}, \quad \tilde{v}_{j,z}(x, t_i) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \omega u_{j,z}(\mathbf{x}, \omega) e^{-i\omega t} d\omega \quad (3)$$

$$t_i = T(i-1) / (M-1), \quad i = 1, 2, \dots, M$$

Области, в которых величина $\Delta(\mathbf{x})$ резко возрастает, указывают на положение источника или рассеивателя.

3. Проверка применимости разработанного метода для локализации источника колебаний и определения положения дефектов осуществлялась на оборудовании Института механики Университета им. Гельмута-Шмидта (Гамбург, ФРГ). Измерения проводились на алюминиевой пластине с линейными размерами $1000 \times 1000 \times 0.95$ мм³, модуль Юнга материала $E=70$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu=0.33$, плотность $\rho=2700$ кг/м³, скорость S -волн $c_s = 3122$ м/с. Возбуждение бегущих волн осуществлялось с помощью тонкого круглого пьезокерамического преобразователя, приклеенного к поверхности образца; диаметр актуатора $d=16$ мм, толщина $h=0.25$ мм. Для измерения и визуализации волновых полей использовался высокочувствительный сканирующий лазерный виброметр Polytec PSV-500-M с полосой пропускания 5.12 МГц.

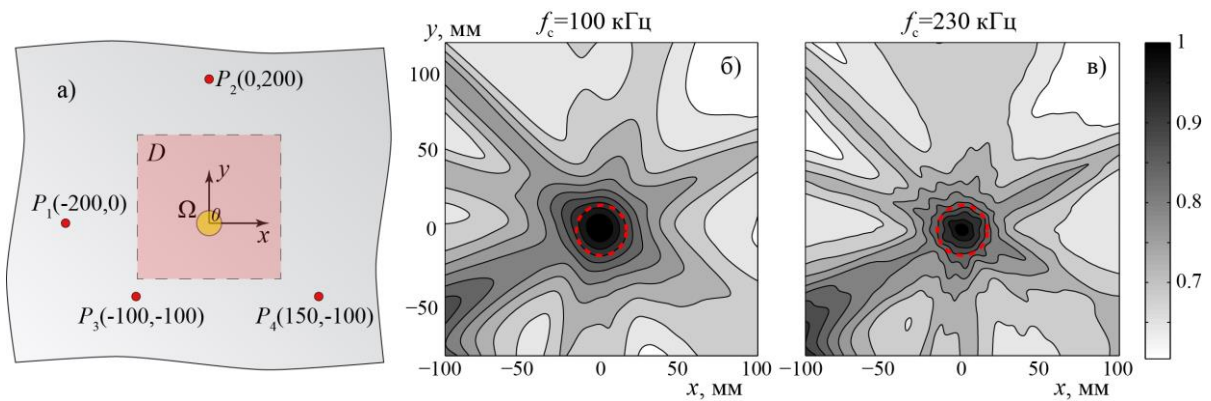


Рис.2. Геометрия задачи о локализации источника колебаний (а) (вид сверху); линии уровня функции $g(\mathbf{x})$ в области S_1 (б,в)

В первой серии экспериментов рассматривается неповрежденная пластина. Для возбуждения колебаний на пьезоактивный элемент подается волновой сигнал в форме двух периодов синусоиды с синус-окном в качестве весовой функции и центральной частотой f_c . Входными данными для описанного выше алгоритма служат волновые поля, измеренные в четырех точках P_j на поверхности образца ($N=4$) (Рис. 2-а). Центр системы координат, в которой даны координаты точек P_j , совпадает с центром пьезоактивного элемента. На Рис. 2-б,в для расчетной области $D = \{-100 < x < 100, -80 < y < 120\}$ мм приводятся линии уровня функции $g(\mathbf{x}) = \Delta(\mathbf{x})/a$, $a = \max \Delta(\mathbf{x}), \mathbf{x} \in D$ для центральных частот $f_c = 100$ кГц и $f_c = 230$ кГц соответственно. Пунктирной линией на данных графиках обозначены границы пьезоэлемента. Видно, что локализация колебаний наблюдается в окрестности актуатора, причем $\max g(\mathbf{x})$ достигается в точке $(0,0,0)$, совпадающей с истинным положением центра пьезоэлемента. Для оценки размеров актуатора была рассмотрен носитель функции $\tilde{g}(\mathbf{x}) = \begin{cases} g(\mathbf{x}), & g(\mathbf{x}) \geq l \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$, $l=0.9$. В случае центральной частоты $f_c = 100$ кГц диаметр такой области составил 19 мм, а для $f_c = 230$ кГц – 15 мм, что является хорошим приближением значения диаметра пьезоэлемента $d=16$ мм.

Для проверки применимости реализованного алгоритма метода обращения времени для локализации неоднородностей рассматриваются нестационарные колебания алюминиевой пластины с искусственными дефектами в виде постоянных магнитов в форме куба с ребром длины 10 мм, расположенными по обе стороны волновода (Рис. 3-а). Тогда область S с учетом введенной выше системы координат имеет следующий вид: $S = \{(x, y) : 60 < x < 70, -70 < y < -60\}$ мм. Пьезоактуатор приводится в действие пятицикловыми синусоидальными посылками, модулированными окном Ханна с центральной частотой $f_c = 230$ кГц. Максимальные значения функции $g(\mathbf{x})$, рассчитанной на основе отраженных неоднородностью волновых сигналов, измеренных в точках P_j , $j=1,2,\dots,5$, так же, как и в случае пьезоактуатора, наблюдаются в окрестности излучателя, которым в данном случае является поверхностное препятствие. Абсолютный максимум $g(\mathbf{x})$ в области $D = \{20 < x < 170, -170 < y < -20\}$ мм достигается в точке $B(60 \text{ мм}, -60 \text{ мм})$, что соответствует левому верхнему углу неоднородности. В то же время, оценить размеры препятствия удастся только приближенно: так, носителем функции $\tilde{g}(\mathbf{x})$ при $l=0.95$ является эллипс с центром в точке B , площадь которого однако в полтора раза больше площади области S . Причиной этого является расположение точек P_j по одну сторону от неоднородности S , связанное с необходимостью отделения волнового

поля, рассеянного неоднородностью, от исходного сигнала, генерируемого актуатором.

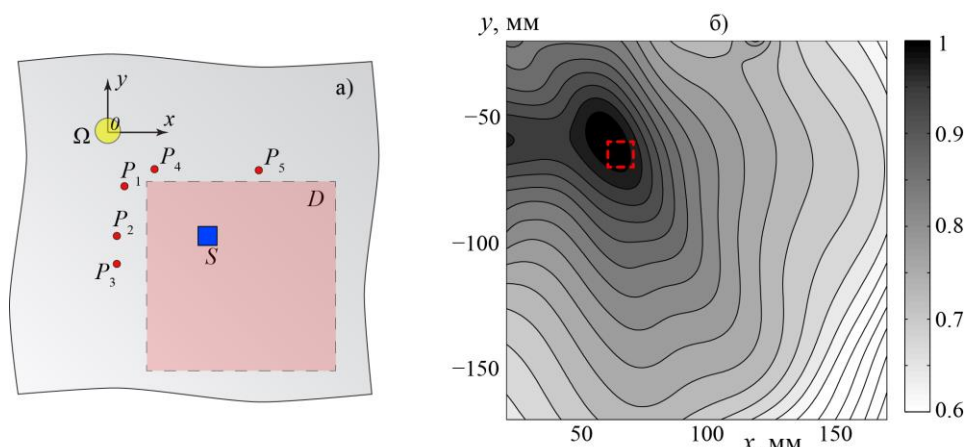


Рис.3. Геометрия задачи о локализации поверхностной неоднородности (а) (вид сверху); линии уровня функции $g(\mathbf{x})$ в области S_1 (б)

Работа выполнена при поддержке РФФИ (проекты № 12-01-00320 и 14-08-00370) и Минобрнауки РФ (№ 11.9165.2014). Авторы благодарят Германскую службу академических обменов DAAD за возможность проведения совместных экспериментальных исследований с группой проф. Р. Ламмеринга (Университет им. Г. Шмидта, Гамбург).

Литература

1. Викторов, И.А. Физические основы применения ультразвуковых волн Рэля и Лэмба в технике / И.А. Викторов. – М.: Наука, 1966. – С. 168.
2. Raghavan, A. Review of guided-wave Structural Health Monitoring / A. Raghavan, S.E.S. Cesnik // The Shock and Vibration Digest. – 2007. – Vol. 39. – P. 91-113.
3. Giurgiutiu, V. Structural Health Monitoring with piezoelectric wafer active sensors, 2nd edition / V. Giurgiutiu. – New York.: Academic Press, 2014. – P. 1032.
4. Moll, J. Multi-site damage localization in anisotropic plate-like structures using an active guided wave structural health monitoring system / J. Moll, R.T. Schulte, B. Hartmann, C.-P. Fritzen, O. Nelles // Smart Mater. Struct. – 2010. – Vol. 19, no. 045022. – 16 pp.
5. Sohn, H. Effects of environmental and operational variability on Structural Health Monitoring / H. Sohn // Philos Trans A Math Phys Eng Sci. – 2007. – Vol. 365, no. 1851. – P. 539-560.
6. Виляровский, А.Л. Фокусировка звуковых импульсов методом обращения времени на стокилометровых трассах в глубоком море / А.Л. Виляровский, А.Ю. Казарова, Л.Я. Любавин // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 6. – С. 723-732.
7. Fink, M. Acoustic time-reversal mirrors / M. Fink, C. Prada // Inverse Problems. – 2001. – Vol. 17. – P. 1-38.
8. Chehami, L. Detection and localization of a defect in a reverberant plate using acoustic field correlation / L. Chehami, E. Moulin, J. de Rosny, C. Prada, O.B. Matar, F. Benmeddour, J. Assaad // Journal of Applied Physics. 2014. – Vol. 115, no. 104901. – 7 pp.
9. Jun, Y. Computer-aided hybrid time reversal process for structural health monitoring / Y. Jun, U. Lee // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2012. – Vol. 26, no. 1. – P. 53-61.
10. Glushkov, E. Lamb wave excitation and propagation in elastic plates with surface obstacles: proper choice of central frequencies / E. Glushkov, N. Glushkova, R. Lammering, A. Eremin, M.-N. Neumann // Smart Mater. Struct. – 2011. – Vol. 20, no. 015020. – 11 pp.
11. Бабешко, В.А. Динамика неоднородных линейно-упругих сред / В.А. Бабешко, Е.В. Глушков, Ж.Ф. Зинченко. – М.: Наука. – 1989. – С. 343.

РАСПРОСТРАНЕНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ УПРУГИХ ВОЛН В ФУНКЦИОНАЛЬНО-ГРАДИЕНТНЫХ СЛОИСТЫХ ФОНОННЫХ КРИСТАЛЛАХ²

NONSTATIONARY ELASTIC WAVE PROPAGATION IN FUNCTIONALLY GRADED LAYERED PHONONIC CRYSTALS

М.В. Голуб – к. ф.-м.н., С.И. Фоменко – к. ф.-м.н.

Институт математики, механики и информатики,
Кубанский государственный университет

Abstract. Elastic wave propagation in periodic functionally graded layered composites is studied using semi-analytical models. The integral transforms are applied to frequency-domain solutions convoluted with the Fourier transform of input impulse function. The wave fields are calculated using the transfer matrix method. Variation of wave fronts and filtration properties due to functionally graded interlayers are studied. Special attention is paid to band-gaps; criteria for all types of frequency ranges are formulated.

Концепция фоновых кристаллов появилась в 1990-х годах, являясь, во многом, продолжением работ по фотонным кристаллам [1]. По своим свойствам они схожи с фотонными кристаллами, обладают такими частотными характеристиками, как запрещенные частотные зоны, и служат для управления потоками энергии, переносимыми акустическими или упругими волнами. Фоновые кристаллы состоят из периодических включений в матрицу или слои и являются композитными материалами. Если спектр, падающего на периодическую структуру волнового пакета, полностью расположен в запрещенной зоне, то похождение волн через фоновый кристалл фактически невозможно. Приложения включают в себя упругую или акустическую фокусировку, минимизацию вибрации, звуковую коллимацию, акустическую маскировку, опто-механические волновые преобразования в фотонных устройствах, снижение теплопроводности в полупроводниках и др. Уже созданы устройства на фоновых кристаллах, к примеру, двумерная кубическая решетка, работающая на частоте в 33 ГГц [2] или акустический сенсор для определения свойств бензина, в основе которого лежит двумерный фоновый кристалл [3]. Настоящая работа является развитием исследований [4-6] и посвящена изучению распространения нестационарных плоских P- и SV-волн в периодических упругих композитах с функционально-градиентными прослойками.

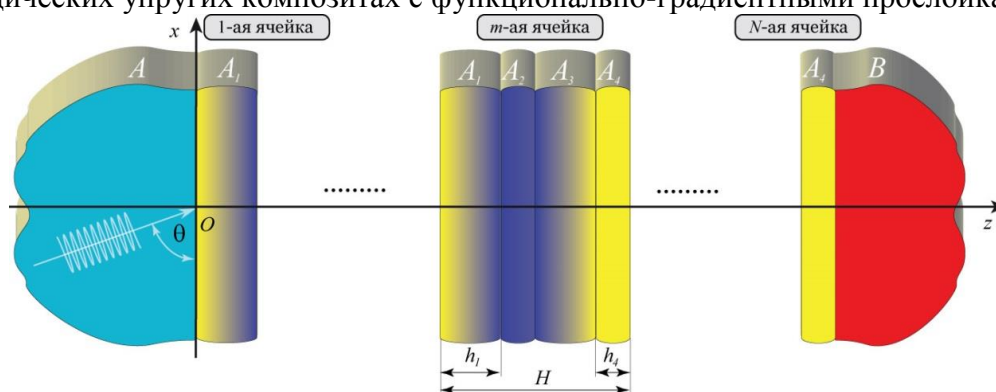


Рис.1. Геометрия задачи

Рассматриваются двумерные плоские продольные (P) и поперечные (SV) волны, падающие под некоторым углом θ на многослойную упругую структуру, которая состоит из пакета N периодически повторяющихся ячеек между двумя полупространствами (A и

² Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект 14-01-31236) и Министерства образования и науки РФ (11.9157.2014).

В). Каждая ячейка толщиной H представляет набор из двух упругих однородных слоев A_2 и A_4 толщиной h_2 и h_4 , разделенных между собой переходными функционально-градиентными прослойками A_1 и A_3 (рис. 1).

Произвольные нестационарные колебания $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ могут быть представлены в виде суперпозиции гармонических колебаний: [4]:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{\pi} \operatorname{Re} \int_{-\infty}^{\infty} \mathbf{u}(\mathbf{x}, \omega) P(\omega) e^{-i\omega t} d\omega \quad (1)$$

где $P(\omega)$ – спектр нестационарного импульса, возбуждаемого источником колебаний.

Рассмотрим плоскую волну и промодулированную окном Хана с центральной частотой ω_0 . Для получения гармонического поля $\mathbf{u}(\mathbf{x}, \omega)$ используется метод матриц переноса (Т-матриц), подробное описание которого приводится в [4,5]. Разработан численно-устойчивый подход на основе метода матриц переноса (метод Т-матриц) решения задачи распространения гармонических плоских Р- и SV- волн в слоистых периодических волноводах (фононных кристаллах). Устойчивость решения достигается с помощью выделения сингулярных составляющих полной матрицы переноса, являющейся некоторой степенью Т-матрицы ячейки кристалла, в амплитудных коэффициентах прохождения κ^+ упругих волн [6]. Полуаналитические представления для энергетических коэффициентов прохождения в фононном кристалле с N ячейками, которые в общем виде могут быть представлены следующим образом:

$$\kappa^+ \sim \sum_i w_i |\lambda_i|^{-N}$$

позволили построить классификацию запрещенных зон в соответствии с собственными значениями λ_i Т-матрицы ячейки (размерности 4 для упругих слоев и 6 для пьезоэлектрических). Здесь $|\lambda_i|$ такие, что $|\lambda_i| \geq 1$ (при этом произведение всех собственных значений равно 1) – значения факторов локализации упорядочены по возрастанию

Таблица 1. Классификация запрещённых зон для упругого фононного кристалла

Тип зоны	Собственные значения Т-матрицы	Дополнительные условия	Поведение коэффициента прохождения κ^+ при $N \rightarrow \infty$
Запрещенная зона-I	$ \lambda_2 > 1$ и $ \lambda_1 > 1$	$w_2 = 0$	$\kappa^+ = O(\lambda_1 ^{-N})$
		$w_1 = 0$	$\kappa^+ = O(\lambda_2 ^{-N})$
Запрещенная зона-II	$ \lambda_2 > 1$ и $ \lambda_1 = 1$	$w_1 = 0$	$\kappa^+ = O(\lambda_2 ^{-N})$
Разрешенная зона малого прохождения	$ \lambda_2 > 1$ и $ \lambda_1 = 1$	$ w_1 < \varepsilon$	$\kappa^+ = O(\varepsilon)$
Разрешенная зона	$ \lambda_2 > 1$ и $ \lambda_1 = 1$	$ w_1 > \varepsilon$	$\kappa^+ = O(1)$
	или $ \lambda_2 = 1$		

В качестве примера рассматривается слоистый фононный кристалл, состоящий из 10 ячеек с функционально-градиентными прослойками толщиной $h_1 = h_3 = 0.1H$, $h_2/h_4 = 1$ при вертикальном угле падения. В качестве материалов взяты оксид алюминия (A_2) и алюминий (A_4), упругие свойства которых приводятся в Таблице 2.

Таблица 2. Свойства материалов

Материал	Плотность [кг/м ³]	Модуль Юнга [ГПа]	Коэффициент Пуассона
Оксид алюминия	4000	400	0,23
Алюминий	2700	70	0,33

В разрешённых диапазонах ячейки кристалла позволяют упругим волнам переносить большую часть энергии. В запрещённых частотных диапазонах каждая из ячеек кристалла служит отражателем: амплитуды проходящих через ячейку волн ослабевают экспоненциально. Необходимо отметить, что более сложные волновые эффекты имеют место в случае наличия объектов, нарушающих периодичность (одиночный слой, одиночные или множественные дефекты типа трещин или включений).

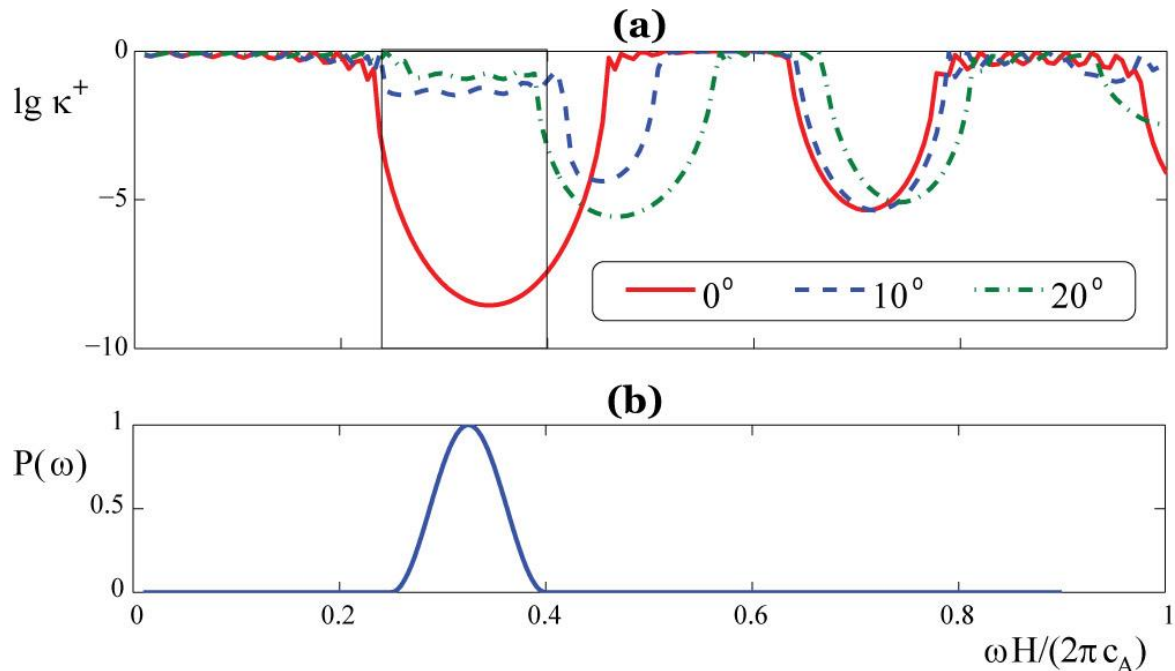


Рис.2. Коэффициент прохождения κ^+ для углов падения волны $\theta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ в СЗ-II и РЗМП (выделено прямоугольником) (a); окно Хана в частотном диапазоне (b).

Однако наиболее интересным оказывается прохождение нестационарных импульсов, со спектрами, находящимися в запрещённых зонах второго типа [7]. При увеличении угла падения волны θ она преобразуется в разрешённую зону малого прохождения. Если частотный спектр сигнала описывается окном Хана, который покрывает рассматриваемую запрещённую зону 2-го типа, то прохождение сигнала невозможно, см. рис. 2. Рис. 3 и 4 демонстрируют изменение волновой картины в том случае, если спектр оказывается в разрешённой зоне малого прохождения (рисунок b, при $\theta = 20^\circ$). В случае разрешённой зоны малого прохождения основная часть волнового пакета отражается от фоновый кристалл, но имеются волны, которые проходят через слоистую структуру.

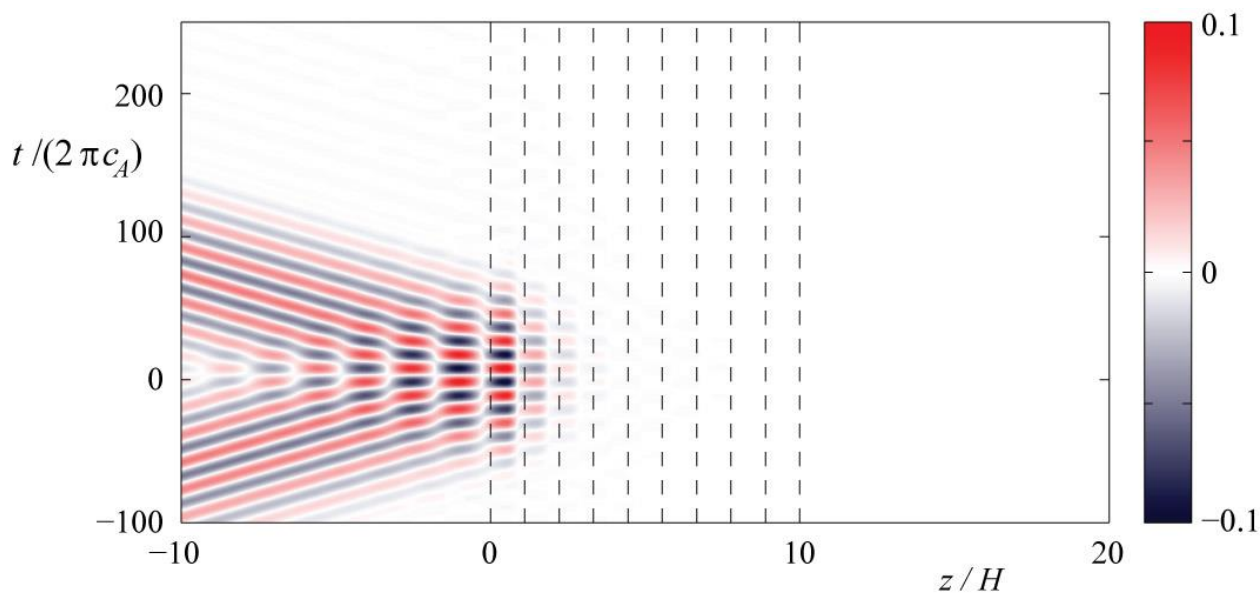


Рис.3. Распространение волны в запрещённой зоне 2-го типа ($\theta = 0^\circ$).

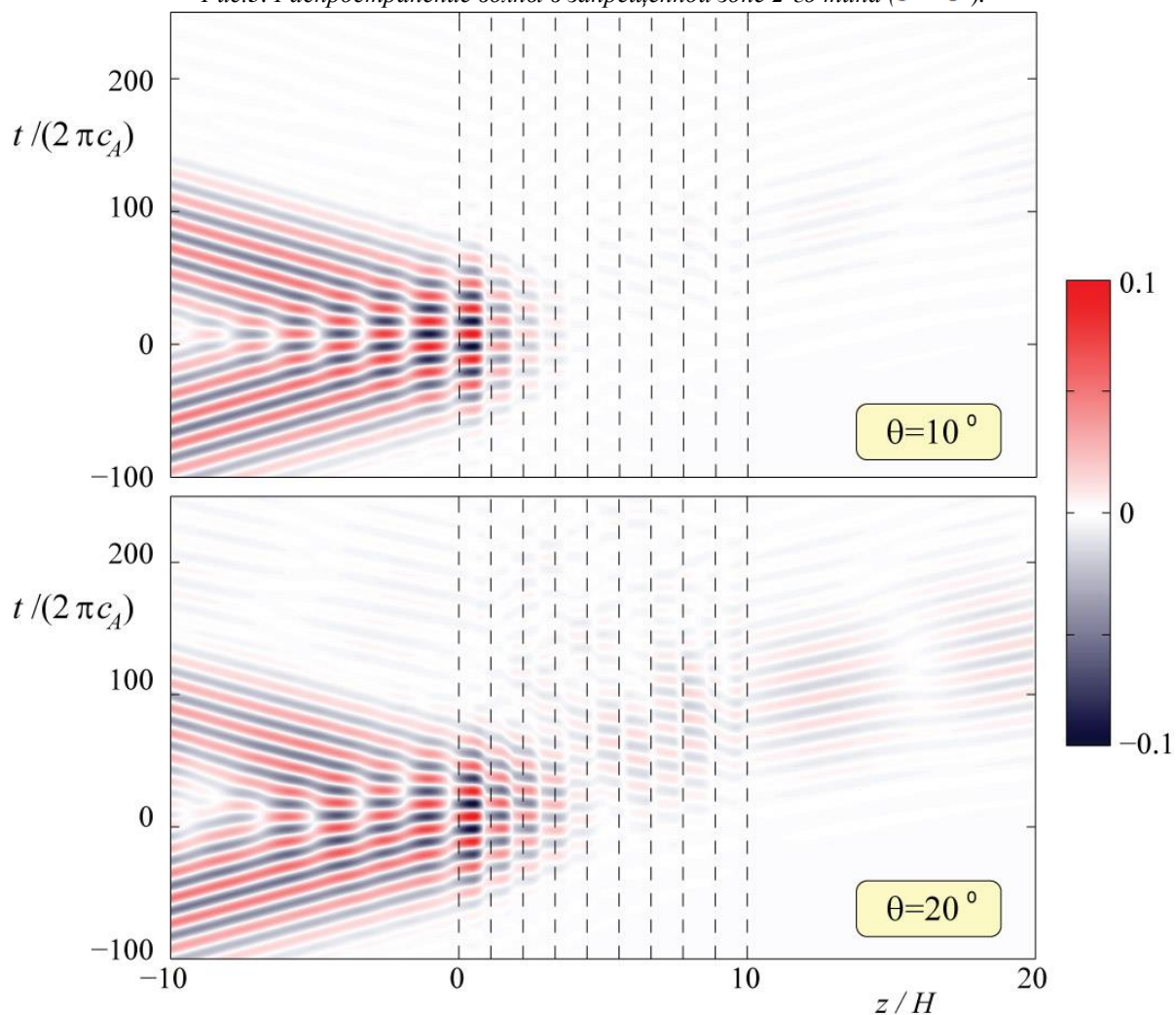


Рис.4. Распространение волны в разрешённой зоне малого прохождения ($\theta = 10^\circ$ $\theta = 20^\circ$).

Полученные результаты могут быть полезны при проектировании новых типов акустических фильтров, звуковых изоляторов для вибрирующих структур, гироскопов или механические резонаторов. Периодическая упругая структура (фононный кристалл) может быть использована в качестве подложки для датчиков или пьезоактуаторов с целью гашения нежелательных колебаний или исключения из спектра возбуждаемого сигнала требуемого диапазона частот.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект 14-01-31236) и Министерства образования и науки РФ (11.9157.2014).

Литература

1. Kushwaha M. S.; Halevi P.; Dobrzynski L., Djafari-Rouhani, B. Acoustic Band Structure of Periodic Elastic Composites // *Physics Review Letters*, 1993, 71, 2022-2025.
2. Alaie S., Su M., Goettler D., El-Kady I., Leseman Z. Effects of flexural and extensional excitation modes on the transmission spectrum of phononic crystals operating at gigahertz frequencies *Journal of Applied Physics*, 2013, 113, 103513
3. Zubtsov M., Lucklum R., Ke M., Oseev A., Grundmann R., Henning B., Hempel U. 2D phononic crystal sensor with normal incidence of sound // *Sensors and Actuators A: Physical*, 2012, 186, 118–124
4. Golub M.V., Fomenko S.I., Bui T.Q., Zhang C., Wang Y.-S. Transmission and band gaps of elastic SH waves in functionally graded periodic laminates // *International Journal of Solids and Structures*, 2012, 49, 344-354.
5. Фоменко С.И. Волновые поля и запрещенные зоны в квазипериодических слоистых композитах // *Экологический вестник научных центров ЧЭС*, 2013, 4(1), с. 120-126.
6. Fomenko S.I., Golub M.V., Bui T.Q., Zhang C., Wang Y.-S. In-plane elastic wave propagation and band-gaps in layered functionally graded phononic crystals // *International Journal of Solids and Structures*, 2014, 51, 2491-2503.
7. Карабутов А.А., Косевич Ю.А., Сапожников О.А. Осцилляции Блоха акустического поля в слоистой структуре // *Акустический журнал*, 2013, Т. 59, № 2, с. 158-168.

О МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ КОНТАКТНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ С ВИБРАЦИОННЫМ ПОДБРАСЫВАНИЕМ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ *ON MATHEMATICAL MODELING IN PROBLEMS OF CONTACT INTERACTION OF WORKING ENVIRONMENT AND THE VIBRATING SURFACE FOR THE PROCESS WITH VIBRATION TOSSING*

А.В. Елисеев

ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения»

Abstract. The problems of constructing a mathematical model of the vibrating surface hardening lengthy details in the interaction with the granular medium of steel balls are considered. The methodological basis of sustainable construction of vibration interaction with the unilateral nature of the links is developed.

Введение. Вибрационные технологические процессы получили широкое распространение в производственных системах, относящихся к различным отраслям техники. Вибрации активно используется в технологиях обработки деталей, таких как вибрационное резанье материалов, виброгалтовка, вибрационное упрочнение и др. [1].

Задача исследования заключается в разработке метода построения математических моделей динамических процессов взаимодействия обрабатываемых деталей и сыпучей среды, адекватно отражающих особенность технологического процесса как со стороны формирования необходимой структуры вибрационного поля, так и учета возникающих особенностей в технологическом процессе виброупрочнения поверхности детали путем периодического виброударного контактирования с сыпучей рабочей средой.

I. Методологические основы оценки динамического контакта для твердых тел с одной точкой контакта для режимов с кратным периодом подбрасывания.

Разработаны подходы к построению математических моделей, отражающих особенности динамических взаимодействий, характерных для технологических процессов вибрационного упрочнения. Технологические эффекты достигаются в периодических виброударных контактах рабочей среды из мелких стальных шариков и вибрирующей рабочей поверхности обрабатываемой детали. Рассматриваемые модели предполагают возможность реализации фазы свободного подлета.

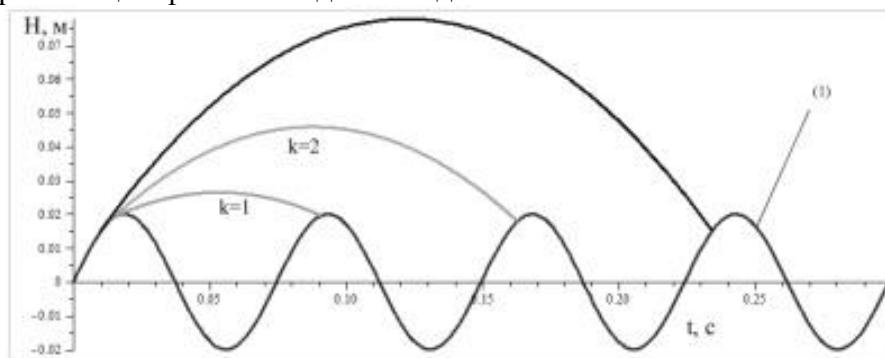


Рис. 1. Периоды свободного полета при реализации режимов с кратным подбрасыванием

На основе теоретических оценок сформированы представления о требованиях к особенностям движения отдельных частиц, формирующих рациональные параметры процесса вибрационного упрочнения. Автором для оценки особенностей формирования свободного подлета вводится функция зазора, которая представляет собой теоретический аппарат для оценки возможностей реализации различных режимов непрерывного подбрасывания [2].

II. Метод оценки условий сохранения динамического контакта для составного твердого тела с учетом неудерживающего характера связей. Рассматриваются математические модели твердых тел с использованием упругих связей при вибрациях опорной поверхности и возможностью нарушения контакта. На рис. 2 представлен пример математической модели, в которой условие нарушение контакта определяется параметрами массоинерционных и упругих связей.

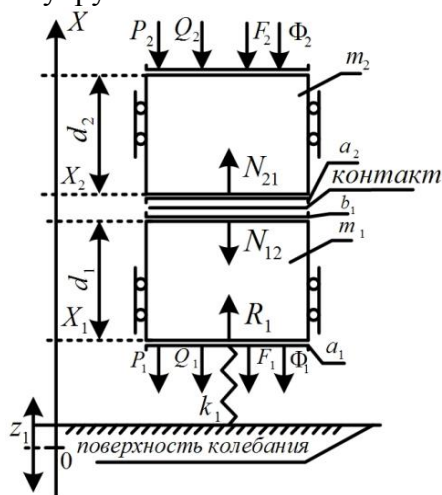


Рис. 2. Составное твердое тело на упругом колеблющемся основании Z_1 . P_i - силы вязкого трения, Q_i - силы тяжести, F_i - постоянные силы, N_{12} , N_{21} - полные контактные реакции, a_2 , b_1 - контактные поверхности

Получены граничные условия совместных движений, при которых вибрация основания не приводит к нарушению контакта. Вводится понятие о полной и динамической реакциях, предлагается методика расчетов. Получены аналитические условия, определяющие контактные движения. В зависимости от параметров систем условие контактного движения принимает вид:

$$\sqrt{\frac{(m_2 k_1 \omega_1^2)^2 + (p_2 k_1 \omega_1)^2}{(k_1 - (m_1 + m_2) \omega_1^2)^2 + ((p_1 + p_2) \omega_1)^2}} \times A_1 < m_2 g + f_c. \quad (1)$$

Неравенство (1) представляет аналитическую зависимость между параметрами системы, обеспечивающих контактное движение составного твердого тела в установившемся режиме в виде амплитудно-частотной области [3].

III. Методы параметрического регулирования динамического контакта с учетом неудерживающего характера связей. Измерительные устройства для фиксации условий вибрационного взаимодействия при неудерживающих связях. Некоторые приложения. На основе аналитических условий контактного колебания составных твердых тел разработаны подходы к регулированию контактного взаимодействия. Для регистрации различных состояний вибрационных взаимодействий разработан опытный датчик определения граничных режимов взаимодействия вибрационных машин с рабочими средами посредством контактирующих поверхностей. Принципиальная схема датчика приведена на рис. 3.

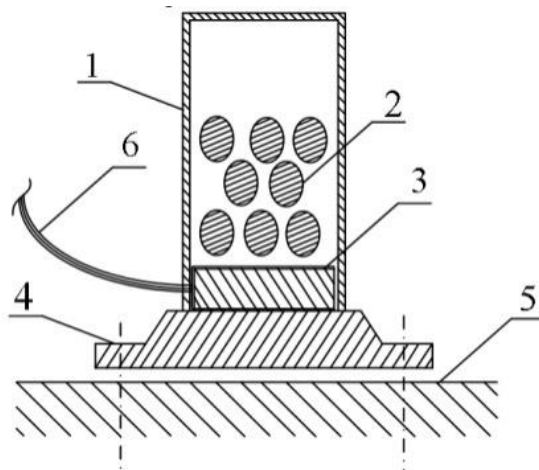


Рис. 3. Датчик определения граничных параметров взаимодействия тел в вибрационных системах: поверхность вибростола(5), цилиндрический корпус (1); инерционные элементы рабочей среды (2); пьезоэлектрический элемент (3); крепежный элемент (4); токовыводы (6).

Представленные исследования позволяют разрабатывать обобщенные подходы к задачам определения контактных реакций в твердых телах при статических и динамических нагрузках с учетом неудерживающих связей.

Заключение. На основе исследований могут быть сделаны следующие выводы:

1. Разработана методологическая база исследования режимов с кратным подбрасыванием, характеристик системы, зависимости от различных факторов: дополнительных постоянных сил, сил вязкого трения и др.

2. Разработаны методологические основы определения условий движения в контакте составных твердых тел при наличии вибрационной нагрузки. Получены аналитические зависимости условий контакта от параметров.

3. Проведены экспериментальные испытания на технологических машинах виброупрочнения с помощью среды, представленной стальными шариками.

4. Предложена математическая модель вибрационной технологической машины.

5. Разработаны рекомендации по регулированию режимов работы вибрационной технологической машины.

Литература

1. Блехман, И.И. Вибрационная механика. - М.: Наука. 1994.-400 с.
2. Елисеев, А.В. Режимы подбрасывания материальной частицы на вибрирующей поверхности в модельной задаче с неудерживающими связями [Текст] /Елисеев С.В., Елисеев А.В.//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. ИрГУПС. Иркутск. №3(35) 2012.-С.86-96
3. Елисеев, А.В. Определение контактных реакций в составных твердых телах при динамических нагрузках с учетом неудерживающих связей [Текст] /Елисеев С.В., Елисеев А.В.// Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. ИрГУПС. Иркутск. №1. 2014.-С.45-54

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРУГИХ СИСТЕМ ПОСЛЕ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ

INVESTIGATION OF NON-LINEAR OSCILLATIONS OF ELASTIC SYSTEMS AFTER LOSS OF STABILITY

Д.В. Капитанов

Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского
Национальный исследовательский университет

Abstract. The results of numerically-analytically investigating the stability of an axially loaded bar are presented. The model considered makes it possible to obtain the stability limit in the parameter space and to analyze the behavior of the bar immediately after the loss of stability. Loss of stability is manifested in the form of bifurcation resulting in the appearance of a stable limiting cycle.

Раздел теории упругой устойчивости, связанный с реакцией упругих конструкций на различные виды механической нагрузки, имеет важные технические приложения для оценки критических значений последних, вызывающих потерю устойчивости инженерных сооружений. Рассматриваемая ниже проблема устойчивости упругих стержней при наличии продольной нагрузки может служить наглядной иллюстрацией ряда особенностей как потери устойчивости, так и поведения упругих конструкций после потери устойчивости.

1. Уравнение движения и краевые условия консольно закрепленного стержня со следящей силой на свободном конце

Будем рассматривать малые, низкочастотные, плоские колебания однородного, консольно закрепленного прямого стержня. Вывод уравнения и краевых условий осуществляется с использованием принципа Гамильтона-Остроградского [1, 2]. Предполагается, что справедлива система гипотез, исключающих связь продольных, изгибных и крутильных деформаций и позволяющая отдельно рассматривать колебания, которые обусловлены чистым, плоским изгибом. В этом случае для описания деформации изгиба оси стержня достаточно одной компоненты вектора перемещения, зависящей от пространственной координаты, отсчитываемой вдоль оси недеформируемого стержня, и от времени.

Уравнение малых колебаний имеет вид:

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} + \xi \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} + m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

В случае консольного закрепления краевые условия имеют вид:

$$y(x,t)|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial y(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \Big|_{x=l} = 0; \quad \frac{\partial^3 y(x,t)}{\partial x^3} \Big|_{x=l} = 0. \quad (2)$$

Здесь EI – изгибная жёсткость, $y(x,t)$ – малое отклонение оси стержня, P – сжимающая нагрузка, ξ – коэффициент трения, m – масса, приходящаяся на единицу длины.

2. Исследование границы потери устойчивости

Провести аналитическое исследование устойчивости данной задачи не представляется возможным. Среди возникающих при исследовании проблем основной является несамосопряженность упругого оператора задачи [3]. Применение обычно используемых в подобных задачах приближенного метода Бубнова-Галеркина требует анализа сходимости метода, которая для этого случая строго не доказана [4]. В работе [5] представлена методика численного получения не приближенного, а точного решения. Не останавливаясь на деталях приведем результаты исследования необходимые для иллюстрации особенностей потери устойчивости в этой задаче.

Задача (1) – (2) в безразмерном виде имеет вид:

$$\frac{\partial^4 y(\varphi, \tau)}{\partial \varphi^4} + b \frac{\partial^2 y(\varphi, \tau)}{\partial \varphi^2} + \delta \frac{\partial y(\varphi, \tau)}{\partial \tau} + \frac{\partial^2 y(\varphi, \tau)}{\partial \tau^2} = 0; \quad (3)$$

$$y(\varphi, \tau)|_{\varphi=0} = 0; \quad \left. \frac{\partial y(\varphi, \tau)}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=0} = 0; \quad \left. \frac{\partial^2 y(\varphi, \tau)}{\partial \varphi^2} \right|_{\varphi=1} = 0; \quad \left. \frac{\partial^3 y(\varphi, \tau)}{\partial \varphi^3} \right|_{\varphi=1} = 0.$$

Здесь $\delta = \frac{\xi l^2}{EI} \sqrt{\frac{EI}{m}}$, $b = \frac{Pl^2}{EI}$, $\varphi = \frac{x}{l}$, $\tau = t \left(\sqrt{\frac{m}{EI}} l^2 \right)^{-1}$.

После подстановки в (3) решения в виде $y(\varphi, \tau) = W(\varphi)e^{\lambda\tau}$ приходим к задаче на собственные значения:

$$\frac{d^4 W}{d\varphi^4} + b \frac{d^2 W}{d\varphi^2} + (\delta\lambda + \lambda^2)W = 0; \quad (4)$$

$$W(\varphi)|_{\varphi=0} = 0; \quad \left. \frac{dW(\varphi)}{d\varphi} \right|_{\varphi=0} = 0; \quad \left. \frac{d^2 W(\varphi)}{d\varphi^2} \right|_{\varphi=1} = 0; \quad \left. \frac{d^3 W(\varphi)}{d\varphi^3} \right|_{\varphi=1} = 0.$$

Задача состоит в анализе характера потери устойчивости в зависимости от безразмерных параметров b , δ . Решение задачи (4) получено численно с использованием разработанного алгоритма [6]. Результаты исследования представлены ниже в виде зависимости от параметров b и δ годографов характеристических показателей $\lambda_k = h_k + iw_k$. На рис. 1, 2 приведены годографы, соответствующие низшим собственным формам деформации.

В силу симметрии графиков относительно оси w , приведена только верхняя часть плоскости hw . Годографы характеристических показателей, соответствующие более высоким модам, также получаемые при расчете, для определения границы устойчивости не представляют интереса и не приводятся. С ростом определяющего отношения сжимающей силы к собственной изгибной жесткости параметра b характеристические показатели этих первых двух форм идут навстречу друг другу, сливаются и один из них переходит в правую часть плоскости hw .

Потеря устойчивости в этом случае при $\delta = 0$ происходит при $b_{кр} = \frac{Pl^2}{EI} = 20,05$ сразу после слияния первых двух характеристических показателей, годограф которых представлен на рис. 1. Найденное критическое значения параметра b очень близко к представленному в [4, 7]. При этом следует напомнить, что используемый в [4] метод Бубнова-Галеркина для несамосопряжённых задач не имеет строгого обоснования. Вместе с тем сравнение полученного в настоящей работе точного значения $b_{кр}$ с указанным приближенным лишней раз свидетельствует о справедливости приведённого в [4] утверждении, что формы потери устойчивости в несамосопряжённых задачах могут быть удачно аппроксимированы при помощи линейной комбинации небольшого числа первых форм собственных колебаний, а примеров, когда это не так, не имеется.

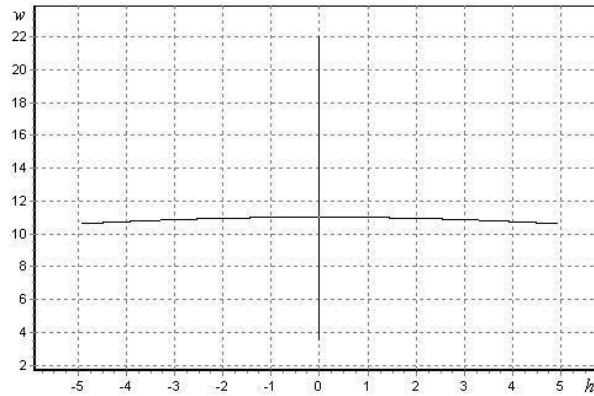


Рис.1. Годографы характеристических показателей без учета внешнего трения

В случае $\delta > 0$ характеристические показатели сдвигаются на одинаковое значение в левую полуплоскость (рис.2). Качественное поведение корней аналогично первому случаю, но потеря устойчивости наступает при больших значениях параметра нагрузки: для $\delta = 2.15$ $b_{кр} = 20,29$.

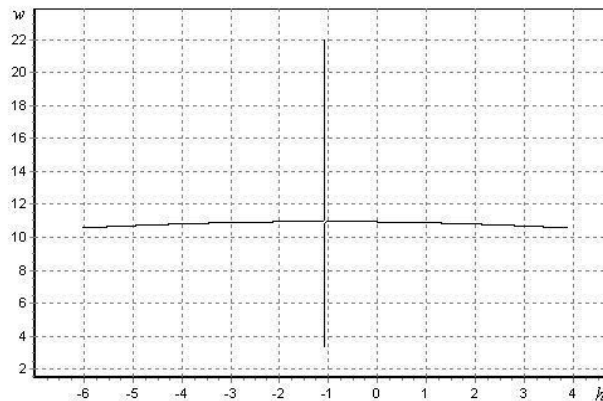


Рис.2. Годографы характеристических показателей с учетом внешнего трения

3. Динамика сжатого стержня вблизи границы устойчивости

Потеря устойчивости в случае превышения критического значения нагрузки приводит к росту деформации и для рассмотрения поведения стержня в этом случае необходимо уточнение математической модели (1), которая справедлива только при малых деформациях.

Анализ этого случая требует учета взаимодействия по крайней мере двух форм деформации. Математическим признаком потери устойчивости является смена знака действительной части двух корней характеристического уравнения. При этом возникают нарастающие колебания и рассмотрение характеристик этих колебаний требует учета ограничивающих колебания нелинейных факторов. Согласно общим представлениям теории динамических систем [8] в этом случае возникают автоколебания. Потеря устойчивости состояния равновесия, соответствующего недеформированному стержню, сопровождается рождением предельного цикла, однако учет взаимодействия форм деформации требует рассмотрения эволюции структуры по меньшей мере четырехмерного фазового пространства, что довольно затруднительно. Для доказательства возникновения автоколебаний и определения параметров соответствующего предельного цикла было использовано представление в виде комбинации нелинейных нормальных форм [9]. Это позволяет свести задачу к анализу уже двухмерного фазового пространства.

В закритической области параметра нагрузки $b > b_{кр}$, когда наблюдается рост отклонений стержня, в математической модели динамики стержня необходимо, как уже отмечено, учесть нелинейные эффекты. При $\delta = 0$ уравнение (1) можно записать в виде системы:

$$\frac{\partial y}{\partial \tau} = v, \quad \frac{\partial^4 y}{\partial \varphi^4} + b \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial v}{\partial \tau} + \Phi(y, v, \varphi) = 0. \quad (5)$$

В этих выражениях $v(\varphi, \tau)$ - скорость точек оси стержня, $\Phi(y, v, \varphi)$ – нелинейная функция относительно своих аргументов. Структура этой функции определяется учитываемыми в модели нелинейными эффектами. К таким эффектам можно отнести нелинейное вязкое трение, геометрические нелинейности, которые следует учитывать при колебаниях стержней с большой амплитудой, нелинейность упругих сил при деформации стержня.

В данной работе рассматривался случай действия на стержень сил кубического вязкого трения

$$\Phi(y, \frac{\partial y}{\partial \tau}, \varphi) = \left[\frac{\partial y}{\partial \tau} \right]^3.$$

Использование идеи метода центральных многообразий [9] дает возможность в закритической области параметра нагрузки исследование распределенной системы (5) свести к анализу обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка (в общем случае, нелинейного). Исследования показали существование у системы предельного цикла. Таким образом, потеря устойчивости проявляется в виде бифуркации, в результате которой может рождаться предельный цикл.

Литература

1. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем / Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М., Смирнов Л.В. Ин-т машиноведения им. А.А. Благонравова. – М.: Наука, 2002.
2. Смирнов Л.В., Капитанов Д.В. Динамика упругого сжатого стержня при потере устойчивости: учебно-методическое пособие. – Нижний Новгород: Нижегородский госуниверситет, 2010.
3. Коллатц Л. Задачи на собственные значения – М.: Наука, главная редакция физико-математической литературы, 1968.
4. Болотин В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1961.
5. Капитанов Д.В., Овчинников В.Ф., Смирнов Л.В. Неконсервативная устойчивость трубопровода и консольного стержня // Проблемы машиностроения и надёжности машин, 2010, №2, стр. 117-123.
6. Капитанов Д.В., Овчинников В.Ф., Смирнов Л.В. Численно-аналитическое исследование устойчивости закреплённого стержня со следящей силой на свободном конце // Проблемы прочности и пластичности: Межвуз. Сборник. – Нижний Новгород: Изд-во Нижегородского госуниверситета, вып.69, 2007. – С. 177-184.
7. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1979.
8. Горяченко В.Д. Элементы теории колебаний: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2001.
9. Аврамов К.В., Михлин Ю.В. Нелинейная динамика упругих систем. Т.1. Модели, методы, явления. – М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2010.

ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА АМПЛИТУДЫ ОБЩЕЙ ВЫНУЖДЕННОЙ ВИБРАЦИИ СУДОВ *HYDRODYNAMIC RESISTANCE EFFECTS ON AMPLITUDES OF GLOBAL FORCED VESSEL VIBRATION*

Е.С. Норьков

ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Abstract Wave and viscous forces are an important component of vibration hydrodynamic resistance forces for objects moving over the liquid surface. Therefore, rather accurate information on these forces is required for reliable calculation of amplitudes hull global forced vibration. This paper presents a new approach to definition of hydrodynamic resistance forces using numerical solution of viscous liquid hydrodynamics problems. It is shown that taking into account the hydrodynamic resistance forces can reduce the amplitude of the forced vibration up to 30%. The comparison with the experimental data is performed.

В настоящее время силы сопротивления вибрации судна, не имеющего хода, изучены достаточно хорошо. Однако с увеличением скорости хода судна появляются гидродинамические силы волновой и вязкостной природы, которые могут существенно влиять на результаты расчетов амплитуд вынужденной общей вибрации судов. В настоящее время нет достоверных сведений о количественном влиянии этих нагрузок на амплитуды вынужденной вибрации судна и отсутствуют практические методы расчета сил сопротивления общей вибрации. Эти обстоятельства являются важной причиной появления погрешностей при оценке амплитуд вынужденной вибрации судов.

В дополнение к внутренним потерям в конструкциях и системах судна, которые имеют большое значение при анализе вибрационных характеристик тихоходного судна, выделим специфические виды демпфирования, возникающие при движении судна. Гидродинамическое демпфирование можно разбить на несколько составляющих:

1. транцевое демпфирование, учет которого важен для быстроходных судов;
2. волновое и вязкостное сопротивление колебаниям (зависит от распределения силы сопротивления воды движению судна по его длине);
3. вязкостное демпфирование, возникающее при поперечном обтекании судна.

В рамках данной работы рассматриваются две последних составляющих. Для их определения необходимо располагать данными о силах, действующих со стороны жидкости на корпус судна.

Сопротивление воды ходу судна можно представить в виде некоторой распределенной по длине судна (погонной) силы, зависящей от числа Фруда

$F_n = v / \sqrt{g \sqrt[3]{V}}$ (V - объемное водоизмещение судна), числа Рейнольдса и относительной продольной координаты судна $\bar{x} = x/L$ (x - абсцисса поперечного сечения судна),

$$r(\bar{x}) = \bar{\zeta}(F_n, Re, \bar{x}) \rho \frac{v^2}{2} l(\bar{x}) \quad (1)$$

где l - длина смоченной части шпангоута в рассматриваемом поперечном сечении; $\bar{\zeta}$ - безразмерная характеристика распределения силы сопротивления по длине судна, определяемая методами численной гидродинамики или приближенным способом с использованием концепции эквивалентной пластины.

Кроме того, демпфирование упругих колебаний корпуса вызывается силой вязкостной природы, возникающей при движении поперечного сечения поперек потока жидкости. Эту силу можно выразить следующей зависимостью

$$r_n = c_n(x) \partial w / \partial t \quad (2)$$

где c_n - коэффициент трения, соответствующий поперечному обтеканию судна.

Этот коэффициент зависит от габаритов и формы поперечного сечения судна и резко возрастает при наличии в сечении скуловых килей. На его величину оказывает влияние и скорость хода судна (число Re), определяющая качественные и количественные характеристики пограничного слоя.

Решая уравнение общей вибрации в главных координатах получим зависимость

$$\ddot{a}_i + 2n_i \dot{a}_i + \lambda_i^2 a_i = P_i / M_i \quad (3)$$

В ней введены обозначения следующих важных показателей конструкционного n_{i1} и гидродинамического ($n_{i2} + n_{i3} + n_{i4}$) демпфирования:

$$2n_{i1} = \frac{1}{\omega M_i} \int_{(L)} \gamma(x) m(x) \lambda_n^2 f_i^2(x) dx \quad (4)$$

$$2n_{i2} = \frac{\mu_{mp} \nu}{M_i} f_i^2(x_{mp}) \quad (5)$$

$$2n_{i3} = \frac{1}{M_i} \int_{(L)} \beta(x) f_i^2(x) dx \quad (6)$$

$$2n_{i4} = \frac{1}{M_i} \int_{(L)} c_n(x) f_i^2(x) dx \quad (7)$$

$$P_i(t) = \int_{(L)} F(x, t) f_i(x) dx$$

Здесь $M_i = \int_{(L)} m(x) f_i^2(x) dx$; $n_i = \sum_{j=1}^4 n_{ij}$; μ_{mp} – погонная присоединенная масса жидкости в

транцевом сечении судна; x_{mp} – абсцисса транцевого сечения судна, $\beta = \frac{1}{2} \bar{\zeta} \rho \nu l(\bar{x})$, $EI(x)$

– жесткость корпуса при изгибе; $m(x)$ – суммарная погонная масса судна и присоединенной воды; γ – коэффициент пропорциональности, определяющий потери в материале корпуса; I_ρ – момент инерции масс при вращении поперечных сечений судна; $F(x, t)$ – погонная внешняя нагрузка.

Демпфирование вибрации, характеризуемое показателем n_{i1} , обусловлено внутренними потерями в конструкциях и системах судна и имеет большое значение при анализе вибрационных характеристик тихоходного судна. Для быстроходных судов очень важен учет показателя транцевого демпфирования n_{i2} , а также показателя n_{i3} , характеризующего волновое и вязкостное сопротивление колебаниям. Для глиссирующих судов n_{i3} дополнительно учитывает и так называемое “брызговое” сопротивление. Показатель n_{i4} также является характеристикой вязкостного демпфирования, возникающего при поперечном обтекании судна.

Для определения n_{i3} была решена пространственная задача стационарного внешнего обтекания модели судна в программном комплексе ANSYS CFX [1].

Для определения вязкостного демпфирования, возникающего при поперечном обтекании судна, и его характеристик n_{i4} решалась задача, суть которой заключается в определении сил гидродинамического сопротивления при обтекании поперечного сечения корпуса судна, совершающего малые вертикальные колебания на границе раздела двух сред, воды и воздуха [2, 3].

В ходе решения поставленных задач были получены данные о величинах сил сопротивления жидкости ходу судна. Далее находились значения показателей

гидродинамического демпфирования n_{i3} и n_{i4} по формулам 6 и 7 соответственно. Затем полученные величины сравнивались с внутренним сопротивлением судна n_{i1} , которое в традиционных методиках расчета вибрации судов полагается основополагающим. Располагая данными об n_{i3} и n_{i4} можно оценить снижение амплитуд вынужденной вибрации судна, обусловленное этими видами гидродинамического демпфирования. Результаты такой оценки для разных скоростей движения судна приведены в таблице 1. В столбцах 2 и 3 приведены добавочные процентные величины гидродинамического сопротивления вибрации при продольном и поперечном обтекании, которые необходимо учитывать при расчетах амплитуд вынужденной вибрации судна.

Таблица 1. Снижение амплитуд основного тона вынужденной общей вибрации судна в процентах

Число Фруда Fn	От продольного обтекания, %	От поперечного обтекания, %
0.25	5.08	8.42
0.5	7.57	8.53
0.75	11.47	8.73
1	15.18	9.03
2	17.65	12.05
3	10.43	11.02
4	8.64	11.15
5	8.67	11.21

Как видно, суммарное снижение амплитуд вынужденной общей вибрации судна может достигать порядка 30% для скорости движения, соответствующей числу Фруда $Fn=2$. Стоит отметить, что для судов с транцем решающую роль при оценке амплитуд вынужденной общей вибрации играет транцевое демпфирование n_{i2} , которое может в разы превышать другие виды гидродинамического демпфирования.

Практическая значимость учета характеристик демпфирования вынужденной вибрации продольным и поперечным потоками предопределяет актуальность разработки приближенного способа их определения. Для ее осуществления формулу (6) для коэффициента продольного демпфирования вибрации $2n_{i3}$ целесообразно представить в виде комбинации трех размерных величин (M_i , v и R_Σ - сила сопротивления воды движению судна) и одной безразмерной $k_\Sigma(Fn, Re)$

$$2n_{i3} = \frac{R_\Sigma}{Dv} k_\Sigma(Fn, Re) \quad (8)$$

где $k_\Sigma(Fn, Re) = \frac{D}{R_\Sigma M_i} \cdot \int_L r(\bar{x}) f_i^2(\bar{x}) d\bar{x}$; $\bar{x} = \frac{x}{L}$; D – массовое водоизмещение судна.

Таким образом, зная величину суммарной силы сопротивления воды движению судна R_Σ , приведенную массу судна M_i и скорость судна v , а также располагая приближенными формулами для определения $k_\Sigma(Fn, Re)$, представленными в таблице 2 [2], можно, не прибегая к численным расчетам, с достаточной точностью оценить снижение амплитуд вынужденной общей вибрации судна.

Таблица 2. Формулы для оценки коэффициентов k_Σ

Номер тона колебаний	Формула
1	$k_\Sigma = -0.00535 \cdot Fn + 1.084$
2	$k_\Sigma = 0.015 \cdot Fn + 1.316$
3	$k_\Sigma = -0.00832 \cdot Fn + 1.964$

Результаты оценок показателя демпфирования $2n_3$ с использованием приведенных приближенных формул сопоставлены с результатами испытаний маломасштабной буксируемой модели судна переходного режима движения в опытовом бассейне [4]. Модель обеспечивает подобие реальному объекту по геометрической форме и жесткости при изгибе в вертикальной плоскости (рис. 1).

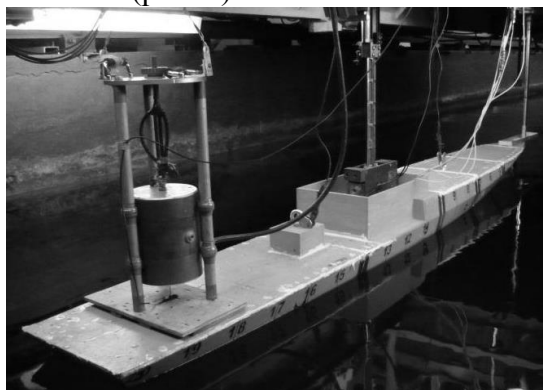


Рис.1. Модель судна переходного режима движения

Основные характеристики модели приведены в таблице 3.

Таблица 3. Основные характеристики модели

Характеристика	Единица измерения	Величина
Водоизмещение	кг	65,5
Длина	м	3,01
Ширина	м	0,398
Осадка средняя	м	0,116

Поскольку внутреннее сопротивление модели невозможно оценить с помощью расчета, то при проведении такого эксперимента возможно получение лишь обобщенного показателя демпфирования n_i на основе опытов, сопровождающихся буксировкой модели, и суммарного значения показателей демпфирования n_{11} и n_{14} (при отсутствии буксировки). Поэтому при сопоставлении показателей это суммарное значение принято на основе эксперимента. Затем на основе формул (5) и (6) подвергались фактической верификации только расчеты показателей n_{12} и n_{13} . В итоге показатели n_{12} и n_{13} суммировались с экспериментально найденными показателями n_{11} и n_{14} . Отличие оценок обобщенного показателя демпфирования, выполненных на чисто экспериментальных данных и с привлечением формул (5) и (6) невелико и лежит в пределах точности эксперимента, что подтверждает достоверность результатов расчетного исследования (рис.2).

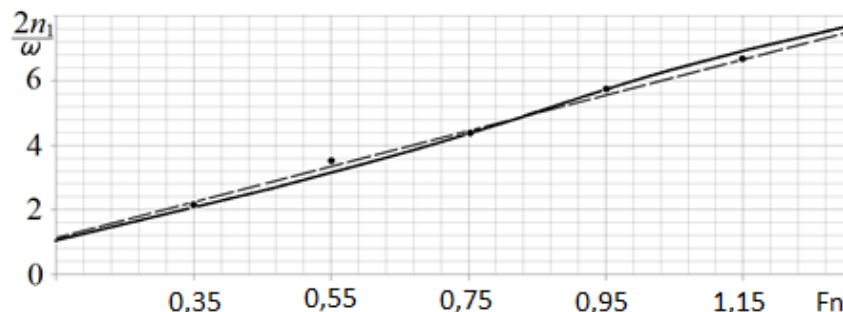


Рис.2. Сопоставление зависимостей безразмерного показателя гидродинамического демпфирования от числа Фруда, полученных расчетом (сплошная линия) и экспериментальным способом на буксируемой модели судна переходного режима движения (штриховая линия), где ω - резонансная частота колебаний корпуса судна

В итоге выполненных исследований получены следующие результаты:

1. с учетом конструктивных особенностей судна выполнена оценка влияния различных составляющих гидродинамических сил на снижение амплитуд вынужденной общей вибрации судна;
2. разработан новый способ расчета сил гидродинамического демпфирования вынужденной общей вибрации судна;
3. выполнен анализ влияния скорости хода судна на показатели сопротивления колебаниям и показано, что силы вязкостной и волновой природы могут понижать амплитуды вынужденной общей вибрации до 30%.

Литература

1. Александров А.В., Норьков Е.С. Определение ходового изгибающего момента водоизмещающего судна с применением компьютерного моделирования на основе методов численной гидродинамики // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова - СПб, выпуск 67(351), 2012, с.99-102.
2. Крыжевич Г.Б., Норьков Е.С. Практический метод расчета сил гидродинамического сопротивления общей вибрации судна // Труды Крыловского государственного научного центра - СПб, выпуск 82(366), 2014, с.129-138.
3. Норьков Е.С. Анализ плоского обтекания контуров судовых шпангоутов // Материалы IX молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее - 2011» - СПб, ФГУП «ЦКБ МТ «Рубин», 2011.
4. Иванов М.А., Крыжевич Г.Б. Экспериментальное и расчетное исследование влияния гидродинамического демпфирования на общую вибрацию скоростного судна // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова – СПб, выпуск 67 (351), 2012, с.65-70.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РЕМИЗНОЙ РАМЫ МЕТАЛЛОТКАЦКОГО СТАНКА

RESEARCH ON FORCED OSCILLATIONS IN THE HEALD FRAME OF A WIRE CLOTH WEAVING MACHINE

Д.А. Пирогов - к.т.н., Р.В. Шляпугин - к.т.н., С.В. Селезнев
ФГБОУВПО «ИВГПУ»

Abstract. The aim of this research is to determine the strain in the details of the actuating device with a view to establish their effect on the technological process. In this paper the dynamics of shed forming mechanism of CTM-4-130 wire cloth weaving machine has been studied. Displacements of characteristic points of the heald frame structure under the condition of a forced-oscillations regime have been determined. In order to confirm the adequacy of the anticipated results the research was performed using two methods of dynamic analysis.

Исполнительным звеном зевообразовательного механизма является ремизная рама. Колебательные процессы, возникающие при работе в этом звене, требуют определения и анализа, поскольку могут вызвать дополнительные колебания натяжения нити основы, в процессе контакта нити с глазком галева, а также могут быть причиной нарушения конструкции ремизной рамы (рис.1).

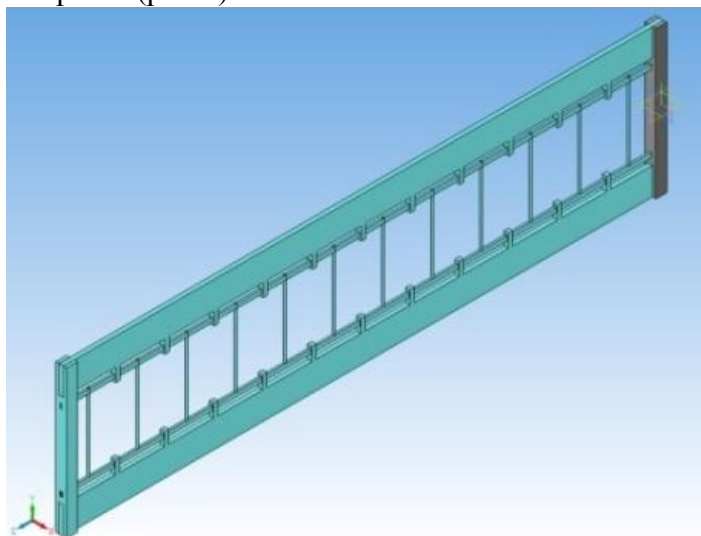


Рис.1. Трехмерная модель ремизной рамы в Kompas-3D

Каркас ремизной рамы состоит из нижней и верхней планок, двух боковин, связанных с планками с помощью соединительных узлов.

Посредством рычажного механизма (рис.2) она получает возвратно-поступательное движение в соответствии с цикловой диаграммой станка по выбранному закону.

В работе [1] приводится методика определения собственных частот и форм колебаний для принятой динамической модели ремизной рамы (рис.3), которая представляет собой балку с распределенными параметрами, на подвижных упругих опорах коэффициентами жесткости c_1 и c_2 , перемещающихся по определенному закону, в зависимости от кинематики ремизной рамы. Коэффициенты c_1 и c_2 получены приведением податливостей рычажных систем, сопряженных с левым и правым концами рамы. На концах стержня расположены две сосредоточенные массы m_1 и m_2 , которые заменяют инерционные характеристики верхней планки и двух боковин.

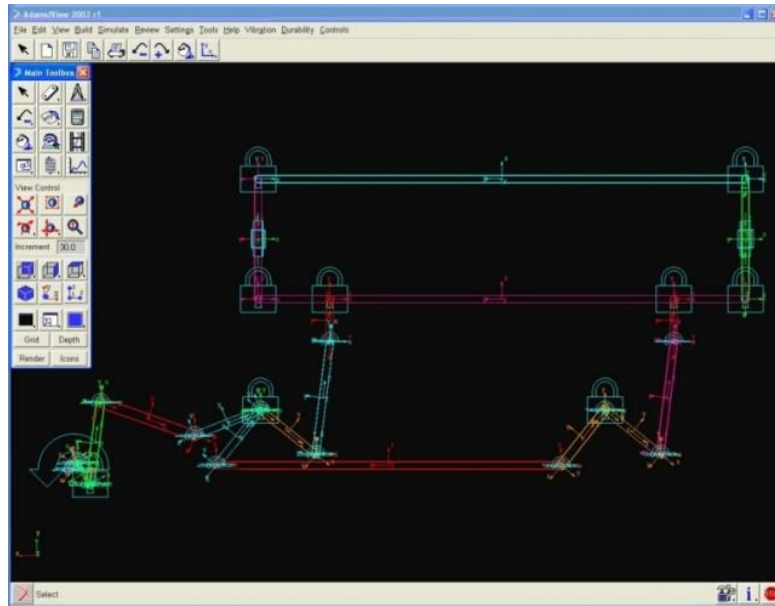


Рис.2. Кинематическая схема кулачково-рычажного привода движения ремизной рамы в MSC Adams

В вертикальном направлении на балку действует распределенная по всей ее длине нагрузка, которая моделируется коэффициентом пропорциональности K_n между натяжением нитей основы T , деформацией нижней планки и перемещением ремизной рамы.

$$K_n = \frac{dT}{(dSr + y_{cm})} / (l \cdot b), \quad (1)$$

где T – величина натяжения основных нитей, Н;
 Sr – величина хода ремизной рамки, м;
 y_{cm} – прогиб балки от силы T в начале движения, м;
 l – длина ремизной рамы, м;
 b – ширина нижней планки, м.

Значения коэффициента K_n в фазе движения ремизной рамы приведены на рис. 3.

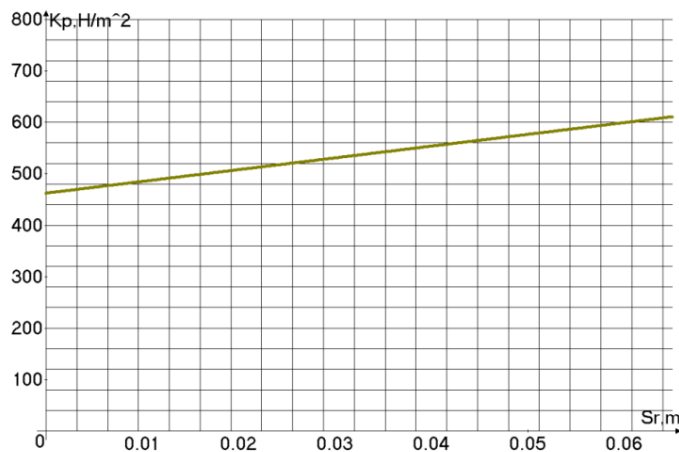


Рис.3. Значения коэффициента K_n в фазе движения ремизной рамы

Вынужденные колебания балки на фазе подъема ремизной рамы обусловлены кинематическим возмущением [2] - по заданному закону движения $f(t)$ перемещаются точки крепления упругих связей. Функция $f(t)$ – зависимость перемещения точек крепления упругих связей от времени, которая определена путем кинематического исследования механизма.

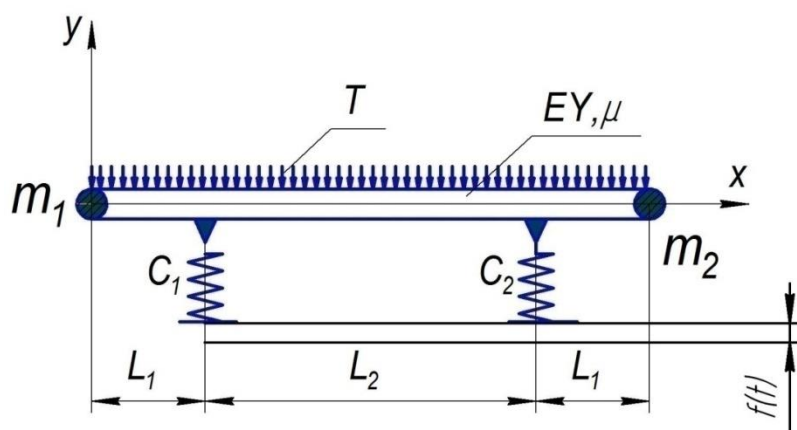


Рис.4. Динамической модель ремизной рамы

В простейшем случае (техническая теория) уравнение вынужденных колебаний [3] системы на фазе подъема ремизной рамки, имеет вид

$$EY_z \frac{d^4 y}{dx^4} + \mu \frac{d^2 y}{dt^2} + K_n y = -K_n y_0(t) - \mu \ddot{y}_0(t), \quad (2)$$

где $y_0(t)$ – кинематическое перемещение рамы на рассматриваемой фазе движения;

$\ddot{y}_0(t)$ – возмущающая функция (аналог линейного ускорения точек крепления упругих связей) на рассматриваемой фазе движения.

Функции $y_0(t)$ и $\ddot{y}_0(t)$ определены в [4] при кинематическом исследовании механизма. Для рассматриваемого случая имеют вид - рис.5.

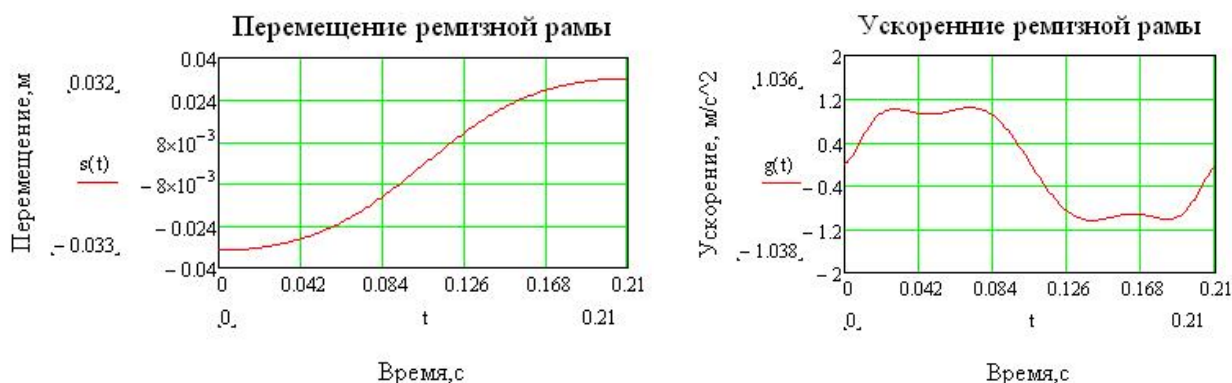


Рис.5. Кинематические параметры ремизной рамы

Решение уравнения (2), будем искать в виде

$$y(x, t) = y^*(x, t) + \bar{y}(x, t) \quad (3)$$

где $y^*(x, t)$ – решение однородного уравнения;

$\bar{y}(x, t)$ – частное решение, соответствующее виду правой части[5].

Так как зевобразовательный механизм работает с выстоями, то в первом приближении можно принять, что при выстоях свободные собственные колебания полностью затухают. Тогда, полагаем что, ремизная рама начинает свое движение из положения покоя. Тогда в общем решении будет фигурировать только частное слагаемое, поскольку начальные условия нулевые. Примем его в виде разложения в ряд по собственным формам (4).

$$\bar{y}(x, t) = \sum_i X_i(x) T_i(t), \quad (4)$$

где $X_i(x)$ - собственные формы колебаний;

$T_i(t)$ - искомые функции времени.

Подставив (3) в (1) и учитывая, что

$$\ddot{T}_i(t) + p_i^2 T_i(t) = 0 \text{ и } X_i^{IV}(x) - k_i^4 X_i(x) = 0, \quad (5)$$

где $k_i^4 = \frac{\mu p_i^2 - k_n}{EY_z}$, получим

$$\sum_i X_i(x) \cdot (\ddot{T}_i(t) + p_i^2 T_i(t)) = -K_n \cdot y_0(t) - \mu \cdot \ddot{y}_0(t). \quad (6)$$

Умножая это равенство на $X_i(x)$ и интегрируя результат по всей длине, вследствие ортогональности нормальных форм колебаний получим

$$\ddot{T}_i(t) + p_i^2 T_i(t) = - \left(\frac{K_n}{\mu} y_0(t) + \ddot{y}_0(t) \right) \frac{\int_0^l X_i(x) dx}{\int_0^l X_i^2(x) dx}, \quad (7)$$

откуда

$$T_i(t) = \frac{- \int_0^l X_i(x) dx}{p_i \int_0^l X_i^2(x) dx} \int_0^t [K_n \cdot y_0(\tau) + \mu \cdot \ddot{y}_0(\tau)] \times \sin p_i(t - \tau) d\tau \quad (8)$$

таким образом, получаем искомое решение в виде (8).

$$y(x, t) = \bar{y}(x, t) = \sum_i X_i(x) \cdot \frac{- \int_0^l X_i(x) dx}{p_i \int_0^l X_i^2(x) dx} \cdot \left(K_n \int_0^t y_0(\tau) \sin p_i(t - \tau) d\tau + \mu \int_0^t \ddot{y}_0(\tau) \sin p_i(t - \tau) d\tau \right), \quad (9)$$

где p_i – собственные частоты системы;

$X_i(x)$ – собственные формы системы;

K_n – коэффициент пропорциональности между натяжением нитей основы, деформацией нижней планки и перемещением ремизной рамы;

μ – интенсивность распределенной массы системы;

i – индекс собственной частоты (формы) системы;

l – длина нижней планки ремизной рамы;

$y_0(t)$ – кинематическое перемещение рамки на рассматриваемой фазе движения;

$\ddot{y}_0(t)$ – возмущающая функция (аналог линейного ускорения точек крепления упругих связей) на рассматриваемой фазе движения.

Поскольку собственные частоты и формы колебаний определены, то упругие деформации интересующего сечения ремизной рамы в режиме вынужденных колебаний могут быть найдены выражением (9). Расчеты по приведенной методике произведены в программе MathCAD с использованием как аналитических так численных методов математического анализа.

С целью верификации результатов исследования расчет вынужденных колебаний ремизной рамы произведен в среде MSC Adams. Созданная для расчета в данной программе динамическая модель отличается тем что, ремизная рама представлена в виде трехмерного деформируемого тела (рис.6) с конструктивной разработкой планок, стоек и упрощенным исполнением групп галев, на которые действуют приведенные силы

натяжения нитей основы, приложенные в центре галев (зона глазка), закон изменения которых зависит от перемещения ремизной рамы. Динамическая модель ремизной рамы предназначена для решения задач динамики методом конечных элементов.

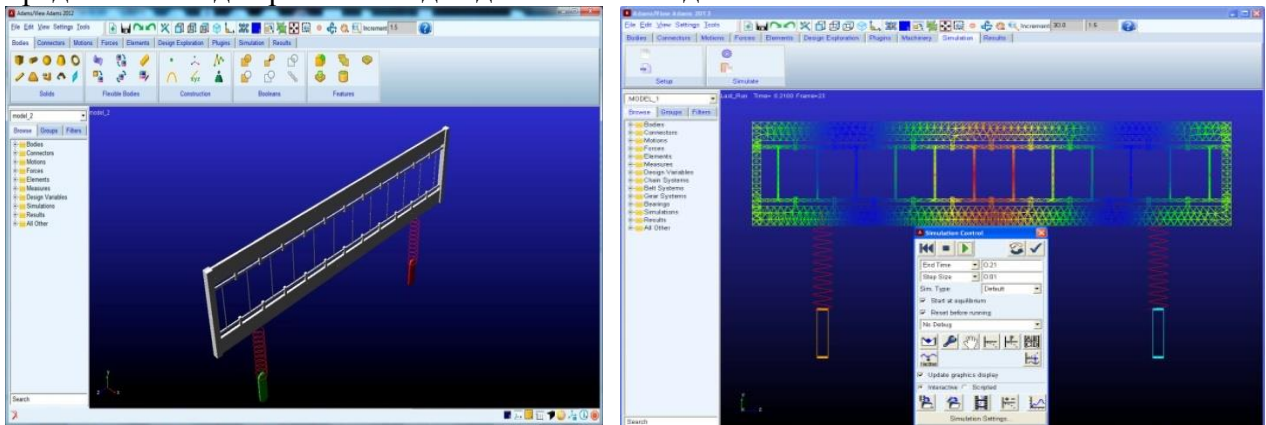


Рис.6. Трехмерная и конечно-элементная модели ремизной рамы в MSC Adams

Расчеты предложенными методами производились для трех различных сечений ремизной рамы - по краям и ее середине. Результаты расчетов приведены на рис.7 и рис.8.

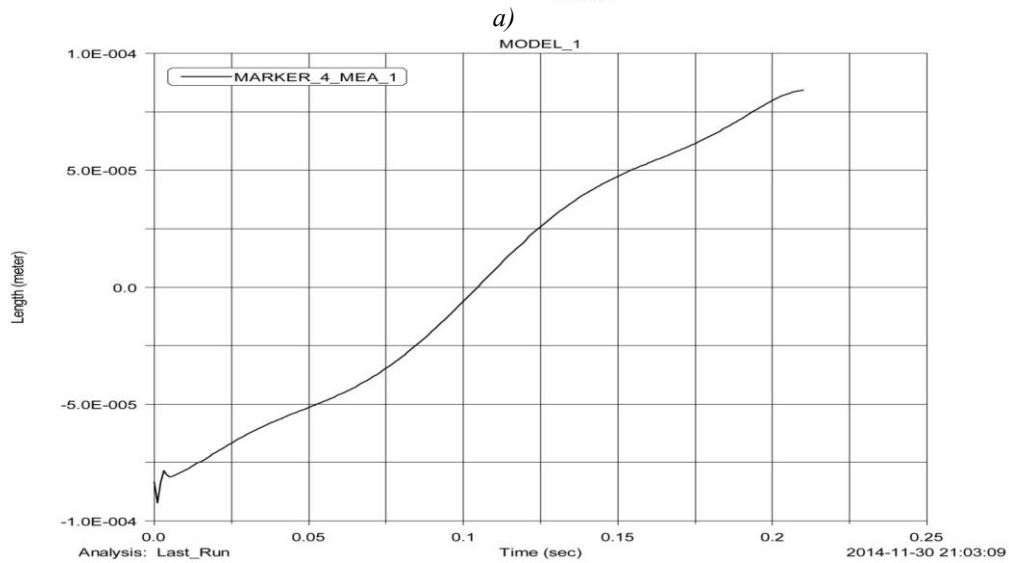


Рис.7. Упругие перемещения точки ремизной рамы, находящейся на расстоянии 75 мм от начала левой (правой) боковой планки: «а» - аналитический метод, «б» численные (MSC Adams)

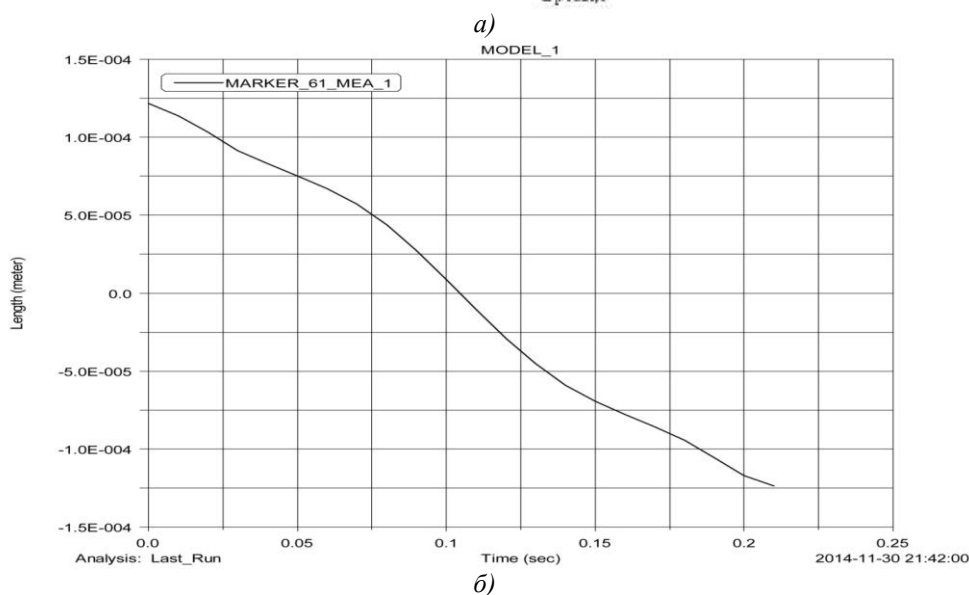


Рис.8. Упругие перемещения точки в середине ремизной рамы (на расстоянии 690 мм от начала координат): «а» - аналитический метод, «б» численные (MSC Adams)

Рис.7 и рис.8 показывают что, предложенные методики дают сопоставимые друг с другом результаты. Различия результатов не значительны (в пределах 5%) и объясняются различием предложенных динамических моделей.

Результаты, полученные аналитическим методом превышают численные вследствие того что, сосредоточенные массы в модели представляют боковины и верхнюю планку, что в свою очередь не совсем корректно моделирует жесткость конструкции рамы.

Таким образом, если принять усредненный результат прогибов сечений ремизной рамы определенный по предложенным методам, которые составляют: в середине $1,35 \cdot 10^{-4}$ и $0,8 \cdot 10^{-4}$ м по краям рамы, то можно определить возникающее переменное натяжение вследствие упругих колебаний ремизной рамы, которое, в среднем, составляет 1,02 (Н×нить) или 10% от действующего натяжения.

Выводы

1. Для определения упругих деформаций ремизной рамы в процессе работы предложены две динамические модели различного типа, которые предназначены решать, как и проблемно-ориентированные так и разносторонние задачи.
2. Расчеты двумя методами дают близкие по значению результаты, что говорит об адекватности предложенных моделей.

3. Результаты показывают, что колебания ремизной рамы существенно влияют на натяжение нитей основы и его неравномерность по заправочной ширине.
4. Установлено, что в результате упругих деформаций ремизной рамы натяжение нитей основы в момент прибоя на 10% по краям возрастает, а в середине снижается.
5. Для достоверной оценки динамики ремизной рамы в разработанных моделях необходим учет изменения жесткости упругой системы заправки в момент прибоя уточной нити.

Литература

1. Пирогов Д.А. Динамическая модель зверообразовательного механизма металлотакацкого станка и определение собственных параметров колебательного процесса [Текст]/ Д.А. Пирогов, В.А. Суров, Р.В. Шляпугин, С.В. Селезнев // Известия вузов. Технология текстильной промышленности (импакт-фактор РИНЦ 0,023). – 2014. – №2.
2. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов // И.И. Вульфсон.- Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле [Текст]/ С.П.Тимошенко–М.: Наука, 1967. – 444 с.
4. Тувин А.А. Компьютерное моделирование кинематических и динамических характеристик металлотакацких станков [Текст] /А.А. Тувин, Д.А. Пирогов // Известия вузов. Технология текстильной промышленности (импакт-фактор РИНЦ 0,023). – 2009.–№ 6.– С.119-121
5. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний [Текст]/ В.Л. Бидерман,– М.: Высшая школа, - 1980. – 408 с.

ДИАГНОСТИКА ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ ТОКАРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФАЗОХРОНОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ *TURNING EQUIPMENT MAIN DRIVES DIAGNOSTICS BASED ON PHASE-CHRONOMETRIC APPROACH*

К.Г. Потапов
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. Presents a new approach to assessing the current condition of the turning equipment main drives based on phase-chronometric analysis of the spindle full rotation. This approach differs significantly from conventional amplitude diagnostic methods such as vibration and acoustic diagnostics, that is used as a temporary, rather than amplitude plane. The article describes the essence of phase-chronometric method, shows the structure of the mathematical model and its application to the defects identification, and the area of the method most rational use applying to turning machines.

Введение. В настоящее время большинство машиностроительных предприятий активно оснащаются высокопроизводительными станками с ЧПУ и обрабатывающими центрами с компьютерным управлением отечественного и зарубежного производства.

Стоимость новых станков достаточно велика – может достигать до 3 миллионов евро за станок. Значительно возросла, в десятки раз, и стоимость режущих сборных инструментов. Непредвиденный выход из строя этого оборудования и инструмента по различным причинам приводит к большим издержкам производства на машиностроительных предприятиях.

Соответственно проблема своевременного обнаружения зарождающихся дефектов на этапе эксплуатации металлообрабатывающего оборудования является на сегодняшний день актуальной и активной исследуемой. Так как наиболее ответственная часть любого станочного оборудования, отвечающая за точность обработки - это шпиндель и весь главный привод, то на первый план выходит задача диагностики именно этого блока.

Необходимо отметить, что парк токарных станков как в нашей стране, так и за рубежом занимает существенную долю, а количество токарных операций весьма разнообразно и позволяет решать широкий спектр задач в металлообработке. Соответственно рационально проводить исследования и испытывать новые методы и средства технической диагностики именно на данной категории станочного оборудования.

Существует ряд различных подходов к диагностике металлообрабатывающего оборудования. Наиболее распространены виброакустические измерения [1,2,3]. Достоинствами вибрационной диагностики является то, что станок не нужно разбирать, при этом имеется возможность диагностировать достаточно широкий спектр параметров (по разным данным от 23 до 28).

К недостаткам вибродиагностики можно отнести сложность в части измерений и последующей расшифровки вибрационной спектрограммы, а также чувствительность параметров вибрации к условиям окружающей среды. Это приводит к снижению достоверности определения того или иного конкретного дефекта. Также необходимо отметить достаточную сложность математической модели и жёсткую её привязку к контролируемому объекту.

Часто к измерениям параметров вибрации добавляют измерение параметров акустической эмиссии. Чаще всего такой подход используется для диагностики режущего инструмента [4,5,6,7].

Судить о достоинствах и недостатках метода виброакустических измерений сложно, так как в разных источниках приводятся самые разные данные по распределению спектра вибраций и, соответственно, предлагается использовать различные его участки для реализации целей диагностики. Если цели заключаются в диагностике режущего

инструмента, то неизбежно возникают трудности с расположением датчиков, поскольку для регистрации процессов акустической эмиссии необходимо располагать датчики в непосредственной близости от зоны резания. В большинстве публикаций отмечено, что датчик наклеивался непосредственно на резец, т.к. даже неподвижный стык ослабляет регистрируемый сигнал более, чем в 10 раз [8]. Тем не менее, есть работы, в которых решается задача расположения датчиков, хотя полностью проблема не снимается [9].

Также необходимо отметить, что существуют методы оценки геометрической точности металлообрабатывающего оборудования, которые не являются альтернативой виброакустических измерений, но дополняют их. Речь идёт о телеметрических систем типа Ballbar фирмы Renishaw и лазерных интерферометрических систем [10].

Достоинствами телеметрических систем является высокая точность, производительность и удобство измерений, а также возможность применения к широкому ряду типов станков различных фирм.

К их недостаткам следует отнести то, что диагностика, выполняемая с помощью данной методики, охватывает некий ограниченный участок станка, который проверяется при каждом отдельном выполнении теста, а для получения более точных общих результатов диагностики существующих ошибок должна проводиться серия тестов в разных местах на станке. При этом результаты измерений рассматриваются как указание на возможное наличие отклонений от нормы, а не как абсолютно достоверная регистрация существующих дефектов и, таким образом, их интерпретацию необходимо осуществлять с надлежащей осторожностью.

Основными достоинствами лазерных интерферометрических систем является очень высокая точность измерения (10^{-6} %) благодаря использованию высокостабильных гелий-неоновых лазеров, а также возможность подключения дополнительных линейных и угловых датчиков и встраивания самой системы в станок. Использование угловых датчиков позволяет системе работать в режиме кинематометра и определять функцию кинематической погрешности коробки передач или мотор-редуктора, с последующей её обработкой и извлечением дополнительной информации о спектрах.

К недостаткам стоит отнести высокую стоимость, как всей системы, так и отдельных датчиков, что ограничивает область её применения станками бизнес- и премиум класса.

Устаревшим, но ещё применяемым является метод текущего технического состояния по результатам измерения параметров точности обработки деталей [11]. К очевидным недостаткам такого способа диагностики является то, что необходимо расходовать материал тестовых заготовок и режущий инструмент.

Суть фазохронометрического метода. У любого циклического механизма можно выделить рабочий цикл и его доли. При использовании фазохронометрического подхода измеряются интервалы времени, соответствующие угловому или линейному смещению ходовой части механизма (машины), совершающего цикл, например поршня, ротора или шпинделя станка. При этом каждому смещению однозначно соответствует угол – интервал фазы рабочего цикла. Графическая иллюстрация приведена на рис.1.

Для реализации фазохронометрического метода в циклических системах (машинах и механизмах) необходимо использовать измерительные приборы в режиме, обеспечивающем регистрацию момента времени достижения заданного уровня сигнала датчика, соответствующего определенному кванту фазы рабочего цикла.

Датчики могут быть построены на различных принципах: индукционный, оптический, а также с использованием вихретоковых и холловских эффектов.

При этом удаётся получать высокую точность отсчетов, благодаря предварительному прецизионному заданию координат контрастных меток в статике, например на неподвижном шпинделе станка или лимбе датчика. Относительная погрешность измерения интервалов времени достигается на уровне $5 \cdot 10^{-4}$ % [12].

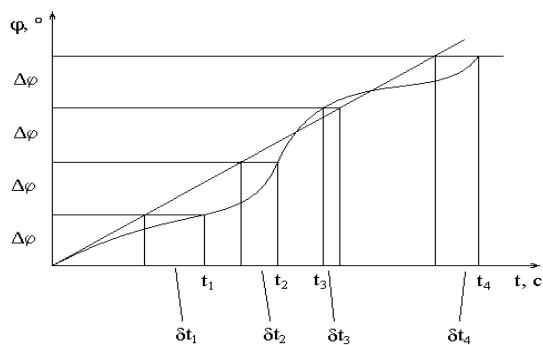


Рис.1. Сущность фазохронометрического метода

Переход от интервалов времени к диагностике дефектов осуществляется с помощью многофакторной математической модели, параметры которой описывают физические свойства объекта.

Данный метод хорошо зарекомендовал себя в энергетике [13]. Также он показал хорошие результаты в часовых механизмах и редукторах.

Математическая модель. Поскольку фазохронометрический метод предполагает измерение лишь одной физической величины, то переход к конструкции станка и поиск дефектов осуществляется с помощью математической модели, которая является неотъемлемой частью данного метода. Важное отличие такой модели от любой другой, применяемой в механике, заключается в том, что на выходе модель даёт ту же физическую величину, что и сам измерительный модуль системы диагностики.

Применительно к главным приводам токарного оборудования с асинхронными двигателями структура модели может быть представлена в виде схемы (рис.2.).

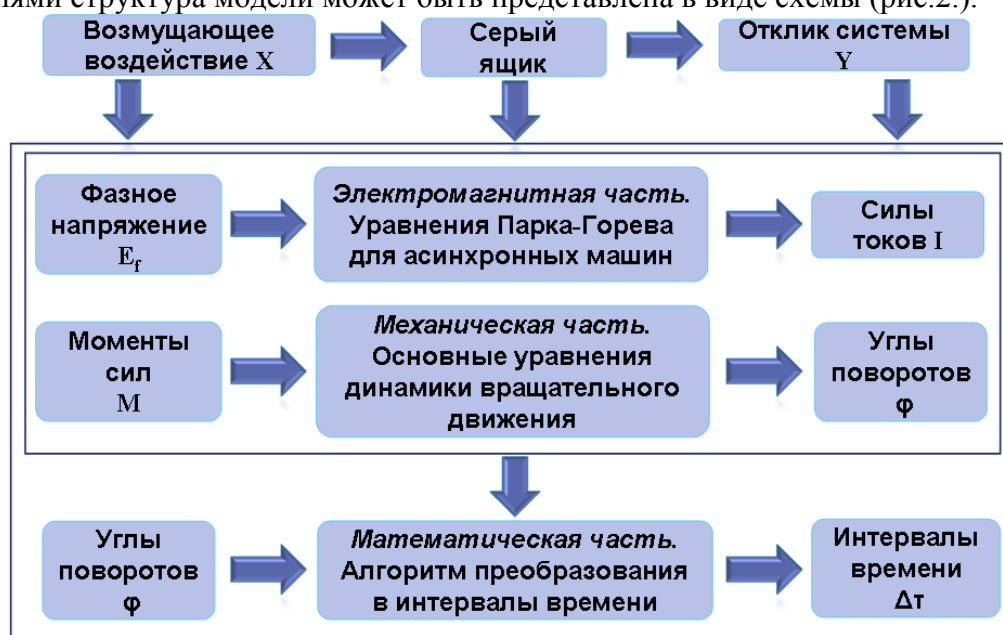


Рис.2. Структура математической модели главных приводов токарных станков с асинхронными двигателями

В соответствии с данной структурной схемой была разработана математическая модель для токарного станка 16К20ФЗ с ЧПУ на основе основного уравнения вращательного движения.

При составлении модели были сделаны следующие допущения:

- распределённые параметры системы заменяются сосредоточенными с массами m_i и моментами инерции J_i ;

- валы считаются невесомыми и имеют жёсткости q_i ;

Динамическая схема указанного выше станка приведена на рис.3.

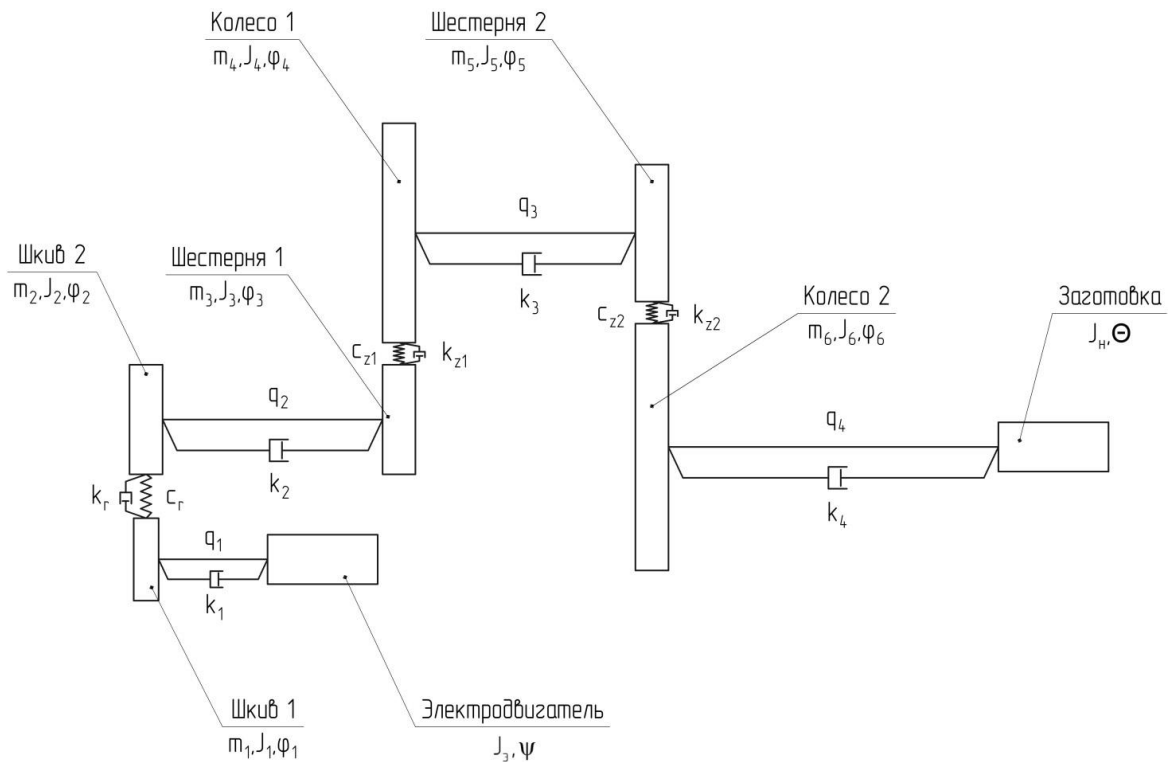


Рис.3. Динамическая схема привода с двухступенчатой коробкой передач

На рис.3 приняты следующие обозначения:

$m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6$ – сосредоточенные массы шкивов и зубчатых колёс;

$J_3, J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6, J_n$ – моменты инерции сосредоточенных масс;

k_r – коэффициент демпфирования ремённой передачи;

k_1, k_2, k_3, k_4 – коэффициенты демпфирования валов привода;

k_{z1}, k_{z2} – коэффициенты демпфирования изгибных колебаний зубьев колёс коробки передач;

q_1, q_2, q_3, q_4 – крутильная жёсткость валов привода;

c_r – жёсткость ремня при растяжении;

c_{z1}, c_{z2} – изгибная жёсткость зубьев в передаче.

Под заготовкой на схеме понимается часть шпинделя, включающая патрон и обрабатываемую заготовку.

Уравнения динамики дополняются уравнениями Парка-Горева для асинхронной машины [14].

Математическая модель электромеханической части привода в конечном итоге имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \Psi_x(t) + R_s \frac{(L_r + l_r) \cdot \Psi_x(t) - M \cdot \Psi_x(t)}{\sigma \cdot ((L_s + l_s) \cdot (L_r + l_r))} - \omega_c \cdot \Psi_y(t) = 0$$

$$\frac{d}{dt} \Psi_y(t) + R_s \frac{(L_r + l_r) \cdot \Psi_y(t) - M \cdot \Psi_y(t)}{\sigma \cdot ((L_s + l_s) \cdot (L_r + l_r))} + \omega_c \cdot \Psi_x(t) = -2E_f$$

$$\frac{d}{dt} \Psi_x(t) + R_r \frac{(L_s + l_s) \cdot \Psi_x(t) - M \cdot \Psi_x(t)}{\sigma \cdot ((L_s + l_s) \cdot (L_r + l_r))} - \left(\omega_c - p \cdot \left(\frac{d}{dt} \psi(t) \right) \right) \cdot \Psi_y(t) = 0$$

$$\frac{d}{dt} \Psi_y(t) + R_r \frac{(L_s + l_s) \cdot \Psi_y(t) - M \cdot \Psi_y(t)}{\sigma \cdot ((L_s + l_s) \cdot (L_r + l_r))} + \left(\omega_c - p \cdot \left(\frac{d}{dt} \psi(t) \right) \right) \cdot \Psi_x(t) = 0$$

$$\begin{aligned}
& J_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \psi(t) + k_3 \cdot \frac{d}{dt} \psi(t) + k_1 \cdot \left(\frac{d}{dt} \psi(t) - \frac{d}{dt} \varphi_1(t) \right) + q_1 \cdot (\psi(t) - \varphi_1(t)) = \\
& = \frac{3}{2} \cdot \frac{p \cdot M}{\sigma \cdot ((L_s + I_s) \cdot (L_r + I_r))} (\Psi_Y(t) \cdot \Psi_X(t) - \Psi_Y(t) \cdot \Psi_X(t)) \\
& J_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_1(t) + k_1 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_1(t) - \frac{d}{dt} \psi(t) \right) + K_{R1}(t) \cdot \left(r_{1ш} \frac{d}{dt} \varphi_1(t) - r_{2ш} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_2(t) + \frac{d}{dt} \Delta_1(t) \right) + \\
& + q_1 \cdot (\varphi_1(t) - \psi(t)) + C_{R1}(t) \cdot (r_{1ш} \cdot \varphi_1(t) - r_{2ш} \cdot \varphi_2(t) + \Delta_1(t)) = -M_{Гр1}(t) \\
& J_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_2(t) + k_2 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_2(t) - \frac{d}{dt} \varphi_3(t) \right) + K_{R2}(t) \cdot \left(r_{2ш} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_2(t) - r_{1ш} \frac{d}{dt} \varphi_1(t) - \frac{d}{dt} \Delta_1(t) \right) + \\
& + q_2 \cdot (\varphi_2(t) - \varphi_3(t)) + C_{R2}(t) \cdot (r_{2ш} \cdot \varphi_2(t) - r_{1ш} \cdot \varphi_1(t) - \Delta_1(t)) = -M_{Гр2}(t) \\
& J_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_3(t) + k_2 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_3(t) - \frac{d}{dt} \varphi_2(t) \right) + K_{Z1}(t) \cdot \left(r_{1б} \frac{d}{dt} \varphi_3(t) - r_{2б} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4(t) + \frac{d}{dt} \Delta_2(t) \right) + \\
& + q_2 \cdot (\varphi_3(t) - \varphi_2(t)) + C_{Z1}(t) \cdot (r_{1б} \cdot \varphi_3(t) - r_{2б} \cdot \varphi_4(t) + \Delta_2(t)) = -M_{Гр3}(t) \\
& J_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4(t) + k_3 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4(t) - \frac{d}{dt} \varphi_5(t) \right) + K_{Z2}(t) \cdot \left(r_{2б} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4(t) - r_{1б} \frac{d}{dt} \varphi_3(t) - \frac{d}{dt} \Delta_2(t) \right) + \\
& + q_3 \cdot (\varphi_4(t) - \varphi_5(t)) + C_{Z2}(t) \cdot (r_{2б} \cdot \varphi_4(t) - r_{1б} \cdot \varphi_3(t) - \Delta_2(t)) = -M_{Гр4}(t) \\
& J_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_5(t) + k_3 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_5(t) - \frac{d}{dt} \varphi_4(t) \right) + K_{Z3}(t) \cdot \left(r_{3б} \frac{d}{dt} \varphi_5(t) - r_{4б} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_6(t) + \frac{d}{dt} \Delta_3(t) \right) + \\
& + q_3 \cdot (\varphi_5(t) - \varphi_4(t)) + C_{Z3}(t) \cdot (r_{3б} \cdot \varphi_5(t) - r_{4б} \cdot \varphi_6(t) + \Delta_3(t)) = -M_{Гр5}(t) \\
& J_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_6(t) + k_4 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_6(t) - \frac{d}{dt} \Theta(t) \right) + K_{Z4}(t) \cdot \left(r_{4б} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_6(t) - r_{3б} \frac{d}{dt} \varphi_5(t) - \frac{d}{dt} \Delta_3(t) \right) + \\
& + q_4 \cdot (\varphi_6(t) - \Theta(t)) + C_{Z4}(t) \cdot (r_{4б} \cdot \varphi_6(t) - r_{3б} \cdot \varphi_5(t) - \Delta_3(t)) = -M_{Гр6}(t) \\
& J_n \cdot \frac{d^2}{dt^2} \Theta(t) + k_n \cdot \frac{d}{dt} \Theta(t) + k_4 \cdot \left(\frac{d}{dt} \Theta(t) - \frac{d}{dt} \varphi_4(t) \right) + q_4 \cdot (\Theta(t) - \varphi_6(t)) = -M_C(t)
\end{aligned}$$

где $\Psi_X(t)$ и $\Psi_Y(t)$ – величины проекций векторов потокосцеплений на ось X статора и ротора соответственно;

$\Psi_Y(t)$ и $\Psi_X(t)$ – величины проекций векторов потокосцеплений на ось Y статора и ротора соответственно;

R_s, L_s, I_s – активное сопротивление, индуктивности самоиндукции и рассеяния фазы статора соответственно;

R_r, L_r, I_r – активное сопротивление, индуктивности самоиндукции и рассеяния фазы ротора соответственно;

E_f – эффективное фазное напряжение;

M – величина взаимной индукции между фазами статора и ротора;

σ – полный коэффициент рассеяния;

ω_C – угловая скорость вращения поля;

$\psi(t), \varphi_1(t), \varphi_2(t), \varphi_3(t), \varphi_4(t), \varphi_5(t), \varphi_6(t), \Theta(t)$ – углы поворота сосредоточенных масс;

$r_{1ш}, r_{2ш}$ – радиусы ведущего и ведомого шкивов соответственно;

$r_{b1}, r_{b2}, r_{b3}, r_{b4}, r_{b5}, r_{b6}$ – радиусы основных окружностей всех участвующих в зацеплении зубчатых колёс;

$K_{R1}(t), K_{R2}(t)$ – функции демпфирования ремённой передачи, вычисляемые по соответствующим коэффициентам демпфирования;

$K_{Z1}(t), K_{Z2}(t), K_{Z3}(t), K_{Z4}(t)$ – функции демпфирования зубчатых колёс коробки передач, вычисляемые по соответствующим коэффициентам демпфирования;

$C_{R1}(t), C_{R2}(t)$ – функции жёсткости на растяжение (сжатие) ремённой передачи, вычисляемые по соответствующим коэффициентам жёсткости;

$C_{Z1}(t)$, $C_{Z2}(t)$, $C_{Z3}(t)$, $C_{Z4}(t)$ – функции контактно-изгибной жёсткости зубчатых колёс коробки передач, вычисляемые по соответствующим коэффициентам жёсткости;
 $\Delta_1(t)$, $\Delta_2(t)$, $\Delta_3(t)$ – поправки на непостоянство передаточных отношений ременной передачи и двух ступеней коробки передач;
 M_d – электромагнитный момент, развиваемый двигателем;
 $M_C(t)$ – момент сопротивления при резании.

Функции жёсткости и демпфирования учитывают погрешности изготовления и монтажа шкивов и зубчатых колёс.

Для верификации математической модели были произведено сравнение экспериментальных и теоретических временных рядов для различных частот вращения шпинделя и режимов его нагружения. Изображение временных рядов на графике в зависимости от номера фазы называется хронограммой вращения.

На рис.4 показаны результаты для скорости вращения шпинделя 315 об/мин и холостого режима нагружения.

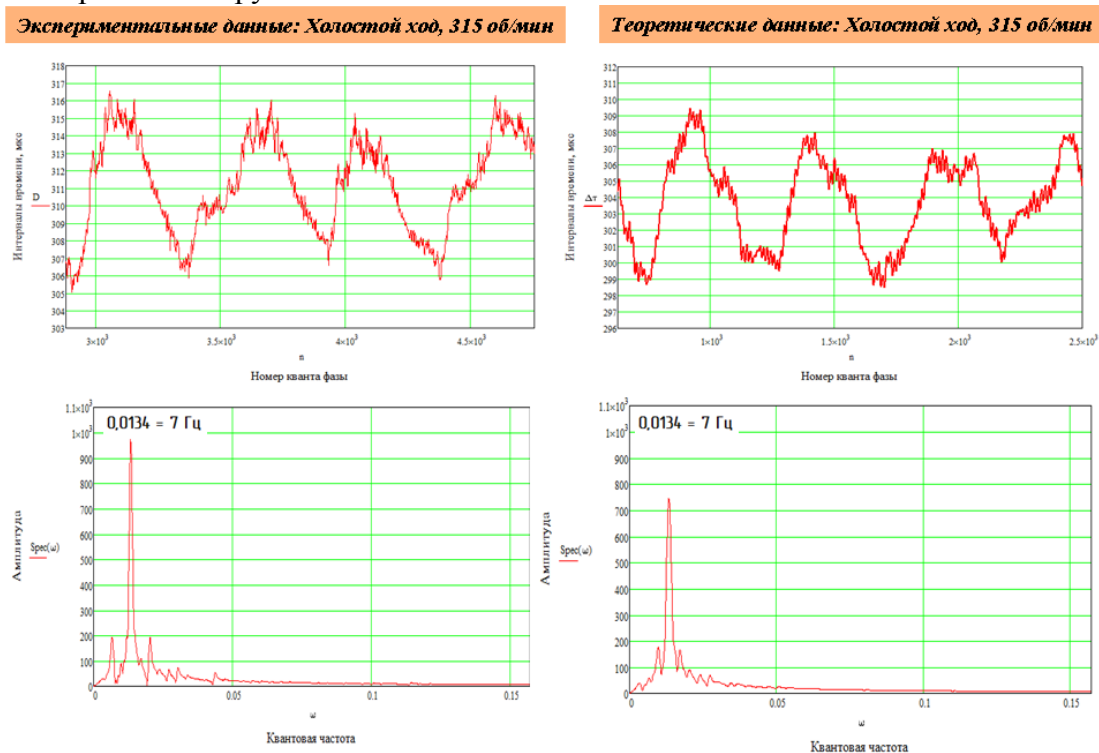


Рис.4. Верификация математической модели

Наряду с хронограммами построены спектры их автокорреляционных функций (АКФ). Совпадение спектральных линий по частоте оказались на уровне 0,2 %.

Техническая реализация измерительного модуля фазохронометрической системы. Применяемый модуль измерительной системы построен в соответствии со структурной схемой, показанной на рис.5. Известные значения интервалов времени воспроизводятся мерой времени τ_M . Хронокомпаратор осуществляет сравнение интервала τ_X неизвестной длительности с интервалом τ известной длительности. Интервалы времени τ_X неизвестной длительности выделяются из аналогового сигнала датчика. В данном конкретном случае использовались откалиброванные инкрементальные энкодеры фирмы СКБ ИС [15] ЛИР 158а.

Среднеквадратическая погрешность фазохронометрического модуля не превышает $32 \cdot 10^{-9}$ с.

Идентификация дефектов. Определение наличия того или иного дефекта осуществляется при помощи математической модели, которая позволяет выявить присущие каждому конкретному дефекту (дефекты подшипников, смазки и т.д.) признаки в экспериментальной хронограмме и её производных. Под производными здесь

понимается та информация, которую можно извлечь из хронограммы с помощью математической обработки (автокорреляционная функция, спектр, кепстр и др.).

Ниже на рис.6,7 приведён пример идентификации дефектов смазки зубчатого зацепления коробки передач. Для наглядности исключены интервалы времени между фазами, характеризующие равномерное вращение.

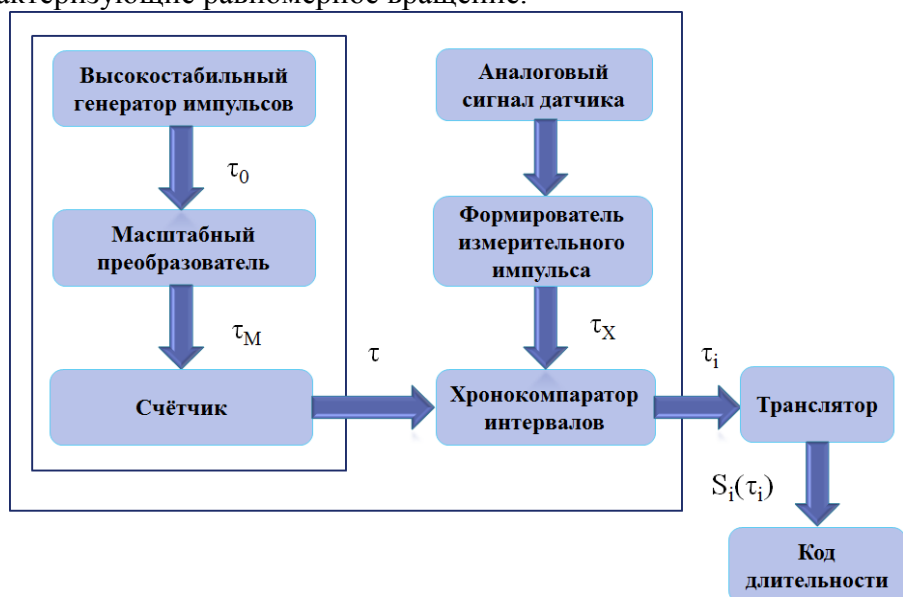


Рис.5. Структурная схема измерительного модуля фазохронометрической системы

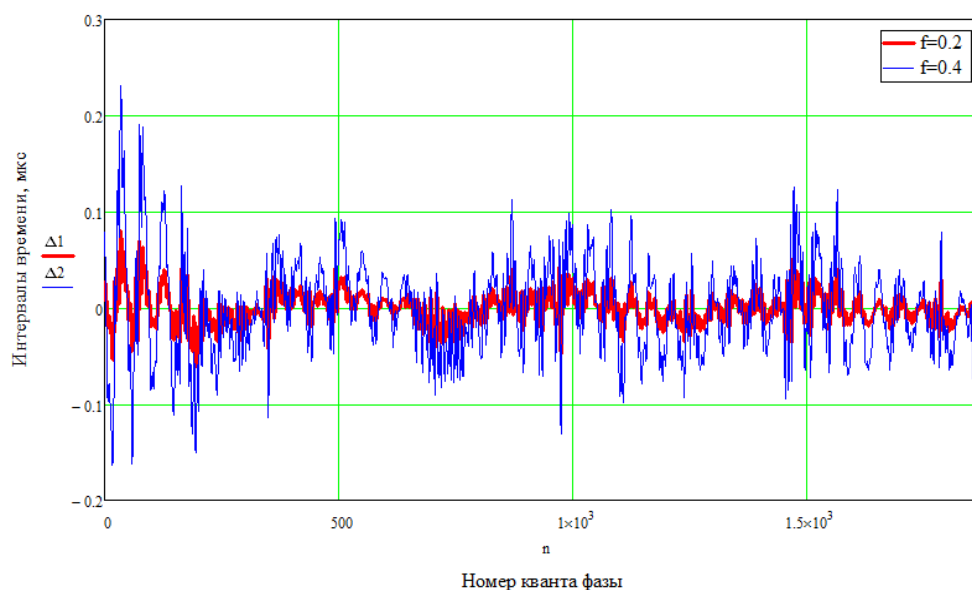


Рис.6. Изменение хронограммы вращения при увеличении коэффициента трения до величин 0,2 и 0,4 соответственно

При постепенном ухудшении свойств смазки коэффициент трения в зацеплении увеличивается и это наглядно проявляется на хронограмме вращения. На определённом этапе металлорежущий станок перестанет обеспечивать необходимую кинематическую точность. Характерный признак, присущий данному дефекту можно определить с помощью спектра автокорреляционной функции (АКФ).

Наглядно видно в какой части спектра произошли изменения. Для принятия решения необходимо установить, при каком коэффициенте трения станок перестаёт соответствовать требованиям кинематической точности. Так как выделенная амплитуда на спектре АКФ соответствует величине коэффициента трения, то её рост будет являться диагностическим признаком.

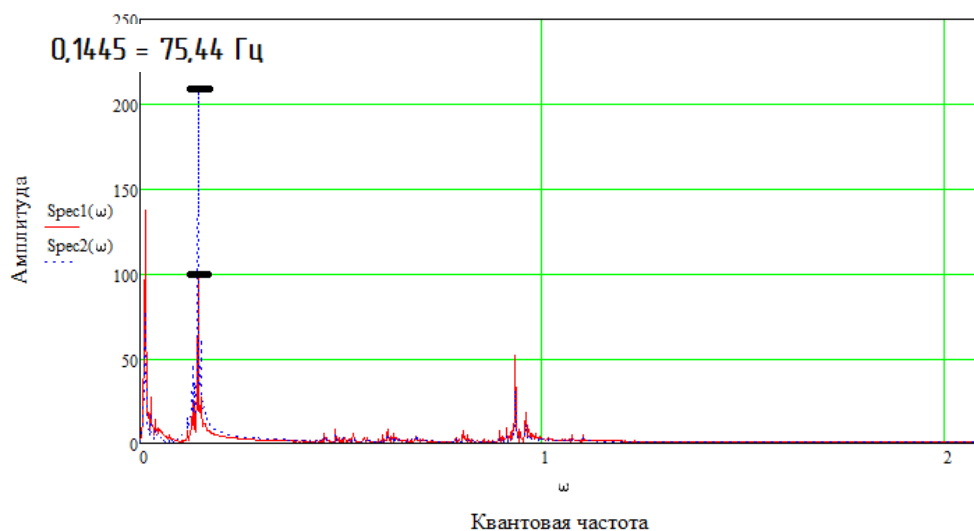


Рис.7. Спектр АКФ

Литература

1. В.А. Кудинов Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967 г. 360 стр.
2. Баркова Н. А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования: Учебное пособие. СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2003, – 160 с.
3. А.В. Барков, Н.А. Баркова, А. Ю. Азовцев Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Изд. Центр СПбГМТУ, 2000 г. 159 стр.
4. Подураев А.А., Суворов А.А. Исследование процесса резания методом акустической эмиссии // Изв. вузов.: Машиностроение, 1976, № 12, 160-163 с.
5. Иориш Ю.И. Виброметрия. М: ГНТИМЛ, 1963. - 772с.
6. Диагностика износа режущего инструмента на основе вейвлет-анализа сигнала виброакустической эмиссии: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. к.т.н.: Спец. 05.03.01 / Хвостиков Александр Станиславович; [Комсомольск-на-Амуре гос. техн. ун-т].- Комсомольск-на-Амуре, 2007.- 157 с.: ил. РГБ ОД, 61 07-5/4967.
7. Маркарян Ю.А. Измерение износа режущего инструмента в автоматизированном процессе сверления// Вестник ДГТУ, 2007.Т.7. №2(33).
8. Компания «Технология»: [Электронный ресурс]. 2000-2014. URL: http://texnologia.ru/documentation/cutting_of_metals/7.html (Дата обращения 26.07.2012).
9. Диагностика износа режущего инструмента на основе вейвлет-анализа сигнала виброакустической эмиссии: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. к.т.н.: Спец. 05.03.01 / Хвостиков Александр Станиславович; [Комсомольск-на-Амуре гос. техн. ун-т].- Комсомольск-на-Амуре, 2007.- 157 с.: ил. РГБ ОД, 61 07-5/4967.
10. Компания Renishaw: [Электронный ресурс]. 2001-2014. URL: <http://www.renishaw.ru/> (Дата обращения 26.07.2012).
11. Патент -97119018 РФ МПК6 В23 Q 15/00, В23 В 25/06. Способ диагностики токарных станков по параметрам точности и устройство для его осуществления/ В.В. Юркевич; Московский государственный технологический университет "Станкин".-N 97119018/02; Заяв. 06.11.1997; Оpubл. 20.30.1999.
12. Киселёв М.И., Пронякин В.И. Фазовый метод исследования циклических машин и механизмов на основе хронометрического подхода // Измерительная техника. 2001. №9. С.15 – 18.
13. Бережко И.А., Гостюхин О.С., Комшин А.С. Информационно измерительные фазохронометрические системы для диагностики в области электроэнергетики // Приборы. 2014. №5. С.13 – 17.
14. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. –Москва.: Высшая школа, 2001
15. Компания СКБ ИС: [Электронный ресурс]. 1988-2014. URL: <http://www.skbis.ru> (Дата обращения 12.06.2012)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВИБРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ДВУМЯ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ

MODELING OF MOVEMENT OF THE VIBRO-IMPACT SYSTEM WITH TWO STOPPERS

А.Ю. Рожков – аспирант, В.К. Манжосов – д.т.н., проф.
Ульяновский государственный технический университет

Abstract. This article describes a model of the shock system presented in the form of moving along the x axis of the body mass m , which acts on a periodic pulsating power $P(t)$ and the force of the spring stiffness c . At movement of the body is its collision with stoppers (left and right), whose position is determined by the coordinates x_1 and x_2 .

Использование удара широко применяется в технических системах, связанных с деформированием или разрушением технологической среды [1]. Реализация периодического удара осуществляется с использованием виброударных систем [2]. Исследователи обращаются к динамической схеме изучаемых систем, представляя ее в виде движущегося вдоль оси x тела массой m , на которое действует некоторое переменное во времени возмущение, а также в виде ограничителя, моделирующего технологическую среду. Процедура моделирования такой системы изложена в работе [3].

В данной статье рассмотрена модель ударной системы (рис. 1, а), представленной в виде движущегося вдоль оси x тела массой m , на которое действуют периодическая пульсирующая сила $P(t)$ (рис. 1, б) и усилие пружины жесткостью c . При движении тела массой m вдоль оси x происходит его столкновение с ограничителями (левым и правым), положение которых определяется координатами x_1 и x_2 .

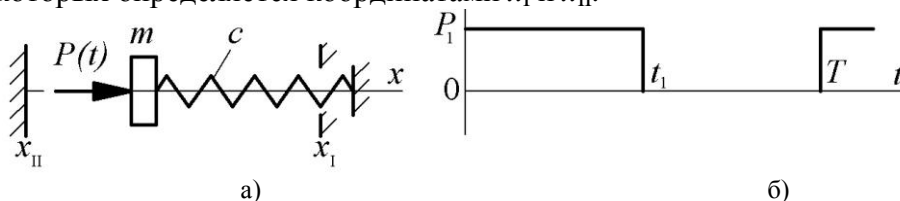


Рис. 1. Схема ударной системы с упругим элементом и ограничителями

Под действием силы P_1 на интервале $0 \leq t \leq t_1$ ударник, преодолевая силу упруго сжимаемой пружины, перемещается в направлении правого ограничителя. Если ударник достигнет правого ограничителя ($x = x_1$), то он наносит удар со скоростью \dot{x}_1^- . Удар считается мгновенным, а скорость ударника после нанесения удара принимает значение $\dot{x}_1^+ = -k_1 \dot{x}_1^-$ (где k_1 – коэффициент восстановления скорости при ударе о правый ограничитель).

На интервале $t_1 \leq t \leq T$ сила $P_1 = 0$ и на ударник действует только сила упруго сжатой пружины. Если ударник достигнет левого ограничителя ($x = x_2$), то происходит его столкновение с ограничителем со скоростью \dot{x}_2^- . При столкновении скорость ударника принимает значение $\dot{x}_2^+ = -k_2 \dot{x}_2^-$ (где k_2 – коэффициент восстановления скорости при ударе о левый ограничитель).

При $t = T$ на ударник вновь начинает действовать сила P_1 . Далее процесс движения повторяется. Движение ударной массы с учетом условий соударения о жесткие ограничители описывается уравнениями [4]:

$$m\ddot{x} = \begin{cases} P(t) - c(\Delta + x), & \text{если } (i-1)T \leq t \leq (i-1)T + t_1, \quad i=1, 2, 3, \dots, \\ -c(\Delta + x), & \text{если } (i-1)T + t_1 \leq t \leq i \cdot T, \quad i=1, 2, 3, \dots, \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{если } x = x_1, \quad \dot{x} = \dot{x}_1^-, \quad \dot{x}_1^- > 0, \quad \text{то } \dot{x} = \dot{x}_1^+ = -k_1 \dot{x}_1^-, \quad (2)$$

$$\text{если } x = x_{II}, \quad \dot{x} = \dot{x}_2^-, \quad \dot{x}_2^- < 0, \quad \text{то } \dot{x} = \dot{x}_2^+ = -k_2 \dot{x}_2^-, \quad \Delta = \Delta_0 - x_{II}, \quad (3)$$

где i – номер цикла; Δ – максимальная осадка пружины; Δ_0 – осадка пружины при расположении ударной массы у левого ограничителя.

На режим движения ударной массы оказывает влияние множество факторов, к числу которых можно отнести силы, разгоняющие массу для нанесения удара и отводящие ее в исходное состояние, заданный период между ударами, время переключения сил, восстановление скорости ударника и другие. Эффективный анализ влияния этих факторов и построение требуемого режима движения ударной системы могут быть достигнуты при моделировании движения ударной системы.

Для моделирования движения ударной системы разработан программный продукт, обеспечивающий численное решение дифференциальных уравнений (1) с учетом условий соударения (2), (3); графическое и числовое воспроизведение параметров движения в процессе моделирования. Общий вид интерфейса представлен на рис. 2.

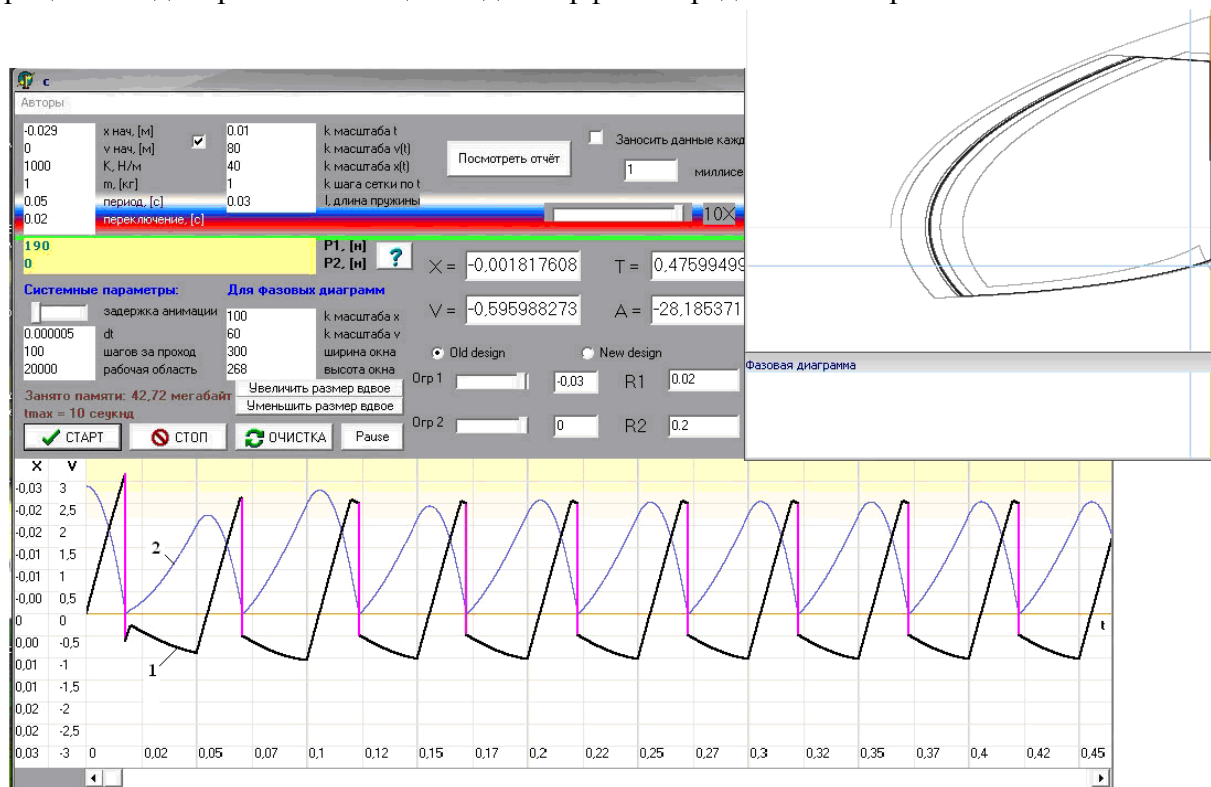


Рис. 2. Общий вид интерфейса программного продукта: 1 – диаграмма скорости v ударной массы; 2 – диаграмма перемещения ударной массы x

Созданное программное обеспечение позволяет визуально наблюдать за реализуемым режимом движения при заданных исходных параметрах. К таким параметрам относятся: x_0 – начальное положение ударной массы, м; v_0 – начальная скорость ударной массы, м/с; c – жесткость пружины, Н/м; Δ – максимальная осадка пружины, м; m – величина ударной массы, кг; P_1 – величина силы, Н; t_1 – длительность действия силы P_1 , с; T – период, с; k_1 и k_2 – коэффициенты восстановления скорости ударника при столкновении с ограничителями; x_1 и x_{II} – координаты положения правого и левого ограничителей, м.

В процессе расчета отображаются диаграммы перемещения и скорости объекта. По оси абсцисс откладывается расчетное время t , с. Программный продукт позволяет

настраивать масштаб построения графиков, размер окон и скорость моделирования. Масштаб настраивается либо грубо, с помощью ползунков, либо более точно, численно задавая коэффициент k . Предусмотрена возможность в любой момент поставить моделирование на паузу для того, чтобы оценить промежуточные результаты. На диаграмму можно нанести пометки для измерения максимальных значений и убирать их с помощью кнопки «Очистить».

Немаловажным при проведении численного эксперимента является запись числовых значений параметров движения системы в процессе моделирования. С этой целью в программном продукте реализована возможность сохранения числовых значений параметров системы (номер шага расчета, время t , координата объекта x , скорость объекта v , ускорение объекта a) в таблицу *Excel*.

Литература

1. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. – М.: Наука, 1985.– 354с..
2. Крупенин В. Л. Ударные и виброударные машины и устройства // Вестник научно-технического развития, № 4 (20), 2009. – С. 3 – 32.
3. Манжосов В. К., Новикова О. Д., Корняков Д. Е., Муромцев И. И. Моделирование движения ударной массы при периодическом силовом воздействии // Труды межд. конф. «Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике», т. 4. Ульяновск, 2007. – С. 180 – 182.
4. Дозоров А. А., Манжосов В. К. Моделирование движения ударной системы с ударами о жесткие преграды // Известия Саратовского университета. 2013, т. 13, вып. 2, часть 1. Новая серия. Математика. Механика. Информатика. – С. 54 – 60.

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ УПРУГОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ВОЛНОВОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

NON-LINEAR OSCILLATIONS OF ELASTIC 3D STRUCTURE UNDER WAVE HYDRODYNAMIC IMPACT

Е.В. Соболева

ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Abstract. The purpose of the work performed is the investigation of wave-impact loads on single cylindrical column by means of software package ANSYS. The characteristics of environmental conditions were analyzed during the investigation of 3D structure response to wave impacts. Wave impacts for survival mode were determined by means of software package ANSYS on the basis of Morison equation. Velocity and inertia components of wave induced impact were determined according to fifth-order Stokes wave theory. The interaction of support column with soil is conditionally simulated by springs with certain compliances A and is estimated by α – coefficient of support pair. The influence of heading angle on 3D structure was investigated. Natural oscillation frequencies of the structure were calculated. Numerical methods of calculation were verified.

В настоящее время ведутся активные разработки в сфере добычи полезных ископаемых в морских условиях. При этом потенциал месторождений континентального шельфа России достаточно велик и перспективен. Мировой опыт свидетельствует, что решение задач освоения шельфа в научно-техническом плане на порядок сложнее и дороже, чем выполнение подобных задач в обычных материковых условиях. По существу, это качественно новые задачи, требующие пересмотра большинства подходов, сформировавшихся к настоящему времени в проектировании, строительстве и эксплуатации сложных инженерно-технических сооружений в условиях континентального шельфа. К их числу прежде всего относятся самоподъемные плавучие буровые установки (СПБУ).

В основном проводятся исследования морских месторождений на больших глубинах и применяются установки с колоннами ферменного типа, при этом уделяется недостаточно внимания мелководью, на котором преимущественно используются СПБУ с цилиндрическими колоннами, потому в статье рассматривается конструкция с опорами цилиндрического типа.

Целью работы является получение точного и удобного в использовании алгоритма расчета волновых нагрузок, действующих на гладкие трубчатые конструкции, и исследование поведения пространственных конструкций, являющихся прообразом СПБУ, при волновом воздействии. Предлагается расчет пространственной конструкции методом конечных элементов (МКЭ) с использованием программного комплекса ANSYS. Существующие методы в данной области позволяют лишь модельно учитывать геометрию, с использованием приближенных формул, где присутствует ряд допущений. Главным отличием метода, изложенного в работе, от применяемых на практике служит МКЭ на начальной стадии расчета, что позволяет учитывать реальную геометрию конструкции и получить отклик системы при различных курсовых углах волн с приемлемой для практики точностью.

Основным приемом расчета волновых нагрузок в ANSYS Mechanical является использование конечного элемента PIPE288, который применяется для расчёта трубы, погруженной в воду. Элемент работает на растяжение-сжатие, кручение и изгиб, содержит компоненты усилий, моделирующих океанские волны и потоки.

Элементные нагрузки включают воздействия от волн и течения, масса элемента включает присоединенную массу воды. Элемент обладает свойством изменения жесткости при приложении нагрузок.

В качестве верификации расчетной методики выполнен расчет волновых нагрузок от волны Стокса пятого порядка на одиночно стоящую колонну, заделанную в грунте. Приведено сравнение величин максимального η_{max} и минимального η_{min} значения отклонения взволнованной поверхности от уровня спокойной воды (соответственно у вершины при $\theta = 0$ и у подошвы $\theta = \pi$), горизонтальной составляющей скорости частиц жидкости на гребне волны $v_{x\ max}$, волновой нагрузки F_{max} и соответствующего ей изгибающего момента M_{max} , полученных аналитическим и численным методами. Взаимодействие колонны с грунтом условно моделируется пружиной посредством конечного элемента COMBIN14 с некоторой податливостью A и оценивается коэффициентом опорной пары α . Результаты расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета

	Аналитический метод	Численный метод	Относительная погрешность, %
η_{max} , М	6,81	6,79	0,2
η_{min} , М	-3,91	-3,9	0,3
$v_{x\ max}$, М/с	6,75	6,73	0,3
F_{max} , кН	248	255	2,8
M_{max} , МНм	5,23	5,28	3,6

Произведен расчет частоты собственных колебаний. Первая частота свободных колебаний колонны с учетом присоединенной массы воды равна $f=0,71593$ Гц, соответствующая круговая частота $\omega=4,496$ с⁻¹, что в 1,1 раза меньше, чем без учета присоединенной массы. Также исследовано влияние вида заделки на частоту собственных колебаний.

На рисунке 1 представлена зависимость частоты свободных колебаний от коэффициента опорной пары α .

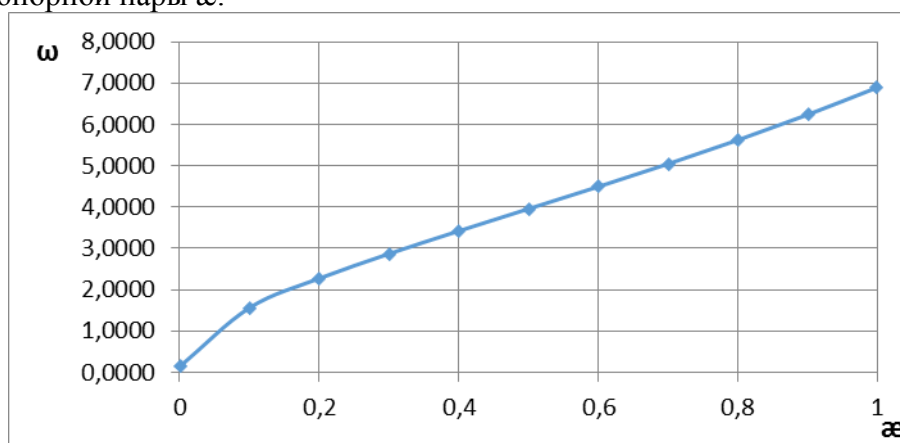


Рис. 1. Зависимость частоты свободных колебаний ω от коэффициента опорной пары α

Как показывает график, изменение характеристик грунта значительно влияет на частоту собственных колебаний ω системы.

На основе данных таблицы 1 можно сделать вывод о пригодности используемой методики для определения волновых нагрузок и отклика системы на данное воздействие.

Расчет пространственной конструкции

Рассчитывалось натекание волны на пространственную конструкцию, состоящую из четырёх колонн и соединяющего их понтона под разными курсовыми углами. Конечно-элементная модель конструкции показана на рисунке 2. Для моделирования понтона использован конечный элемент оболочечного типа SHELL181.



Рис. 2. Конечно-элементная модель конструкции, показаны поперечные сечения элементов

В ходе расчета определены волновые нагрузки на конструкцию при различных курсовых углах, получены эпюры осевых и изгибных напряжений, распределение эквивалентных напряжений по сечениям колонн (рис.3-7). Максимальное значение эквивалентных напряжений в конструкции получено при курсовом угле $\alpha=45^\circ$. Анализ результатов расчета показал, что отклик системы зависит от нагрузки нелинейно.

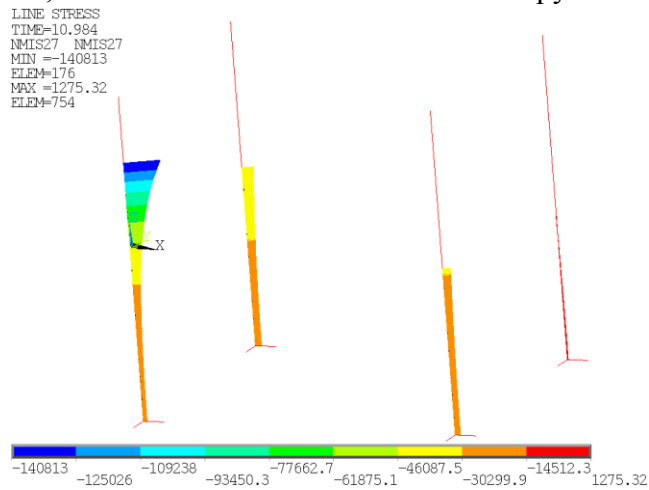


Рис. 3. Эпюра волновых нагрузок на колонны при курсовом угле $\alpha=45^\circ$

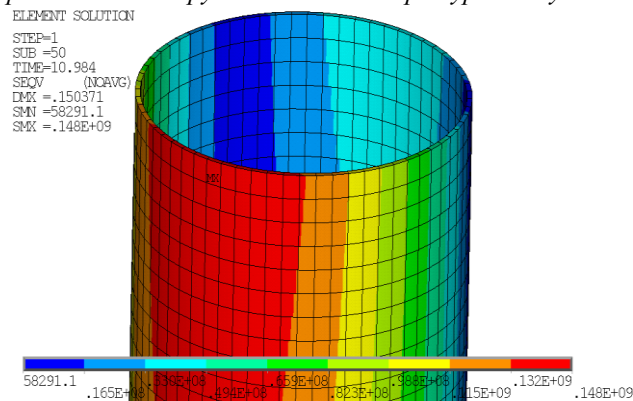


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по сечению колонны при курсовом угле $\alpha=45^\circ$ (фрагмент конструкции)

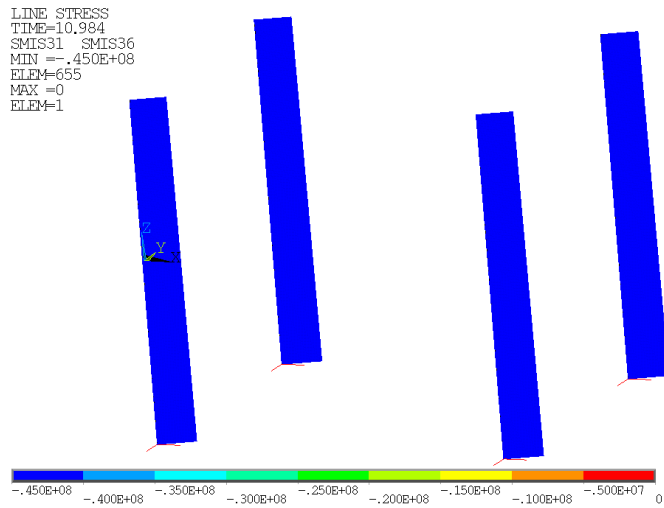


Рис. 5. Эпюра осевых напряжений при курсовом угле $\alpha=45^\circ$

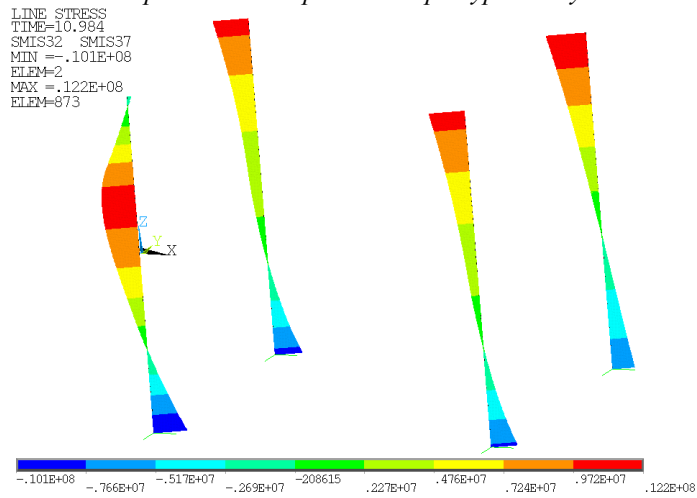


Рис. 6. Эпюра изгибных напряжений по оси Y при курсовом угле $\alpha=45^\circ$

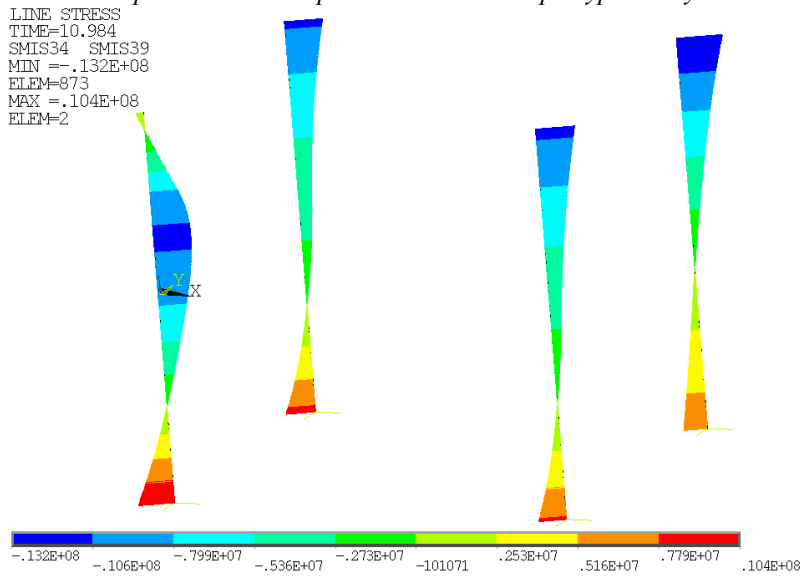


Рис. 7. Эпюра изгибных напряжений по оси Z при курсовом угле $\alpha=45^\circ$

Первая частота свободных колебаний конструкции с учетом присоединенной массы воды равна $f=0,32445$ Гц, соответствующая круговая частота $\omega=2,0375$ с⁻¹. На рисунке 8 показана первая форма свободных колебаний конструкции.

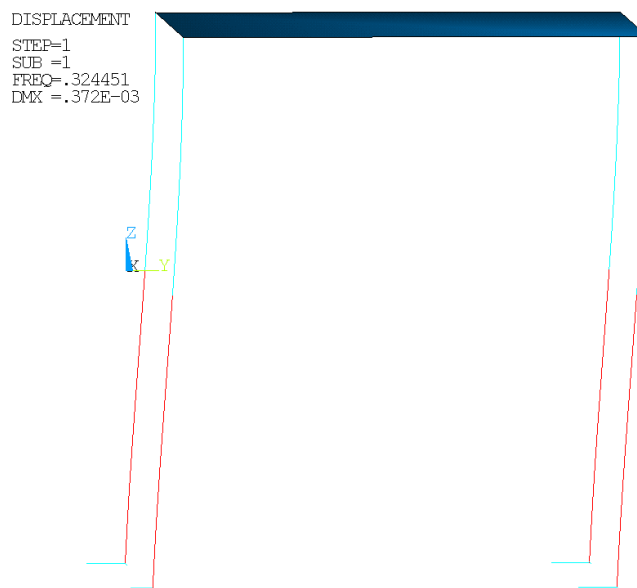


Рис. 8. Первая форма свободных колебаний конструкции

Выводы

Проведено исследование волновых нагрузок на одиночную цилиндрическую колонну, подтвердившее возможность использования программного комплекса ANSYS для решения данной задачи. Исследовано влияние курсового угла на пространственную конструкцию. Выполнен расчет собственных частот колебаний конструкции. В ходе исследования установлено, что при действии на конструкцию регулярного волнения наблюдается нерегулярный отклик системы.

Литература

1. Литонов, О.Е. Решение принципиальных вопросов прочности, надежности и металлоемкости конструкций самоподъемных плавучих буровых установок (Дис. докт. техн. наук)/О.Е. Литонов. – Ленинград: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1983.
2. Доусон, Т. Проектирование сооружений морского шельфа/Т. Доусон. – Л.: Судостроение, 1986.
3. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. ANSYS Release 14.5 ANSYS Inc., 2012.
4. ANSYS Mechanical APDL Verification Manual. ANSYS Release 14.5 ANSYS Inc., 2012.
5. Skjelberaia L., Hendrickson A. Fifth order gravity wave theory. – Proc. VII Conference on Coastal Engineering, 1961, p. 184-196.
6. Faltinsen O. Sea Loads on Ships and Offshore Structures// Cambridge University Press, 1993.
7. Справочник по строительной механике корабля/В.Г. Бойцов, О.М. Палий, В.А. Постнов, В.С. Чувиковский. – В трех томах. Том 2. Пластины. Теория упругости, пластичности и ползучести. Численные методы. – Л.: Судостроение, 1982.
8. Фабер, Т.Е. Гидроаэродинамика/Т.Е. Фабер. – М.: Постмаркет, 2001.
9. Вибрации в технике: справочник/Под ред. В.В. Болотина. – В 6 томах. Том 1. Колебания линейных систем. – М.: Машиностроение, 1978.

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ МИКРОМЕХАНИЧЕСКОГО ГИРОСКОПА С РЕЗОНАТОРОМ В ВИДЕ УПРУГИХ СТЕРЖНЕЙ *NONLINEAR VIBRATIONS OF MICROMECHANICAL GYRO WITH RESONATOR IN THE FORM OF ELASTIC RODS*

А.С. Степанов – студент, В.В. Подалков – д.т.н., проф., Е.С. Сбытова
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Abstract. The mathematical model of micromechanical gyroscope with a resonator in the form of four elastic rods is described in this article. The solution of the nonlinear equations of motion the sensitive element of micromechanical gyro on the vibrating base is constructed with the use of the method of two scales. Lyapunov stability of the stationary solutions is investigated and the domains of stability of stationary oscillations are specified in the space of system parameters.

Уравнения движения. Рассматривается осцилляторный вибрационный гироскоп [1], чувствительный элемент которого – четыре одинаковых упругих стержня 1, закрепленные в рамке 2, соединенной упругими торсионами 3 с основанием 4 (рис. 1). Длины стержней с прямоугольным поперечным сечением обозначим через l .

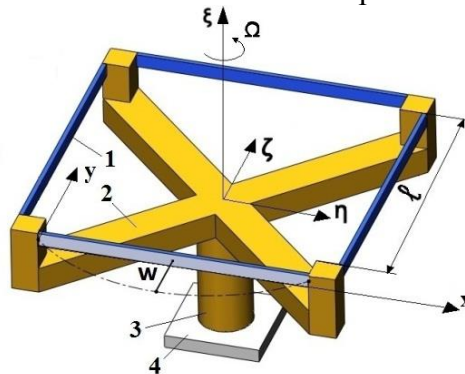


Рис.1. Конструктивная схема микромеханического гироскопа с резонатором в виде упругих стержней

С подвижной рамкой 2 связана система координат $\xi\eta\xi$, ось ξ является осью чувствительности гироскопа. При этом основание вращается вокруг оси ξ с угловой скоростью Ω .

Для описания колебаний стержня введена функция прогиба поверхности упругого стержня $w = w(x, t)$, зависящая от времени t и координаты x , связанной со стержнем, и угол α – малый угол поворота рамки относительно основания гироскопа.

С использованием вариационного принципа Гамильтона – Остроградского [3], получены интегро-дифференциальные уравнения, описывающие динамику гироскопа:

$$\begin{aligned} \ddot{w} + \frac{EJ_{cm}}{\rho F} w^{IV} + \frac{E_* J_{cm}}{\rho F} \dot{w}^{IV} + (\dot{\Omega} + \ddot{\alpha}) \left(x - \frac{l}{2} \right) - (\Omega + \dot{\alpha})^2 \left(\frac{l}{2} + w \right) = 0, \\ J(\dot{\Omega} + \ddot{\alpha}) + c\alpha + \kappa_* \dot{\alpha} + 4\rho F \left[2(\Omega + \dot{\alpha}) \int_0^l \left(\frac{l}{2} + w \right) \dot{w} dx + (\dot{\Omega} + \ddot{\alpha}) \int_0^l (lw + w^2) dx + \int_0^l \left(x - \frac{l}{2} \right) \ddot{w} dx \right] = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ – плотность материала стержня, E – модуль Юнга, J_{cm} – момент инерции поперечного сечения стержня, E_* – вязкоупругий модуль, характеризующий внутреннее трение в материале, $F = bh$ – площадь его поперечного сечения, где b и h – геометрические размеры поперечного сечения стержня, $J = \frac{4}{3} \rho Fl^3 + J_0$ – обобщенный момент инерции системы (J_0 – момент инерции рамки относительно главной оси ξ), c – жесткость торсиона на кручение, κ_* – коэффициент вязкого трения торсионов. Точкой обозначено дифференцирование по времени t .

В качестве динамической модели принимается стержень с жестко заделанными концами. Функция нормального прогиба w задается в виде [3]:

$$w = \beta(t) \left[\left(\operatorname{sh} r_1 - \sin r_1 \right) \left(\operatorname{ch} \left(r_1 \frac{x}{l} \right) - \cos \left(r_1 \frac{x}{l} \right) \right) - \left(\operatorname{ch} r_1 - \cos r_1 \right) \left(\operatorname{sh} \left(r_1 \frac{x}{l} \right) - \sin \left(r_1 \frac{x}{l} \right) \right) \right] = 0. \quad (2)$$

Здесь $\beta(t)$ – искомая функция формы колебаний, характеризующий прогиб в середине стержня; $\beta \ll 1$; $r_1 = 1.8751$ – первый корень трансцендентного уравнения $\operatorname{ch} r_1 \cos r_1 = 1$ [3].

После применения процедуры Бубнова – Галеркина, получены дифференциальные уравнения для обобщенных координат β и α :

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} + \omega_1^2 \beta &= -d_1 \dot{\beta} + 2\Omega k_1 \dot{\alpha} + k_1 \dot{\alpha}^2 + \beta \dot{\alpha}^2, \\ \ddot{\alpha} + \omega_2^2 \alpha &= -d_2 \dot{\alpha} - 2\Omega k_2 \dot{\beta} - 2k_2 \dot{\alpha} \dot{\beta} - 2k_2 \beta \ddot{\alpha} - \frac{k_2}{k_1} \beta^2 \ddot{\alpha} - 2 \frac{k_2}{k_1} \beta \dot{\beta} \dot{\alpha} - 2k_2 \dot{\Omega} \beta - \frac{k_2}{k_1} \dot{\Omega} \beta^2 - \dot{\Omega}. \end{aligned} \quad (3)$$

В формуле (3) введены следующие обозначения: ω_1^2, ω_2^2 – квадраты собственных частот колебаний резонатора на неподвижном основании, d_1, d_2 – коэффициенты демпфирования; k_1, k_2 – коэффициенты при гироскопических слагаемых в математической модели движения. Значения параметров системы $\omega_1^2, \omega_2^2, d_1, d_2, k_1, k_2$:

$$\omega_1^2 = \frac{EJ_{\text{ст}}}{\rho F} \frac{r_1^4}{l^4}, \quad d_1 = \frac{E_* J_{\text{ст}}}{\rho F} \frac{r_1^4}{l^4}, \quad k_1 = 1.319, \quad \omega_2^2 = \frac{c}{J}, \quad d_2 = \frac{\kappa_*}{J}, \quad k_2 = 0.523 \frac{\rho F l^3}{J}. \quad (4)$$

Устойчивость на вибрирующем основании. Рассматривается микромеханический гироскоп с резонатором в виде четырех упругих стержней, помещенный на вибрирующее основание, угловая скорость которого изменяется по закону $\Omega = \Omega_0 + \Omega_1 \sin 2\omega_0 t$, где Ω_0 – заданная постоянная составляющая угловой скорости основания, Ω_1 и $2\omega_0$ – амплитуда и частота угловой вибрации основания. Вводя безразмерное время $t_* = \omega t$ и коэффициенты демпфирования $d_1 = d_2 = 2\gamma_0 \omega$, $\gamma_0 \ll 1$, при равных частотах $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, получены безразмерные уравнения для обобщенных координат β и α :

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} + \beta &= -2\gamma_0 \dot{\beta} + 2k_1 (v_0 + v_1 \sin 2\hat{\omega} t) \dot{\alpha} + k_1 \dot{\alpha}^2 + \beta \dot{\alpha}^2, \\ \ddot{\alpha} + \alpha &= -2\gamma_0 \dot{\alpha} - 2k_2 (v_0 + v_1 \sin 2\hat{\omega} t) \dot{\beta} - 2k_2 \dot{\alpha} \dot{\beta} - 2k_2 \beta \ddot{\alpha} - \frac{k_2}{k_1} \beta^2 \ddot{\alpha} - \\ &- 2 \frac{k_2}{k_1} \beta \dot{\beta} \dot{\alpha} - 4k_2 v_1 \hat{\omega} \cos 2\hat{\omega} t \beta - 2 \frac{k_2}{k_1} v_1 \hat{\omega} \cos 2\hat{\omega} t \beta^2 - 2v_1 \hat{\omega} \cos 2\hat{\omega} t. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь $v_0 = \frac{\Omega_0}{\omega} \ll 1$ – безразмерная постоянная составляющая угловой скорости основания, $v_1 = \frac{\Omega_1}{\omega} \ll 1$ – нормализованная амплитуда угловой скорости вибрации основания, $\hat{\omega} = \frac{\omega_0}{\omega}$ – безразмерная частота вибрации основания.

Динамика системы (5) рассматривается в резонансном случае, когда частота угловой вибрации близка к удвоенной частоте свободных колебаний системы, т.е.

$$\hat{\omega} - 1 = \Delta \omega. \quad (6)$$

Решение для одночастотной системы (5) в первом приближении имеет вид:

$$\begin{aligned} \beta &= p_1(\tau) \sin \hat{\omega} t + q_1(\tau) \cos \hat{\omega} t + \beta_1(t, \tau), \\ \alpha &= p_2(\tau) \sin \hat{\omega} t + q_2(\tau) \cos \hat{\omega} t + \alpha_1(t, \tau), \end{aligned} \quad (7)$$

где $\tau = \varepsilon t$ – медленное время, ε – малый положительный параметр, $|\beta| \ll 1$, $|\alpha| \ll 1$.

Учитывая малость q_1, p_1, q_2, p_2 , удобно ввести малый параметр ε следующим

образом (далее индекс * опущен):

$$q_1 = \sqrt{\varepsilon} q_1^*, p_1 = \sqrt{\varepsilon} p_1^*, q_2 = \sqrt{\varepsilon} q_2^*, p_2 = \sqrt{\varepsilon} p_2^*, \gamma_0 = \varepsilon \gamma_0^*, \Delta\omega = \varepsilon \Delta\omega^*, \nu_0 = \varepsilon \nu_0^*, \nu_1 = \varepsilon \nu_1^*. \quad (8)$$

С использованием метода двух масштабов [2], получена система дифференциальных уравнений для определения q_1, p_1, q_2, p_2 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial q_1}{\partial \tau} &= -\gamma_0 q_1 - \Delta\omega p_1 + k_1 \nu_0 q_2 - \frac{1}{2} k_1 \nu_1 p_2 - \frac{1}{8} (p_2^2 + q_2^2) p_1 + \frac{q_2}{4} (p_2 q_1 - p_1 q_2), \\ \frac{\partial p_1}{\partial \tau} &= -\gamma_0 p_1 + \Delta\omega q_1 + k_1 \nu_0 p_2 - \frac{1}{2} k_1 \nu_1 q_2 + \frac{1}{8} (p_2^2 + q_2^2) q_1 + \frac{p_2}{4} (p_2 q_1 - p_1 q_2), \\ \frac{\partial q_2}{\partial \tau} &= -\gamma_0 q_2 - \Delta\omega p_2 - k_2 \nu_0 q_1 - \frac{1}{2} k_2 \nu_1 p_1 - \frac{k_2}{8k_1} (p_1^2 + q_1^2) p_2 - \frac{k_2 q_1}{4k_1} (p_2 q_1 - p_1 q_2), \\ \frac{\partial p_2}{\partial \tau} &= -\gamma_0 p_2 + \Delta\omega q_2 - k_2 \nu_0 p_1 - \frac{1}{2} k_2 \nu_1 q_1 + \frac{k_2}{8k_1} (p_1^2 + q_1^2) q_2 - \frac{k_2 p_1}{4k_1} (p_2 q_1 - p_1 q_2). \end{aligned} \quad (9)$$

Исследуем устойчивость стационарных режимов колебаний системы нелинейных дифференциальных уравнений (9) при $\nu_0 = 0$. Рассмотрим два случая.

1. Случай отсутствия демпфирования ($\gamma_0 = 0$). Можно показать, что для этой системы существуют 17 стационарных режимов, представимых в аналитическом виде. Исследование устойчивости этих стационарных режимов по Ляпунову сводится к линеаризации уравнений (9) около положений равновесий и анализа корней характеристического уравнения. Результаты исследования приведены в следующем числовом примере.

Рассматривается микромеханический гироскоп, резонатор которого представляет собой стержни длиной $l = 20$ мм с прямоугольным сечением $b = 0.33$ мм и $h = 1$ мм, изготовленные из плавленного кварца ($\rho = 2201$ кг/м³, $E = 7.3 \cdot 10^{10}$ Па). При обобщенном моменте инерции $J = 3 \cdot 10^{-8}$ кг·м² с учетом совмещения частот собственных колебаний имеем $c = 254.9$ Н·м, $k_1 = 1.319$, $k_2 = 0.1013$, $\omega_1 = \omega_2 = \omega = 92987$ рад/с (14.806 кГц).

Квадраты амплитуд стационарных колебаний равны

$$A^2 = q_{1i}^2 + p_{1i}^2, B^2 = q_{2i}^2 + p_{2i}^2, \quad (10)$$

где i – соответствующий стационарный режим.

На рисунке 2 приведены амплитудно-частотные характеристики $A(\Delta\omega)$ (а) и $B(\Delta\omega)$ (б), построенные при значении амплитуды угловой вибрации основания $\nu_1 = \frac{5}{3}$:

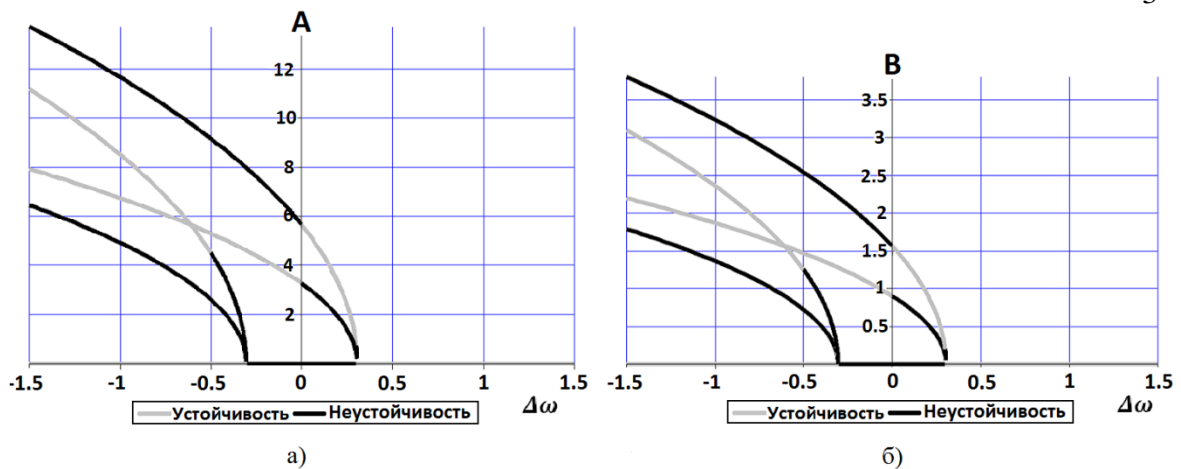


Рис.2. Амплитудно-частотные характеристики $A(\Delta\omega)$ (а) и $B(\Delta\omega)$ (б) при $\nu_1 = \frac{5}{3}$

Асимптотические устойчивые по Ляпунову стационарные амплитуды колебаний системы выделены на (рис. 2) светлым, а неустойчивые – темным фоном. Из приведенных графиков можно сделать вывод, что для одного значения $\Delta\omega$ в системе существует

несколько стационарных режимов, причем они могут быть как устойчивые, так и неустойчивые.

2. Случай с демпфированием ($\gamma_0 \neq 0$). Для системы с трением построены области устойчивости стационарных колебаний в пространстве параметров ν_1 и $\Delta\omega$ (рис. 3) при значении коэффициентов вязкого трения $\gamma_0 = \frac{1}{3}$ (а) и $\gamma_0 = 1$ (б). Графики области устойчивости стационарных колебаний получены с помощью программы в системе символьных вычислений *Maple 13*.

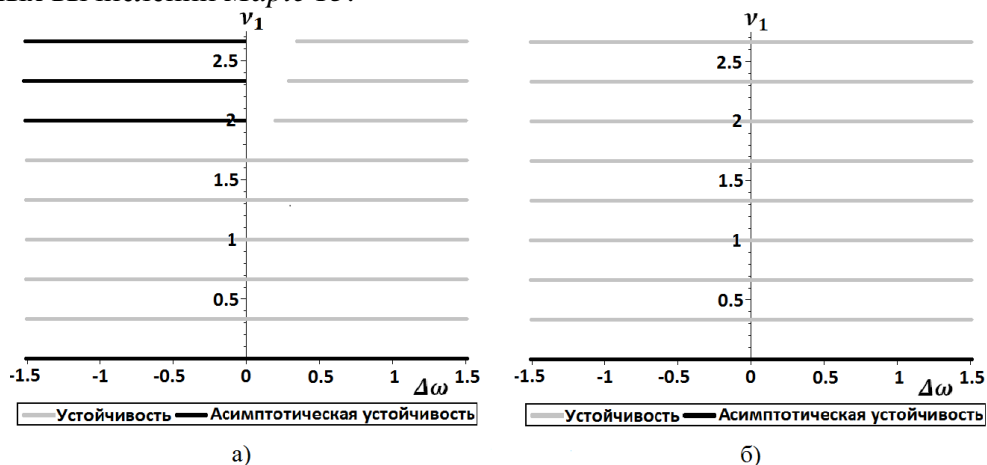


Рис.3. Области устойчивости стационарных решений при $\gamma_0 = \frac{1}{3}$ (а) и при $\gamma_0 = 1$ (б)

Асимптотически устойчивые по Ляпунову стационарные решения колебаний системы выделены на рис. 3 темным фоном, а устойчивые – светлым. Из приведенных графиков можно сделать вывод, что при изменении параметров системы устойчивые стационарные режимы могут стать неустойчивыми.

Заключение. Получена математическая модель нового микромеханического осциллятора вибрационного гироскопа с резонатором в виде упругих стержней. Установлено влияние нелинейности на устойчивость стационарных колебаний системы на вибрирующем основании.

Литература

1. Астахов С.В., Меркурьев И.В., Подалков В.В. Влияние конечных деформаций резонатора на динамику и точность микромеханического гироскопа камертонного типа // Вестник МЭИ. 2010. №6. С. 148–154.
2. Найфэ А.Х. Методы возмущений. Пер. с англ. – М.: Мир, 1976. – 456 с.
3. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. 733 с.

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОНОВ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЕЙ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ *DYNAMIC LOADING REDUCTION OF MULTIPLATE CLUTCHES LINED PLATES OF THE VEHICLE POWERTRAIN*

А.И. Тараторкин – аспирант
МГТУ им. Н.Э.Баумана

Abstract. The investigation is dedicated to formation of dynamic loading in vehicle transmission. The hypothesis about friction discs destruction due to influence of disturbance from engine and torque converter is put forward. Conditions of formation for parametric resonant oscillations are determined. The instability areas of discs parametric oscillations are identified in accordance with Mathieu equation and Ince-Strutt diagram. The actions are suggested which aimed to increase lifetime of the discs. Experimental investigation was performed which confirmed efficiency of one of the actions.

Для перспективных многоцелевых гусеничных и колесных транспортных машин, эксплуатируемых в особо трудных условиях, разрабатывается все более совершенные конструкции гидромеханических, электромеханических и гибридных трансмиссий [1]. Испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности, ограничивающей долговечность деталей, в частности, дисков фрикционных элементов управления и деталей, сопрягаемых с ними. Данная работа является продолжением исследований, результаты которых представлены в [2, 3, 4, 5, 6, 7]. Рассматривается не достаточно исследованный ранее вид разрушения – разрыв дисков, который наблюдается в проектируемых трансмиссиях.

Металлографический анализ разрушенных дисков показывает [8], что образование трещин носит усталостный характер, который проявляется за ограниченное время опытной эксплуатации, что возможно вследствие возникновения высокочастотных резонансных колебаний. В связи с этим выдвигается гипотеза о проявлении нового, не исследованного ранее динамического явления – возбуждения резонансных колебаний в дисках при нелинейной упругой характеристике их взаимодействия с ведущим барабаном. Характер колебаний барабана определяется динамикой системы «двигатель-гидротрансформатор-гидравлическая система его подпитки», а также конструкцией трансмиссии.

Цель исследования состоит в изучении процессов формирования динамической нагруженности и обоснования путей повышении долговечности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин.

Решение задач динамики осуществляется на основе математической модели рассматриваемой системы, построенной в соответствии с расчетной схемой (рис. 1а). На схеме введены следующие обозначения: J_d , $J_{ГТ}$, J_B , J_δ – моменты инерции двигателя, гидротрансформатора, барабана и диска; c_1, c_2 – жесткость гасителя дотрансформаторной зоны и входного вала трансмиссии, соответственно; $M(\varphi)$ – нелинейная упругая характеристика взаимодействия диска с ведущим барабаном; φ_1 ; φ_2 ; φ_3 ; φ_4 – соответствующие обобщенные координаты инерционных масс. Расчетная схема зубчатого соединения диска с барабаном показана на рис. 1б.

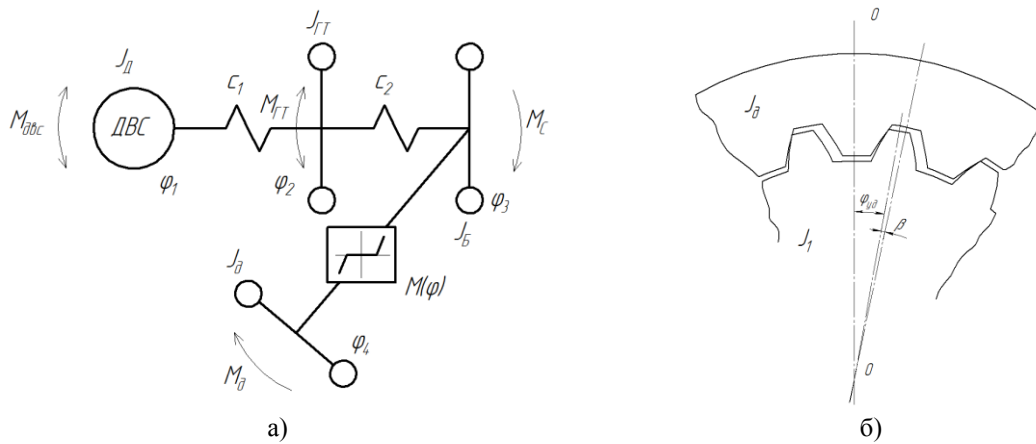


Рис. 1 - Расчетная схема нелинейной системы
 а) структура системы; б) соединение барабана с диском

Движение элементов описываются следующей системой дифференциальных уравнений (1).

$$\begin{cases} J_D \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = H_0 + H_i \sin(\omega_i t + \alpha_i) \\ J_{ГТ} \ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = H_\tau \sin(\omega_\tau t + \alpha_\tau) \\ J_B \ddot{\varphi}_3 + b(\varphi_3 - \varphi_4) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + M(\varphi) = M_C \\ J_D \ddot{\varphi}_4 - b(\varphi_3 - \varphi_4) - M(\varphi) = H_D \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе H_i, ω_i, α_i – соответственно амплитуды, частоты и начальные фазы моторных гармоник двигателя; M_C – приведенный момент сопротивления движению; H_D – момент ведения фрикциона при вращении диска; $M(\varphi)$ – нелинейная функция зависимости момента упругости от угла.

Результаты моделирования динамики исходной системы приведены на рисунке 2.

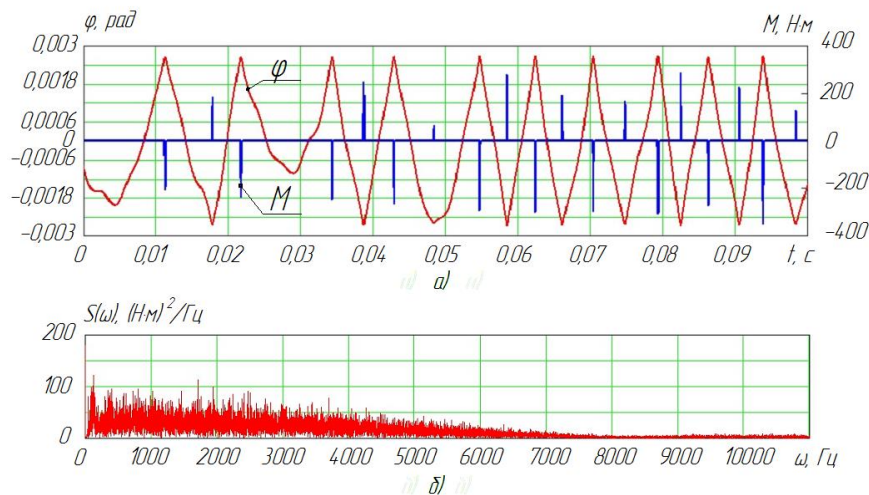


Рис. 2 - Результаты моделирования динамики исходной системы:
 а) колебательный процесс изменения во времени момента на диске M и относительного угла между диском и барабаном $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$; б) спектральная плотность момента на диске

Результаты численного решения системы (1) показывают, что нелинейное высокочастотное ударное взаимодействие диска с барабаном, как сплошных твердых тел с моментами инерции J_B, J_D , порождает широкий спектр частот возмущения (от 0 до 6000 Гц) со значительной мощностью, который перекрывает диапазон собственных частот дисков. Это может привести к возникновению резонансных колебаний диска.

Для определения путей исключения возможных резонансов проводится соответствующий анализ устойчивости системы на основе аппарата параметрических колебаний. При этом рассматриваемая система к форме уравнения Матье [9, 10]:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + \omega_0^2 \left[1 - \frac{q_d \cos(pt)}{q_{ст}} \right] \varphi = 0 \quad (3)$$

В этом уравнении $\varepsilon = \frac{b}{2J_{пр}}$ – параметр диссипации; ω_0^2 – квадрат частот свободных колебаний нелинейной системы, соответствующий значению коэффициента гармонической линеаризации q_d , p – частота внешнего возмущения.

Глубина модуляции $2\mu = \frac{q_d(A)}{q_{ст}(A)}$, где числитель представляет собой жесткость упругого взаимодействия «барабан-диск» при амплитуде колебаний барабана, определяемой по экспериментальным данным, а знаменатель представляет собой жесткость этого взаимодействия при амплитуде, соответствующей моменту ведения вращающихся дисков. Преобразование выражения (3) к параметрам диаграммы Айнса-Стретта позволяет анализировать устойчивость параметрических колебаний (рисунок 3).

На рисунке красными маркерами на прямой 1 приведены рабочие точки, полученные для рассматриваемой динамической системы.

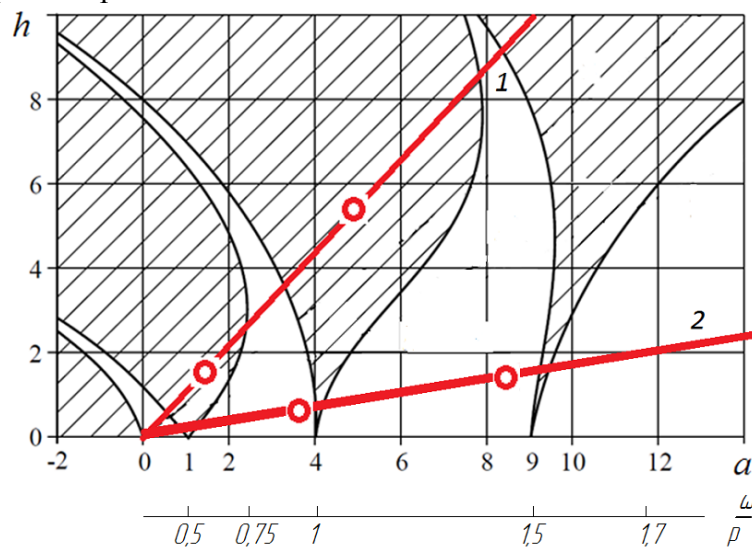


Рис. 3 - Диаграмма Айнса-Стретта для исследуемой системы:

1 – отображение исходной системы; 2 – отображение системы после преобразований

Как следует из диаграммы, для снижения вероятности возникновения параметрических резонансных колебаний необходимо уменьшить угол наклона линии 1. При невозможности варьирования частотных характеристик повышение области устойчивости может быть достигнуто снижением глубины пульсаций. При этих параметрах рабочие точки будут определяться прямой 2.

Это возможно реализовать введением фильтра низкочастотных колебаний, который не пропустит на барабан высокочастотные возмущения, сгенерированные двигателем либо гидротрансформатором. Данный аналитический вывод, полученный на основе анализа диаграммы Айнса-Стретта (кривая 2 на рисунке 3) также подтверждается при выполнении численного моделирования по модели (1) (рисунок 4).

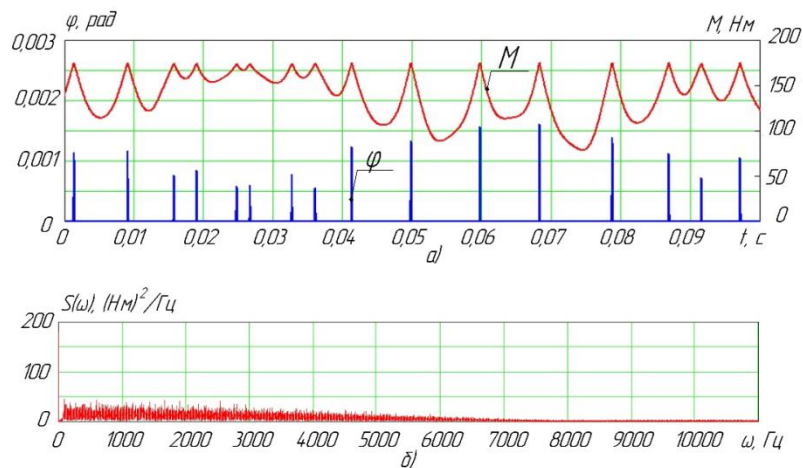


Рис. 4 – Результаты моделирования динамики нелинейной системы после выполнения мероприятий по отстройке параметрических резонансных колебаний:

а) колебательный процесс изменения во времени момента на диске M и относительного угла между диском и барабаном $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$; б) спектральная плотность момента на диске

Как следует из рисунка 4, амплитуда колебаний диска в сравнении с рисунком 2, где введение фильтра не осуществлено, значительно ниже.

В ходе выполнения работы было проведено экспериментальное исследование, которое подтверждает идею фильтрации высокочастотного возмущения при помощи низкочастотного фильтра. Объектом исследования была гидромеханическая трансмиссия, в которой диски одного из фрикционных элементов управления находились в резонансном режиме на частоте 456 Гц из-за воздействия возмущения со стороны электродвигателя. Были установлены два датчика изменения момента: один датчик был установлен на валу, который отделен от настоящего элемента управления гасителем крутильных колебаний (А); второй датчик замерял момент на валу, который имел жесткую кинематическую связь с барабаном исследуемого элемента управления (В). Во время проведения эксперимента данная система нагружалась возмущением от электродвигателя. Результаты эксперимента показали, что датчик А не зафиксировал резонансные колебания на частоте дисков 456 Гц, за счет установленного гасителя, а датчик В зафиксировал. Это подтверждает эффективность предложенного метода по исключению резонансных колебаний в нелинейной системе (в том числе супергармонических) за счет установки гасителя крутильных колебаний в качестве низкочастотного фильтра.

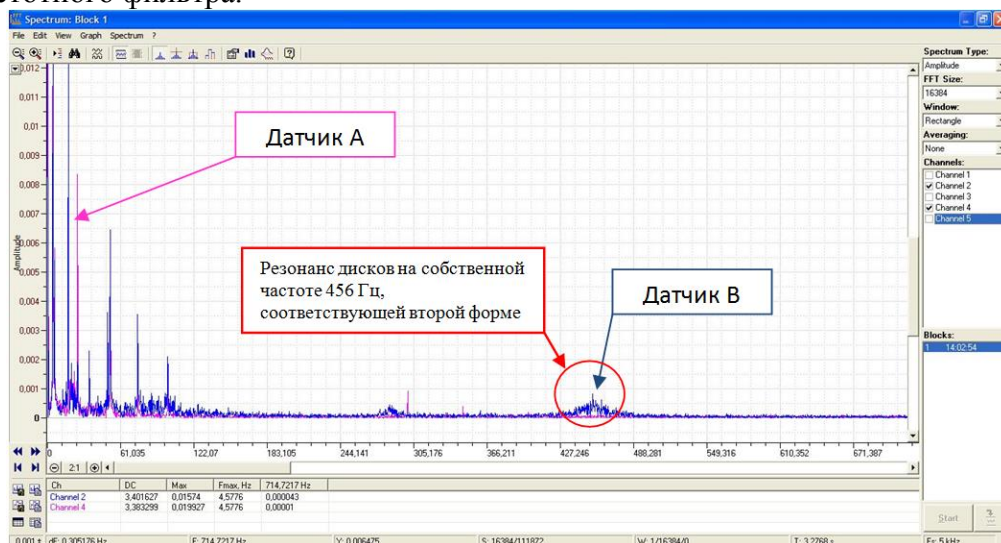


Рис. 5 – Спектральная плотность записи крутящего момента в трансмиссии, регистрируемые датчиками А и В

Заключение

Новые результаты о формировании динамической нагруженности дисков являются основой развития существующей методики проектного расчета, отличающейся от известных учетом вероятности возникновения параметрических резонансных колебаний.

В соответствии с результатами исследования установлено, что резонансный режим в дисках фрикционных элементов может быть генерирован на различных частотах за счет воздействия колебаний момента двигателя, гидродинамических процессов в гидротрансформаторе, а так же колебаниями давления рабочей жидкости в системе его подпитки. В связи с этим фильтрация колебаний в до и после трансформаторных зонах может быть осуществлена синтезом гасителя высокочастотных колебаний, исключающего резонанс в этих зонах. Данный вывод подтверждается как анализом устойчивости и численным моделированием, так и выполненным экспериментальным исследованием.

Литература

1. Красневский Л.Г. Состояние и перспективы развития автоматических трансмиссий мобильных машин / Красневский Л.Г. // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. ОИМ НАН Беларуси, Минск – 2012, Вып. 1 – С. 108-114.
2. Taratorkin Alexander, Derzhanskii Viktor, Taratorkin Igor, Kharitonov Sergey. Durability increase of multiplate clutches of vehicle transmissions // Proceedings of the 35th World Automotive Congress FISITA, 2-6 June, Maastricht, the Netherlands: The Royal Dutch Society of Engineers (KIVI) – 2014.
3. Taratorkin, A., Derzhanskii, V., Taratorkin, I. and Kharitonov, S. Dynamic Loading Reduction of Multiplate Clutches Lined Plates of the Vehicle Powertrain, SAE Technical Paper 2014-01-2332, 2014, doi:10.4271/2014-01-2332, SAE International Journal of Commercial Vehicles.
4. Тараторкин А.И., Держанский В.Б. Повышение долговечности дисков фрикционов управления трансмиссией транспортных машин // Труды XVII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (1-4 апреля 2014 г.). Санкт-Петербург – 2014, с. 185 – 192.
5. Тараторкин А.И. Совершенствование методики расчета дисков фрикционов трансмиссий транспортных машин / Тараторкин А.И., Держанский В.Б., Тараторкин И.А. // Актуальные вопросы машиноведения. Сборник научных трудов ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск 2014, с. 81- 84.
6. Тараторкин А.И., Держанский В.Б., Харитонов С.А. Юбилейная XXV Международная инновационноориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2013): Труды конференции Москва, 13-15 ноября 2013 г.). / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2013, с. 346 – 351.
7. Taratorkin Alexandr, Decrease in Dynamic Loading of Transmission Elements of the Vehicle / Taratorkin Alexandr, Derzhanskii Viktor, Taratorkin Igor // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Volume 10: Chassis Systems and Integration Technology. Beijing, 27 – 30 ноября, 2012.: Institute of Technology Press, Beijing – 2012, p. 495-504.
8. Держанский В.Б. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин: монография / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. – Екатеринбург: УрО РАН, 2010. – 176 с.
9. Теория колебаний: Учеб. для вузов / Под общ. ред. К.С. Колесникова. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 272 с., ил.: (Сер. Механика в техническом университете; Т. 4).
10. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб / Пановко Я.Г. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 272 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВАЛОПРОВОДЕ ТУРБОАГРЕГАТА С УЧЕТОМ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ ТРЕЩИН

MATHEMATICAL MODELING OF PROCESSES OF TURBINE SHAFTING WITH THE OCCURRENCE OF THE RING CRACKS

О.В. Урманова - аспирант
МГТУ имени Н.Э. Баумана

Abstract. This article presents a mathematical model of the processes occurring in the turbine shafting based on the methods of phase chronometry. Graphics of shaft frequency before and after the occurrence of were obtained as well as state chronograms of each shaft portion.

Валопроводы роторов турбогенераторов являются одними из наиболее ответственных и дорогостоящих конструкций в энергомашиностроении. Так как поломка ротора может привести к катастрофическим последствиям, запас прочности при конструировании выбирается, исходя из требования полного исключения возможности поломки в пределах установленного срока службы. С другой стороны, как механически вращающаяся система, запроектированная на определенную мощность, ротор имеет ограничения по массе. Проблема использования оборудования сверх расчетного срока службы была поставлена в энергетической программе России в 1984 г. Возможность использования оборудования, выработавшего расчетный срок службы, должна определяться степенью его физического износа. Косвенным показателем физического износа оборудования может служить динамика изменения надежности в эксплуатации.

Условия работы турбогенераторов сочетают длительную эксплуатацию в течение десятилетий при относительно невысоких номинальных нагрузках и наличие вероятности появления значительных перегрузок при различных переходных режимах, например, режимы отключения кратковременных коротких замыканий за трансформатором без отключения турбоблока от энергосистемы. При таких аномальных режимах возникают изгибно-крутильные колебания валопровода турбоагрегата, которые могут вызвать явления малоциклового усталости вала ротора.

Метод расчета долговечности и прогнозирование надежности конструкции должен предусматривать расчет долговечности на этапе эволюции структуры металла и зарождения трещины на всех этапах ее развития и роста вплоть до разрушения.

Таким образом, валопровод с трещиной можно представить системой уравнений. До появления трещины уравнения крутильных колебаний вала, состоящего из трех ступеней можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + k_{10}(\varphi_1 - \varphi_2) = M(t) \\ (I_1 + I_3) \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - k_{10}(\varphi_1 - \varphi_2) + k_{20}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - k_{20}(\varphi_2 - \varphi_3) = -M(t) \end{cases}$$

где k_{10} , k_{20} – это крутильная жесткость каждого участка вала, I_1 , I_2 , I_3 – моменты инерции каждой части вала.

Ниже представлен вариант постановки задачи после возникновения трещины, когда вместо трех участков вала рассматривают четыре участка, с учетом вязкости r_{21} , r_{32} между частями, разделенными трещиной.

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + k_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M(t) \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + r_{21}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0 \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + k_3(\varphi_3 - \varphi_4) + r_{32}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) = 0 \\ I_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} - k_3(\varphi_3 - \varphi_4) = -M(t) \end{array} \right.$$

Задавая момент вращения вала случайной величиной, мы получим, моменты инерции для каждой части вала, как показано на графике ниже.

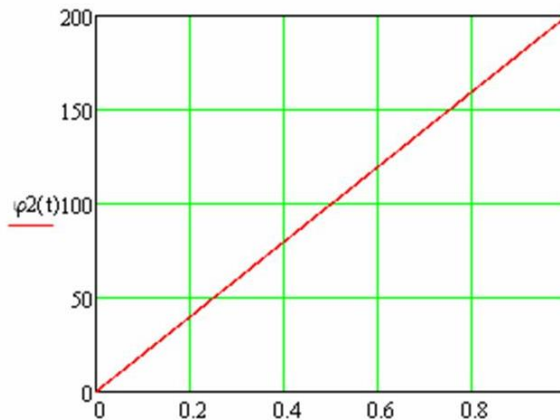


Рис.1. График момента инерции второй ступени вала

Решая систему уравнений для вала с образовавшейся трещиной, получим следующие распределения частот и хронограммы до и после возникновения трещины:

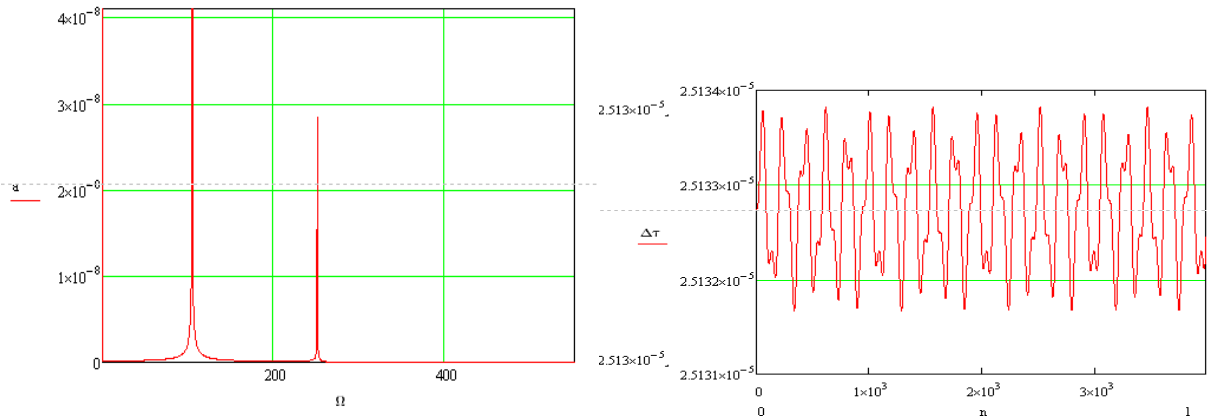


Рис. 2. График распределения частот и хронограмма вращения до образования трещины

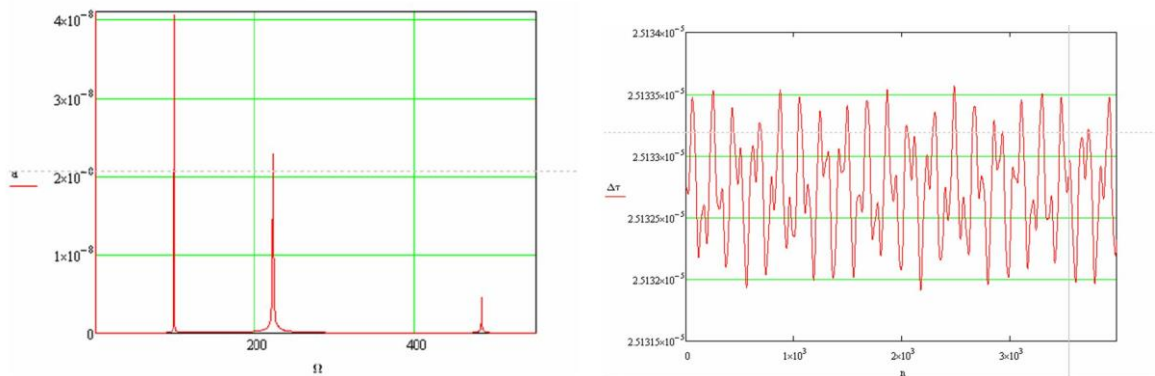


Рис. 3. График распределения частот и хронограмма вращения после образования трещины

Таким образом, представленная математическая модель позволяет получить информацию о состоянии вала на каждом участке. Результаты расчетов хорошо согласуются с современными взглядами на усталостные процессы, проходящие в валах.

Фазохронометрический метод позволяет надежно диагностировать возникновение кольцевых трещин. Его можно использовать для получения информации о накоплении поврежденности металла при оценке выработки ресурса валопроводов турбоагрегатов.

Литература

1. Глебов И. А., Данилевич Я. Б. Диагностика турбогенераторов. Л: Наука, 1989.
2. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. - М.: Наука, 1987.

СЕКЦИЯ 5.
Вибрационная биомеханика

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ КРОВИ ВО ВХОДНОМ АППАРАТЕ ИСКУССТВЕННОГО ЖЕЛУДОЧКА СЕРДЦА МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ

MATHEMATICAL MODELING BEHAVIOR OF BLOOD FLOW IN INDUCER-INLET CANNULA DOMAIN BY CFD

Е.П. Банин^{1,2} – аспирант, А.М. Гуськов^{1,2} – д.т.н., проф., Ф.Д. Сорокин¹ – д.т.н., проф.

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

²Национальный исследовательский центр «Курчатовский институт»

Abstract. Mathematical modeling behavior of blood in axial pump of ventricular assist device (VAD) is studied. A ventricular assist device consists of inner cannula, inducer, impeller, diffuser and outer cannula. Items no related to the flow domain of the pump are not considered. In the paper we study the behavior of blood flow in the inlet cannula and the inducer. The inducers with three and four blades are considered. Blood flow is considered to be stationary. Blood is incompressible viscous fluid. Mathematical modeling is carried out by methods of computational fluid dynamics (CFD). The study aims to identify potentially dangerous stagnation zones and to explore new approaches to removal them. The paper discusses the different configurations of the inducers of VAD and an implemented geometric parameterization model for the distribution of flow rates depending on the geometric parameters of the structure is identified. As a result of studying the behavior of blood flow in the fluid domain of the pump ventricular assist device constructive solutions to eliminate stagnation zones in the cannula of various configurations and to ensure symmetry of the flow at the inlet of the rotor are offered.

Введение

Заболевания сердечно-сосудистой системы занимают лидирующие позиции по распространенности. Ежегодно в мире от сердечных патологий умирает несколько миллионов человек. Эта проблема в ряде случаев может быть успешно решена (и частично уже решается) путем трансплантации устройства механической поддержки кровообращения.

Устройства механической поддержки кровообращения стали применяться сравнительно недавно [1]. Одним из активно развивающихся направлений в этой области является разработка концепции искусственного желудочка сердца (ИЖС) роторного типа [2], т.е. насоса, который способен обеспечить кровообращение в организме человека и, тем самым, разгрузить поврежденное сердце на время до восстановления транспортной функции или полностью/частично заместить функцию сердца. Создание долговечных, надежных и комфортных в использовании ИЖС является важнейшей проблемой современной биоинженерии.

За последние 10 лет в клинической практике появилось несколько успешных ИЖС. Среди них можно отметить модели Impella (Abiomed, США), HeartMate (Thoratec, США), INCOR (BerlinHeart, Германия), Jarvick 2000 (Jarvick, США) [3, 4]. Из отечественных разработок можно выделить аппарат АВК-Н, который уже внедряется в клиническую практику [5]. Несмотря на это, существующие конструкции ИЖС на данном этапе их развития все еще далеки от совершенства. Можно выделить несколько недостатков существующих конструкций, а именно: непрогнозируемое тромбообразование [6, 7], высокий индекс гемолиза [8-10] (для понижения этого показателя пациент должен непрерывно использовать лекарства [11]), высокое энергопотребление, использование питающих проводов (приводит к постоянному инфицированию через отверстие в коже), сложность имплантации. Нерешенность этих проблем дает почву для новых исследований в направлении совершенствования конструкции ИЖС.

Цель данной статьи – показать некоторые особенности поведения крови во входной канюле и во входном аппарате, которые необходимо учитывать при проектировании

проточной части осевого насоса ИЖС.

Геометрическая модель и метод построения

Осевой насос ИЖС состоит из нескольких частей: входная канюля, входной аппарат (спрямляющий), ротор, выходной аппарат (диффузор), выходная канюля. В работе рассматривается геометрия входной канюли и входного аппарата. В различных вариантах ИЖС с осевым насосом, канюля представляет собой изогнутую под определенным углом трубку постоянного диаметра. Входной аппарат представляет собой трубку с несколькими лопатками прямолинейного профиля со скруглениями. В данной работе рассматривается входной аппарат с 3 и 4 лопатками, что соответствует большинству самых распространенных осевых насосов ИЖС [12, 13]. Построение геометрической модели производится в среде Ansys WorkBench (ANSYS Incorporated, США). Геометрическая модель представляет собой область, в которой течет жидкость. Стенки входной канюли и входного аппарата учитываются в виде граничных условий (без скольжения, *no slip wall*). На рис. 1 представлена геометрическая модель и варьируемые геометрические параметры канюли.

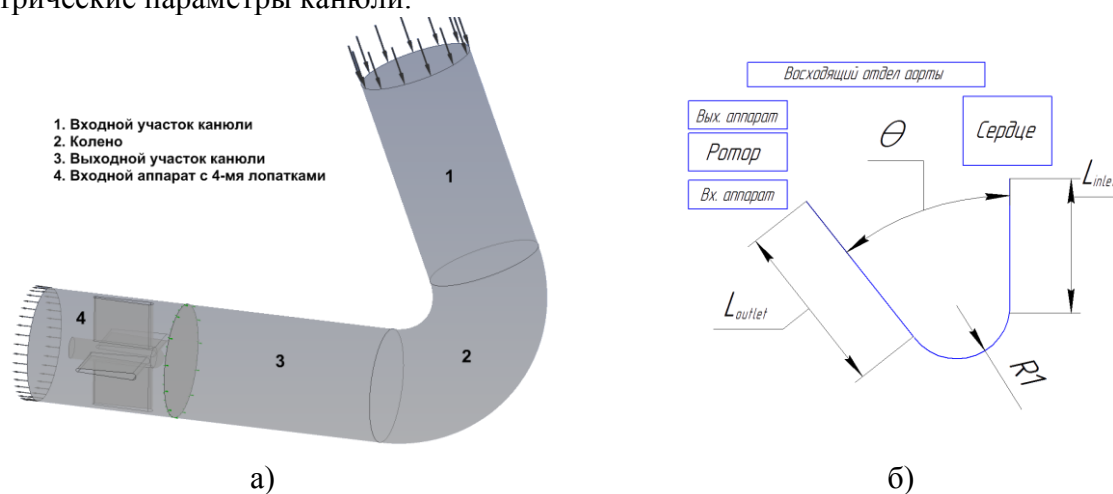


Рис.1. Составные части геометрической модели (а), основные варьируемые параметры геометрии канюли (б)

Математическое моделирование

Непосредственное моделирование гемодинамики происходит в Ansys CFD методом конечных объемов. В ИЖС поток крови, проходящий далеко от стенок, является турбулентным (максимальное число $Re \cong 3,5 \cdot 10^4$), а в пристеночном слое – ламинарным, поэтому в качестве модели турбулентности выбрана гибридная модель *Shear Stress Transform Method* (Menter, SST $k - \omega$ [14]). Кровь задается постоянными параметрами вязкости и плотности. Динамическая вязкость крови $\mu = 0.0035$ кг/м·с, что соответствует гематокриту на уровне 33% (основной класс вероятных кандидатов на установку ИЖС). Плотность крови $\rho = 1050$ кг/м³. Регионы 1-3 и 4 (рис. 1,а) разбиваются на конечные объемы отдельно, а потом сшиваются. Таким образом, при генерации сетки используются различные методы разбиения, что уменьшает результирующее количество элементов. Для обеспечения точных результатов невязка варьировалась от 10^{-4} до 10^{-5} . Изменение выходных параметров (скорость, перепад давления) менее 5 % гарантировалось уровнем невязки 10^{-5} . Для обеспечения качественного решения, сетка конечных элементов сглаживалась в сеточном генераторе Ansys ICEM CFD и проверялась по критерию качества (*element quality* > 0.2).

Начальные параметры геометрии: длина входного участка – 30 мм, длина выходного участка 30 мм, радиус кривизны колена (по средней линии) – 15 мм, угол между входным и выходным участком канюли – 70 градусов, диаметр канюли – 16 мм.

Значения начальных параметров принимались близкими к размерам, уже используемых, ИЖС (например, HeartMate [12]). Геометрия 3-х и 4-х лопаточного входного аппарата в расчетах не изменялась.

Задача гемодинамики решается в стационарной постановке (*steady state*) с постоянными граничными условиями. Для стационарных стенок используется условие «без скольжения» (стенки канюли, стенки входного аппарата). В качестве граничного условия на входе задается массовый расход 5 л/мин, что соответствует нормальной производительности сердца. Условие на выходе из входного аппарата – нулевое статическое давление.

Результаты математического моделирования

На рис. 2 представлено распределение скоростей в проточной части на срезе, проходящем по осевой линии канюли и входного аппарата для начальных геометрических размеров.

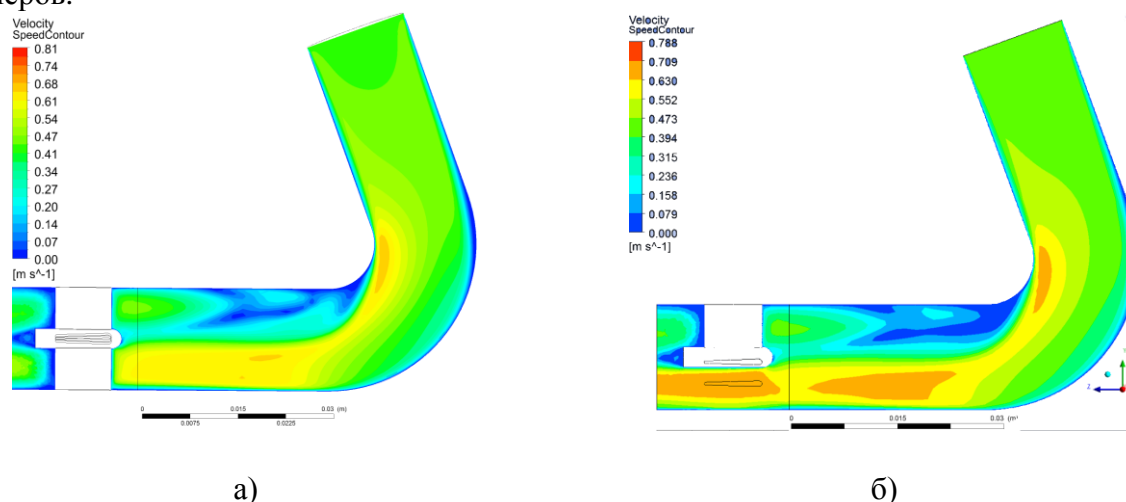
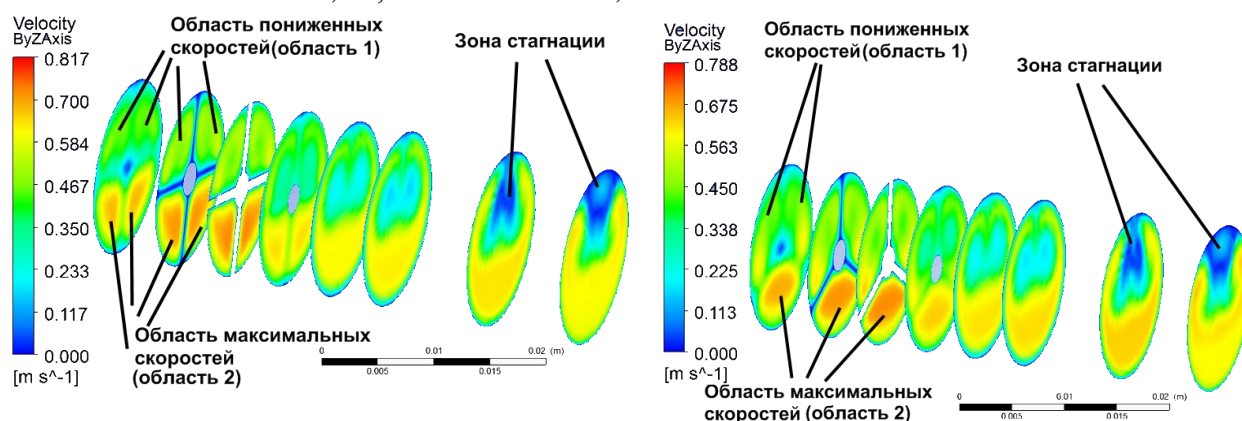


Рис.2. Распределение скоростей в проточной части для случая 4-х лопаточного входного аппарата (а), распределение скоростей в проточной части для случая 3-х лопаточного входного аппарата (б)

В области выходной части канюли (зона 3, рис. 1, а) образуется зона со скоростями много меньше скоростей основного потока. В случае клинических испытаний в этой зоне будут оседать форменные элементы крови и образовываться тромб, который может попасть в восходящий отдел аорты и малые кровеносные сосуды. В гидравлике это эффект известен хорошо, но он не является существенным при проектировании. В случае осевых насосов ИЖС этот эффект является уже критическим [15] и напрямую может повлиять на выживаемость пациента.

В результате численного анализа для начальной геометрии установлено, что поток, набегающий на ротор после входного аппарата, не является симметричным (рис. 3). Отношение максимальных скоростей в области 2 и в области 1 для входного аппарата с 4-мя лопатками – $VR4 = 1,61$, с 3-мя – $VR3 = 1,56$.



а)

б)

Рис.3. Распределение скоростей в проточной части для случая 4-х лопаточного входного аппарата (а), распределение скоростей в проточной части для случая 3-х лопаточного входного аппарата (б)

Результаты математического моделирования при изменении геометрии канюли представлены в таблице 1.

Таблица 1. Влияние изменения геометрических параметров на зону стагнации и VR

Изменяемый параметр	Диапазон изменения	VR4 VR3	Зона стагнации и др.
Радиус колена $R1$, мм	15...55	(1,61...1,20) (1,56...1,23)	Зона стагнации уменьшается с увеличением радиуса
Угол колена, °	15°...90°	(1,61...1,60) (-...-)	Зона стагнации уменьшается с уменьшением угла колена
Диаметр канюли, мм	16...6	(1,61...1,01) (1,56...1,07)	Зона стагнации уменьшается с уменьшением диаметра канюли
Длина входного участка канюли, мм	30...70	(1,61...1,57) (-...-)	Зона стагнации существенно не изменяется.
Длина выходного участка канюли, мм	5...100	(1,90...1,05) (-...-)	Зона стагнации существенно не изменяется.

Обсуждение и заключение

В работах, посвященных проектированию насоса ИЖС, при моделировании поведения потока крови не учитывается тот факт, что при использовании угловой канюли возникает неравномерное набегание потока крови на ротор. Моделирование проводится с использованием симметричных условий на границе (например, [16 - 18]), такой подход может привести к получению не оптимальных геометрических параметров ротора и, следовательно, меньшему гидравлическому КПД.

Следует отметить так же, что в области 3 (рис.1, а) канюли образуется потенциальная зона осаждения форменных элементов крови, которая лишь частично может быть устранена из-за высоких требований к миниатюризации устройства. Подход к полному устранению зоны стагнации будет предложен в следующей работе.

Литература

1. Morgan J. A., Naka Y. *Surgical Treatment for Advanced Heart Failure*. – Springer, 2013.
2. Agarwal S., High K. M. Newer-generation ventricular assist devices // *Best Practice & Research Clinical Anaesthesiology*. – 2012. – Т. 26. – №. 2. – С. 117-130.
3. Богданова Ю.В. Особенности проектирования устройства искусственного желудочка сердца: обзор работ / Ю.В. Богданов, А.М. Гуськов // *Наука и образование*. – 2014. - № 3. – с. 170-187.
4. Agarwal S., High K. M. Newer-generation ventricular assist devices // *Best Practice & Research Clinical Anaesthesiology*. – 2012. – Т. 26. – №. 2. – С. 117-130.
5. Иткин А. П. и др. Первый опыт клинического применения отечественного аппарата вспомогательного кровообращения на базе имплантируемого осевого насоса для двухэтапной трансплантации сердца // *Вестник трансплантологии и искусственных органов*. – 2014. – Т. 15. – №. 3. – С. 92-101.
6. Saito S. et al. Jarvik 2000 biventricular assist device conversion from old pin-shaped bearing pumps to new conical bearing pumps // *Journal of Artificial Organs*. – 2013. – Т. 16. – №. 1. – С. 105-109.
7. John R. et al. *Surgical Mechanical Circulatory Support* // *Coronary Heart Disease*. – Springer US, 2012. – С. 455-469.
8. Heilmann C. et al. Haemolysis in patients with ventricular assist devices: major differences between systems // *European Journal of Cardio-Thoracic Surgery*. – 2009. – Т. 36. – №. 3. – С. 580-584.
9. Sakota D. et al. Mechanical damage of red blood cells by rotary blood pumps: selective destruction of aged red blood cells and subhemolytic trauma // *Artificial organs*. – 2008. – Т. 32. – №. 10. – С. 785-791.
10. Maruyama O. et al. Hemolytic evaluation using polyurethane microcapsule suspensions in circulatory support devices: Normalized index of hemolysis comparisons of commercial centrifugal blood pumps // *Artificial organs*. – 2008. – Т. 32. – №. 2. – С. 146-156.
11. Milano C. A., Simeone A. A. Mechanical circulatory support: devices, outcomes and complications // *Heart failure reviews*. – 2013. – Т. 18. – №. 1. – С. 35-53.
12. John R. Current axial-flow devices—the HeartMate II and Jarvik 2000 left ventricular assist devices // *Seminars in thoracic and cardiovascular surgery*. – WB Saunders, 2008. – Т. 20. – №. 3. – С. 264-272.
13. Song X. et al. Axial flow blood pumps // *Asaio Journal*. – 2003. – Т. 49. – С. 355-364.
14. Fraser K. H. Et al. The use of computational fluid dynamics in the development of ventricular assist devices // *Medical engineering & physics*. – 2011. – Т. 33. – №. 3. – С. 263-280.
15. Морозов В.В. Синтез искусственных желудочков сердца с заданными гемодинамическими характеристиками: монография / В.В. Морозов [и др.]; под общ. ред. проф. В.В. Морозова; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007.- 180 с.
16. Zhang Y. et al. Design optimization of an axial blood pump with computational fluid dynamics // *ASAIO Journal*. – 2008. – Т. 54. – №. 2. – С. 150-155.
17. Su B. et al. Evaluation of the impeller shroud performance of an axial flow ventricular assist device using computational fluid dynamics // *Artificial organs*. – 2010. – Т. 34. – №. 9. – С. 745-759.
18. Zhang L. et al. Numerical Simulation Investigation on Flow Field of Axial Blood Pump // *Advances in Computer Science and Engineering*. – Springer Berlin Heidelberg, 2012. – С. 223-229.

ОСОБЕННОСТИ БИОМЕХАНИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ «ИНТИМА-СТЕНТ-ИНТИМА» НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК

CHARACTERISTICS OF BIOMECHANICAL MODELLING OF SYSTEM "INTIMA-STENT-INTIMA" BASED ON THE THEORY OF THIN-WALLED SHELLS

А.П. Зарецкий, И.Ю. Аграфонов, А.В. Богомолов – д.т.н., проф.,
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. The problem of the influence of mechanical parameters during stenting for in-stent restenosis was considered in the present work. The main stages of simulation of the system "intima - stent - intima" using the theory of thin-walled shells were expounded and conclusions on the appropriateness of the theory for a detailed analysis of a biological object were done.

Коронарное стентирование, которое в настоящее время характеризуется малой травматичностью и в ряде случаев является прямой альтернативой традиционному хирургическому лечению, занимая ведущее место в эндоваскулярном лечении больных ишемической болезнью сердца (ИБС). Основным фактором, лимитирующим широкое применение коронарного стентирования, является процесс рестенозирования в отдаленном периоде [1]. Длительное время наиболее распространенным эндоваскулярным способом лечения ин-стент рестенозов оставалась транслюминальная баллонная ангиопластика: в основе увеличения диаметра стентированного участка венечной артерии лежит перерастягивание самого стента, а также экструзия неоинтимальной ткани за пределы стента [1]. Вследствие необходимости дополнительного стимулирующего действия на пролиферативные процессы, имплантация дополнительного эндопротеза для лечения ин-стент рестеноза рассматривалась как малоперспективная процедура, часто дающая лишь кратковременный позитивный эффект.

Эти факты послужили причиной того, что значительные усилия исследователей были направлены на разработку методов профилактики рестенозов внутри стента. В этой связи следует отметить, что рестеноз внутри стента возникает в результате гиперплазии неоинтимы: последняя, в отличие от нативной интимы, состоит в основном из гладкомышечных клеток и межклеточного матрикса [2]. Следовательно, профилактические воздействия, призванные остановить развитие рестеноза, должны быть направлены, прежде всего, на подавление пролиферации гладкомышечных клеток, то есть на снижение механического повреждения интимы в результате стентирования.

Поскольку в ходе стентирования коронарных артерий деформации сосуда (λ) (и его слоёв) достигают $\lambda=1,1\dots 2$, то деформации можно считать большими, что позволяет использовать для их формализованного представления моментную теорию цилиндрических оболочек. Кроме того, исследование только интимы сосуда, а не комплексного рассмотрения сосуда по всей его толщине, позволяет использовать именно теорию тонкостенных оболочек (ТТО), поскольку отношение толщины оболочки к её диаметру не превышает 20 [3].

Следует отметить, что при построении моделей органов и структур человеческого организма и коронарных артерий, в том числе, возникает проблема отличия допущений, принимаемых при решении технических задач и задач, связанных с биологическими объектами. Функционирование таких сложных систем, какими являются подвергаемые коррекции и реконструкции сосуды, возможно только при условии согласования характеристик, определяющих состояние каждого элемента системы. Их анализ должен строиться на единых принципах с учетом медицинских и технических аспектов, а сами биологические структуры и имплантаты должны быть биомеханически, биофизически и биохимически совместимы.

При расчете биологической структуры как трехмерного тела возникает необходимость рассмотрения неоднородного напряженного состояния. При оценке предельных состояний биологических структур, как правило, используют вошедшие в инженерную расчетную практику и представляющие удобство при решении многих задач: гипотезу энергии формообразования (при пластических деформациях) и гипотезы внутреннего трения и наибольших нормальных напряжений (при хрупком состоянии материала).

В биологических структурах необходимо учитывать не только допускаемые напряжения материала структуры, но и предельные напряжения, при которых структура сохраняет свои функции. Так, анализ баллонной дилатации и преддилатации артерий показывает, что при напряжении, превышающем 0,61 МПа, межбололочные пружинные конструкции медиального слоя разрушаются, и артерии, сохраняя свою целостность, функционально не соответствуют норме [4, 5].

Поскольку интиму сосуда, как и стент (без учёта конструкционных свойств), можно считать тонкостенной цилиндрической оболочкой, то для первоначального расчёта оценок механических параметров воспользуемся ТТО. При построении модели системы «интима-стент-интима» необходимо принять ряд допущений и условий, в том числе:

1. толщина интимы коронарной артерии в продольном и радиальном направлениях считается постоянной;
2. радиус кривизны оболочки сосуда мал, поэтому он не учитывается;
3. модуль упругости стенки интимы сосуда считается одинаковым по продольному и радиальному направлениям сосуда;
4. давление в продольном и радиальном направлениях сосуда считается одинаковым;
5. давление в сосуде рассматривается как постоянное с максимальным (инфляция сосуда) и минимальным (дефляция сосуда) значениями;
6. коэффициент Пуассона для стенки интимы считается постоянным в продольном и радиальном направлениях;
7. перемещения в интимае считаются осесимметричными.

Для моделирования системы «интима-стент-интима» необходимо решить систему дифференциальных уравнений (ДУ), поскольку для решения матричным методом необходим вывод двух матриц перехода от одного участка к другому. Вывод таких матриц трудоёмок и длителен, что может привести к возникновению ошибок, при которых возможна ошибка в результатах решения в 1-3 порядка. Кроме того, с точки зрения вычислительных затрат такой метод является менее предпочтительным, поскольку его решение занимает больше времени и оперативной памяти вычислительного устройства.

Приступая к записи системы ДУ и к её решению, необходимо корректно задать граничные условия (ГУ). Для интимы коронарных артерий характерны три вида ГУ (жёсткая заделка (ЖЗ), свободный край (СК) и шарнирное опирание (ШО)), которые будут использованы в проводимых расчетах. Важной особенностью является то, что для удобства расчётов расположение стента принимается симметричным относительно середины артерии, то есть длины первого и второго участков интимы равны. Кроме того, нагрузку считаем осесимметричной, а при переходе от одного участка сосуда к другому происходит сохранение величин механических параметров (радиальные и угловые перемещения, момент силы и перерезывающая сила). Эти допущения помогают сохранить смысловую нагрузку реальной коррекции при стеноза сосуда, упростив расчёты, необходимые для адекватного описания внутренней части стентированного сосуда. Механические параметры и геометрические характеристики, характерные для элементов системы (уравнения 1-4), представлены в табл. 1.

Таблица 1. Механические параметры и геометрические характеристики элементов системы «интима-стент-интима»

Механические параметры и геометрические характеристики	Единица измерения	Условное обозначение	Значение
Модуль упругости интимы	МПа	$E_{1,3}$	0,62
Модуль упругости стали	МПа	E_2	$2 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона интимы	-	$\mu_{1,3}$	0,4
Коэффициент Пуассона стали	-	μ_2	0,25
Внутреннее давление системы	Па	p	$6 \cdot 10^4$
Внутренний диаметр системы	мм	D	6
Толщина интимы	мм	$h_{1,3}$	0,2
Толщина стента	мм	h_2	0,1
Длина интимы	мм	$l_{1,3}$	10..23
Длина стента	мм	l_2	4..30
Граничные условия (левый край первого участка, правый край третьего участка)	-	Левый край	Правый край
		ЖЗ	ЖЗ
		ЖЗ	СК
		ШО	ШО

Для решения поставленной задачи необходимо составить систему ДУ, имеющих вид (z – продольная координата):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dU}{dz} = -\Theta; \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\frac{d\Theta}{dz} = \begin{cases} \frac{M}{D_{sol_{int}}}, z \in [0; l_1] \cup (l_1 + l_2; l_1 + l_2 + l_3]; \\ \frac{M}{D_{sol_{st}}}, z \in (l_1; l_1 + l_2]; \end{cases} \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dM}{dz} = Q; \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dz} = \begin{cases} -p + \frac{E_{1,3} h_{1,3}}{\frac{1}{4} D_{1,3}^2} U, & z \in [0; l_1] \cup (l_1 + l_2; l_1 + l_2 + l_3]; \\ -p + \frac{E_2 h_2}{\frac{1}{4} D_2^2} U, & z \in (l_1; l_1 + l_2]. \end{cases} \quad (4)$$

, где U – значение радиального перемещения в координате z , Θ – значение углового перемещения в координате z , M – значение момента силы в координате z , Q – значение перерезывающей силы в координате z .

Записав систему ДУ, решаем её в программной среде MathCad. При решении системы автоматически (в среде MathCad) применяемым методом «стрельбы» обнаруживается ошибка, связанная с невозможностью решить систему при модуле упругости стента не более $9,7 \cdot 10^8$, что, безусловно, не удовлетворяет постановке задачи (модули упругости применяемых на практике стентов превышают 10^{12}) [6]. Однако характер эпюр радиальных перемещений (которые вносят существенный вклад в проблему рестеноза) при всех трех типах рассматриваемых ГУ коррелируется с прогнозируемым.

Записанная система ДУ относится к жёстким, причём рост значений решения

является случайным нелинейным, поэтому для решения задачи воспользуемся методом «прогонки» (алгоритмом Томаса) с использованием одношагового метода с применением модифицированной формулы Розенброка второго порядка, который обеспечивает высокую скорость вычислений при низкой точности решения жёсткой системы ДУ [7, 8, 9]. Такой алгоритм является явным (не требуется решение нелинейных уравнений на каждом шаге), но пересчёт каждого шага требует численного определения функций $U(z)$, $\Theta(z)$, $M(z)$, $Q(z)$ и решения системы линейных уравнений (поскольку искомые компоненты системы ДУ входят в матричное уравнение в линейной комбинации) [10, 11]. Использование этого алгоритма для реализации метода «прогонки» обеспечит относительную быстроту вычислений [12, 13].

Анализируя результирующие эпюры (рис. 2) и метод их получения, можно говорить о том, что метод «прогонки» применим для расчёта системы «интима-стент-интима», но обладает существенным недостатком - для достижения минимальной точности необходимо большое время вычислений.

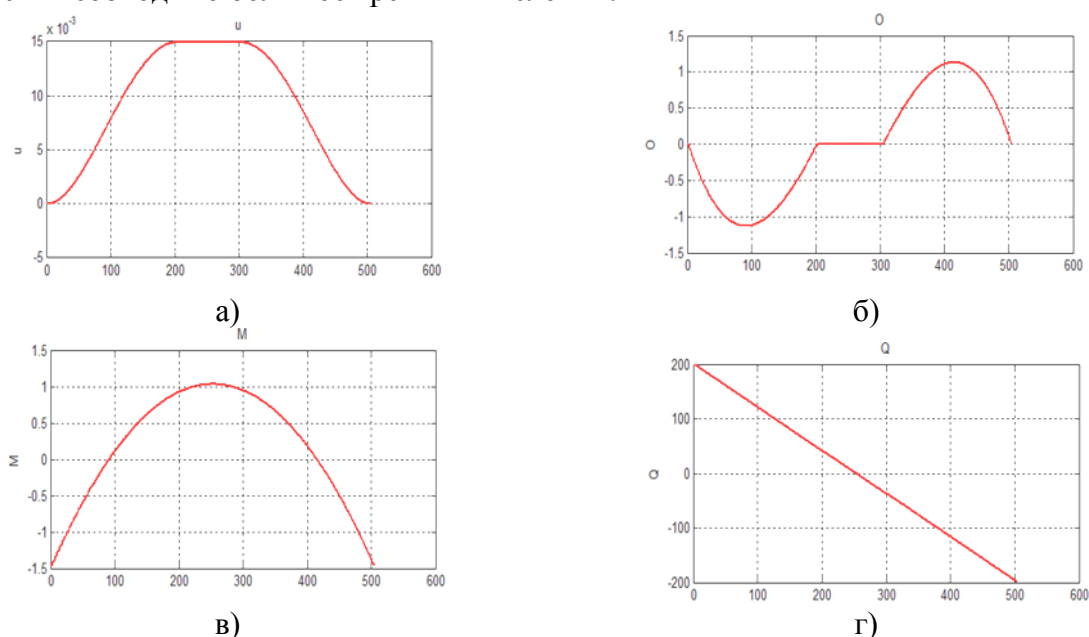


Рис.1. Эпюры радиальных(а) и угловых(б) перемещений, момента силы(в) и перерезывающей силы(г)

Рассматривая этот недостаток в совокупности с большим числом допущений, накладываемых на модель, необходимо сделать вывод о нерациональности использования ТТО для расчёта системы «интима-стент-интима» на основе решения системы ДУ как методом «прогонки», так и методом «стрельбы». С учётом современных методов вычислительной техники, можно сделать вывод о целесообразности решения данной системы с помощью метода конечных элементов в соответствующей программной среде, что позволит оптимизировать вычислительные затраты и повысить точность решения.

Литература

1. Farb, N., Segal, Z. V., Mayberg, H., Bean, J., McKeon, D., Fatima, Z., & Anderson, A. Attending to the present: Mindfulness meditation reveals distinct neural modes of self-reference. *Social Cognitive and Affective Neuroscience*. Vol. 2. 2007. P.313–322.
2. Willemsen, Oscar H. and Snel, Margot M.E. and Cambi, Alessandra and Greve, Jan and Grooth, Bart G. de and Figdor, Carl G. Biomolecular Interactions Measured by Atomic Force Microscopy. *Biophysical Journal*, 79 (6). 2000. P. 3267-3281.
3. Алексеев С.А. Основы теории мягких осесимметричных оболочек // Расчёт пространственных конструкций. 1965. С.5 – 37.
4. Li W., Bosch J., Zhong Y., van Urk H et al. Image segmentation and 3-D reconstruction of intravascular ultrasound images. New York: Plenum Press. 1993. P.489-496.
5. Migliavacca F., Petrini L., Montanari V. A predictive study of the mechanical behaviour of coronary stents by computer modeling // *Med Eng Phys*. 2005. V. 27. P. 13-18.

6. Парашин В.Б., Зарецкий А.П. Биомеханическое моделирование осесимметричного стеноза левой коронарной артерии // Российский журнал биомеханики. 2013. №2(60). С.21-30.
7. Абрамов А.А. О переносе граничных условий для системы линейных обыкновенных дифференциальных уравнений (вариант метода прогонки) // Вычислительная математика и математическая физика. 1961. №3. С.542 – 545.
8. Абрамов А.А., Андреев В.Б. О применении метода прогонки к нахождению периодических решений дифференциальных и разностных уравнений //Вычислительная математика и математическая физика. 1963. №3. С.377 – 381.
9. Зубанов А.М., Коконков Н. И., Ширков П. Д. Одностадийный метод Розенброка с комплексными коэффициентами и автоматическим выбором шага. // Математическое моделирование. 2011. Т.23, № 3, С.127–138.
10. Хайрер Э., Ваннер Г. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Жесткие и дифференциально-алгебраические задачи. М.: Мир. 1999. С.685.
11. Rosenbrock H. Some general implicit processes for numerical solution of differential equations // Computer J. 1963. vol. 5, № 4.P.329-330.
12. Лимонов А.Г., Альшин А.Б., Альшина Е.А. Автоматизированное символьное построение условий порядка для двухстадийных комплексных схем типа Розенброка. // Математическое моделирование. 2009. Т.21, №10. С.76-88.
13. Максимов И.Б., Столяр В.П., Богомолов А.В. Прикладная теория информационного обеспечения медико-биологических исследований. М.: Бином, 2013. 132 с.

**МЕТОД ИМПЕДАНСОМЕТРИЧЕСКОГО ИЗМЕРЕНИЯ
АКУСТИЧЕСКОГО РЕФЛЕКСА**
*ELECTRIC IMPEDANCE PROCEDURE FOR AN ACOUSTIC REFLEX
MEASUREMENT*

Е.А. Кондратьева¹ – студ., **А.Д. Котляр-Шапиров**¹ – студ., **С.П. Драган**² – к.т.н.,
заслуженный конструктор РФ, **А.В. Богомолов**³ – д.т.н., проф.

¹МГТУ им Н.Э.Баумана

²ГНЦ РФ ФМБЦ им А.И. Бурназяна

³ГНЦ РФ Институт медико-биологических проблем РАН

Abstract. The method of electric impedance research of an acoustic reflex assuming registration of an eardrum reaction in response to sound stimulation is considered. It is carried out by measurement of an acoustic impedance in external acoustical pass. Results of research the potential opportunities of a method by means of physical modeling (on the basis of Helmholtz's resonator) and natural experiments (with participation of testers volunteers) are presented.

Актуальность выбранной темы

В соответствии с современными представлениями информативным диагностическим критерием многих заболеваний органа слуха являются характеристики акустического рефлекса – одновременного рефлексорного сжатия мышц, связанных со слуховыми косточками среднего уха, при воздействии звуков [1-4].

Одним из наиболее информативных методов исследования барабанной перепонки, в интересах объективной диагностики нарушений слуха, является *акустическая рефлексометрия*, предполагающая регистрацию реакции барабанной перепонки на звуковую стимуляцию, по результатам измерения акустического импеданса в герметизированном наружном слуховом проходе при звуковой стимуляции двумя тонами: стимулирующим (вызывающим сокращение стременной мышцы) и зондирующим (используемым для фиксации изменений импеданса с помощью электроакустического моста) [2].

Цели исследования

Изучение особенности методики регистрации параметров импедансометрии двухмикрофонным методом, анализ практических результатов.

Основная часть

Для реализации импедансометрического исследования акустического рефлекса необходимо обеспечить распространение звуковой волны в волноводе постоянного сечения, герметично сочлененным с наружным слуховым проходом (НСП) [3-6]. Импеданс барабанной перепонки необходимо оценивать в комплексе с НСП и с устройством герметичного сочленения.

С этой целью представим устройство соединения волновода с НСП и барабанной перепонкой, как резонатор Гельмгольца: волновод заканчивается перфорированной панелью с диаметром отверстий 3 мм, горлом резонатора Гельмгольца является узкая трубка длиной 8 см с внутренним диаметром 3 мм, один конец которой соединен с перфорированным отверстием в волноводе, а на другом конце крепится силиконовая накладка, обеспечивающая герметичное соединение с НСП. Объемом резонатора Гельмгольца является НСП, заканчивающийся барабанной перепонкой. При проявлении акустического рефлекса барабанная перепонка натягивается, изменяя тем самым собственную резонансную частоту резонатора Гельмгольца, на основании чего оценивают акустический рефлекс.

Особенности измерения акустических импедансных характеристик

При помощи двух стандартных микрофонов, установленных стационарно на боковой поверхности волновода, измеряют уровни звукового давления и разность фаз между ними. По этим данным, на основании точного решения уравнения распространения звука, с учетом падающей и отраженной от препятствия волны, рассчитывают комплексный коэффициент отражения и компоненты импеданса перфорированной панели, установленной в конце волновода [1-2].

Рассмотрим волновод, оканчивающийся жесткой стенкой или резонансной системой, в котором распространяется монохроматичная звуковая волна, причем прямая и отраженная волна являются плоской. Два микрофона измеряют уровни звукового давления P_1 и P_2 , и разность фаз между ними $\Delta\varphi$. Все расстояния отсчитывают от первого – ближнего к источнику – микрофона (ось X направлена от источника), второй микрофон расположен на расстоянии $x=l_1$, а импедансная поверхность (перфорированная панель с резонатором Гельмгольца в виде НСП и барабанной перепонки) – на расстоянии $x=l_2$.

Звуковое давление в точках расположения микрофонов, как решение уравнения Эйлера вида $\rho dv/dt = -grad P$ без учета множителя $e^{i\omega t}$, имеет вид:

$$P_1 = P_0(1-r), P_2 e^{i\varphi} = P_0 e^{ikL} (1 - re^{2ikL}), \quad (1)$$

где P_0 – давление в падающей волне, r – комплексный коэффициент отражения $r = |r| e^{i\theta}$, θ – аргумент коэффициента отражения в месте расположения первого микрофона, k – волновое число, φ – разность фаз сигналов регистрируемых с двух микрофонов, L – расстояние между микрофонами.

$$|r| = \frac{\sqrt{\left[(N^2 - 1) + 4N^2 (\cos^2 kL + \cos^2 \varphi_{12}) - 4N(N^2 + 1) \cos \varphi_{12} \cdot \cos kL \right]}}{(N^2 + 1 - 2N \cos(kL + \varphi_{12}))},$$

$$\theta = \arctg \left(\frac{2N \sin kL (N \cos kL - \cos \varphi_{12})}{(N^2 + 1 - 2N \cos(kL + \varphi_{12}))} \right), \quad (2)$$

где $N = P_1/P_2$.

Компоненты импеданса резонатора Гельмгольца ($Z = R + jY$) через коэффициент (r) и угол (θ) отражения для каждой частоты рассчитывают следующим образом:

$$R = \frac{1 - r^2}{1 + r^2 + 2r \cdot \cos \theta}, \quad Y = \frac{-2r \sin \theta}{1 + r^2 + 2r \cdot \cos \theta}. \quad (3)$$

Коэффициент поглощения (α) определяют по величине коэффициента отражения:

$$\alpha = 1 - r^2. \quad (4)$$

С целью расширения возможностей метода для измерений звуковых полей полигармонического сигнала, необходимо в уравнения (1) ввести временной множитель $e^{i\omega t}$ и значения фаз для каждого микрофона φ_1 и φ_2 , т.е. рассматривать мгновенные значения давления:

$$P_1(t) = P_1 \cdot e^{i\omega t + \varphi_1} = P_0(1-r) \cdot e^{i\omega t}; \quad P_2(t) = P_2 \cdot e^{i\omega t + \varphi_2} = P_0 \cdot (1 - re^{2ikL}) \cdot e^{i(kL + \omega t)}. \quad (5)$$

Представляя мгновенные значения давления в комплексном виде, зависимости от $P_1(t)$ и $\varphi_1(t)$ будут иметь вид:

$$P_1(t) = [P_{1a}^2(t) + P_{1p}^2(t)]^{0.5}, \quad \varphi_1(t) = \arctg[P_{1p}(t)/P_{1a}(t)]. \quad (6)$$

Физическое моделирование

Для проверки эффекта изменения резонансной частоты резонатора Гельмгольца в зависимости от наличия акустического рефлекса (т.е. от натяжения барабанной перепонки) проведено физическое моделирование. В качестве модели наружного слухового прохода с барабанной перепонкой использовалась силиконовая трубка, длиной 2,5 см и диаметром 7 мм. Один конец трубки закрывали тонкой резиной, имитируя барабанную перепонку – регулируя натяжение резины, исследовано три варианта натяжения барабанной перепонки: без натяжения, слабое и сильное натяжение. После тонкой резины к силиконовой трубке крепили различные объемы, имитирующие объем среднего уха. Другой конец силиконовой трубки подсоединяли к «горлу» резонатора – к узкой трубке длиной 8 см с внутренним диаметром 3 мм, присоединенной к окончанию волновода.

В волновод подавали полигармонический сигнал с диапазоном частот от 275 до 575 Гц и шагом 25 Гц. По формулам (2–4) на каждой частоте определяли коэффициент поглощения (α), резистанс (R) и реактанс (Y).

При слабом натяжении тонкой резины резонансная частота составила 300 Гц, при среднем натяжении – 335 Гц, при сильном натяжении – 372 Гц, и при «жестком дне» – 500 Гц. Отличие расчетной (518 Гц) и экспериментально зарегистрированной (500 Гц) резонансной частоты для жесткого дна свидетельствует о высокой точности измерения (погрешность не превышает 5%).

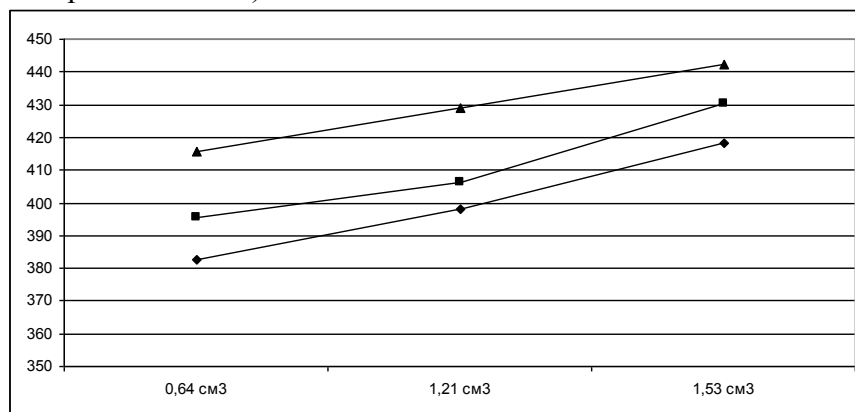


Рисунок 1 – Изменение резонансной частоты в зависимости от натяжения тонкой резины являющейся моделью НСП для разных объемов среднего уха: по оси абсцисс – объем среднего уха, см³, по оси ординат – резонансная частота, Гц, ромб – слабое натяжение тонкой резины, квадрат – среднее натяжение, треугольник – сильное натяжение.

Диапазон изменения резонансных частот в зависимости от натяжения и присоединенных объемов уменьшался, а с увеличением натяжения тонкой резины резонансная частота резонатора увеличивалась (рис. 1).

Натурные исследования

Исследование акустического рефлекса проведено на двух испытуемых – добровольцах при контралатеральной стимуляции. Вначале измерялись импедансные характеристики на обоих ушах в отсутствие стимуляции с использованием полигармонического сигнала. Диапазон частот от 275 до 575 Гц (с шагом 25 Гц), при общем уровне звукового давления (УЗД) 75 дБ – в этом случае барабанная перепонка остается в покое (процедура одного исследования составляет 10 секунд). Затем контралатерально (в наружный слуховой проход второго уха) подавали звуковой стимул с тремя УЗД: 75, 85 и 95 дБ. Результаты измерений обрабатывали по формулам (3–4).

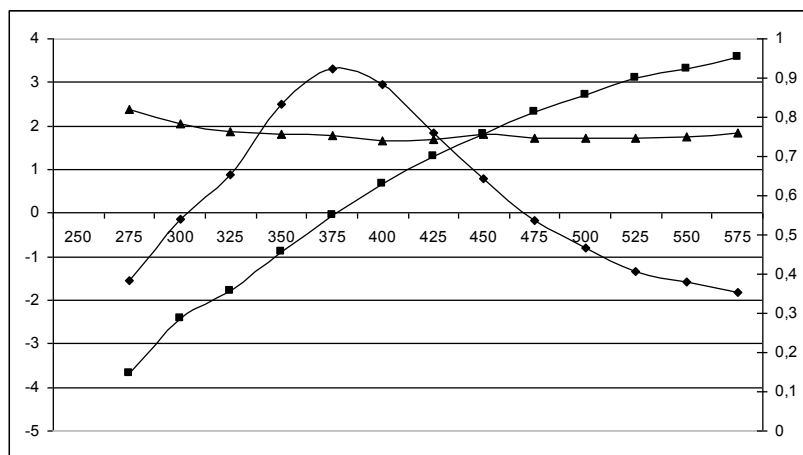


Рисунок 2 – Частотные зависимости импедансных характеристик НСП с барабанной перепонкой: по оси абсцисс – резонансная частота, Гц, по оси ординат: левая ось – резистанс и реактанс, условные единицы, правая ось – коэффициент поглощения, безразмерные единицы; ромб – коэффициент поглощения, квадрат – реактанс, треугольники – резистанс.

Далее в НСП другого уха подавали звуковой стимул - барабанная перепонка натягивалась, что сопровождалось увеличением резонансной частоты, то есть регистрировали акустический рефлекс. Наиболее наглядно это проявляется при анализе частотных зависимостей реактанса для разных уровней стимула (рис. 3).

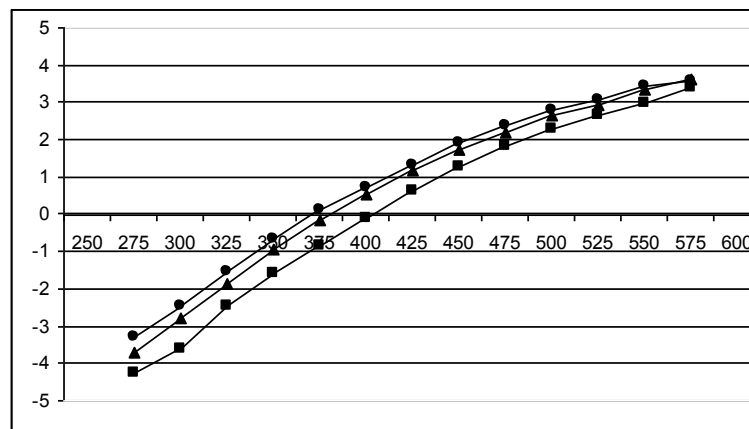


Рисунок 3 – Частотные зависимости реактанса при трех уровнях контралатеральной стимуляции: по оси абсцисс – резонансная частота, Гц, по оси ординат – реактанс, условные единицы, ромб – стимул с УЗД=75 дБ, треугольник – стимул с УЗД=85 дБ, квадрат – стимул с УЗД=95 дБ.

С увеличением УЗД стимулирующего сигнала кривые реактанса и коэффициента поглощения (рис. 3) практически параллельно сдвигаются вправо по частоте. Таким образом, имеется возможность производить прямые измерения акустического рефлекса и тем самым осуществлять дифференциальную диагностику состояния органа слуха. Отмеченное уменьшение резистанса НСП, по-видимому, объясняется проявлениями акустического рефлекса в изменении кровенаполнения микроциркуляторного русла барабанной перепонки и НСП, что расширяет возможности для дифференциальной диагностики патологий органа слуха. Для проверки этой гипотезы необходимы полномасштабные клинические испытания.

Следует отметить, что при длительном воздействии высокоинтенсивным звуком акустический рефлекс пропадает и восстанавливается только через длительный интервал времени.

Таблица 1 – Результаты измерений акустического рефлекса

Номер испы­тателя	Номер измерения	УЗД стимули­рующего сигнала, дБ	Правое ухо			Левое ухо		
			$f_{рез}$, Гц	α , ед.	R , ед.	$f_{рез}$, Гц	α , ед.	R , ед.
1	1	0	405	0,90	1,86	421	0,88	2,01
		75	405	0,88	2,00	419	0,85	2,19
		85	408	0,89	1,90	428	0,87	2,09
		90	416	0,93	1,60	454	0,94	1,59
	2	0	407	0,89	1,91	424	0,86	2,17
		75	408	0,89	1,92	421	0,86	2,15
		85	418	0,92	1,69	433	0,89	1,94
		90	439	0,95	1,37	455	0,94	1,58
2	1	0	397	0,93	1,66	374	0,94	1,64
		75	384	0,91	1,72	369	0,91	1,74
		85	391	0,91	1,72	378	0,92	1,73
		90	393	0,95	1,50	389	0,94	1,51
	2	0	403	0,92	1,73	371	0,93	1,64
		75	394	0,92	1,71	372	0,93	1,70
		85	417	0,94	1,54	381	0,93	1,65
		90	427	0,96	1,46	403	0,96	1,37

Результаты измерений (табл. 1) свидетельствуют, что при контралатеральной стимуляции обеих ушей, в зависимости от УЗД стимулирующего сигнала, увеличивается резонансная частота (диапазон ее изменения частоты зависит от индивидуальных особенностей) и уменьшается резистанс НСП (это не отмечалось при моделировании).

Заключение

После проведения клинических испытаний и установления четких диагностических критериев, можно говорить о том, что разработанный метод импедансометрического исследования акустического рефлекса можно использовать в интересах ранней диагностики профессиональной сенсоневральной тугоухости. В частности, использование в медицинских кабинетах предрейсовых осмотров водителей, машинистов локомотивных бригад, пилотов и т.д., а также в интересах экспертизы акустической эффективности средств индивидуальной или коллективной защиты от шума и для установления зон безопасности личного состава при испытаниях новой техники.

Литература

1. Бегун П.И., Као Л.Д. Математическое моделирование и исследование барабанной перепонки в норме и при патологиях среднего уха // Российский журнал биомеханики. 1999. Т. 3. № 2. С. 12.
2. Мареев Г.О., Мареев О.В. Диапазон смещений барабанной перепонки в норме и при различной патологии уха // Кубанский научный медицинский вестник. 2012. № 1. С. 114-118.
3. Драган С.П., Богомолов А.В. Метод неинвазивной диагностики состояния барабанной перепонки с использованием зондирующих полигармонических звуковых сигналов // Медицинская техника. 2014. № 5. С. 00-00.
4. Лебедева И.В., Драган С.П. Определение акустических характеристик в трубах с помощью двух микрофонов // Измерительная техника. 1988. № 8. С. 52.
5. Драган С.П., Лебедева И.В. Определение интенсивности плоской звуковой волны // Акустический журнал. 1992. № 2. С.174-178.
6. Драган С.П., Богомолов А.В., Бушманов А.Ю., Григорьев О.А., Ерофеев Г.Г. Устройство для неинвазивного исследования барабанной перепонки. Патент на полезную модель RU №139254, заявл. 03.02.2014, опубл. 10.04.2014, бюлл. № 7. 2 с.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ АНТРОПОМОРФНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ
ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ РУКИ ЧЕЛОВЕКА**
*DESIGN OF THE ANTHROPOMORPHIC SYSTEM FOR RESEARCH OF THE
KINEMATICS OF THE HUMANS HAND*

Р.В. Олейник - аспирант

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики

Abstract. This article focuses on biomechanical studies, in particular, the description of the motion of the upper limbs in terms of human biomechanics, and achievements in the field of upper limb prosthetics. The main advantages and disadvantages of existing bionic prostheses were considered. In connection with what the basic requirements for the designed system were derived. On the basis of the formulated requirements an anthropomorphic system has been developed and designed to describe the motion of the man's hand. The article details the principles of controlling system and further ways of development.

Объектом исследований в данной работе является кисть человека. До сих пор считается, что человеческая кисть является самым лучшим "биоманипулятором" среди аналогичных приспособлений позвоночных животных. Причем она одновременно и самый универсальный манипулятор — мы можем совершать с ее помощью множество разнообразных и одновременно высокоточных движений. Эволюция потратила тысячелетия на то, чтобы довести это весьма полезное устройство до совершенства, хотя, без сомнения, люди и сами ей в этом помогали. Традиционная точка зрения по поводу формирования этой части тела выглядит так: унаследовав от древесных предков гибкую и приспособленную к хватательным движениям кисть, древние люди начали использовать ее для манипуляций с предметами в процессе изготовления орудий труда. Это способствовало развитию гибкости пальцев и ладони, а также противопоставлению большого пальца всем остальным. В какой-то момент естественный отбор стал благоприятствовать особям с именно такой кистью, и, обеспечивающие подобное строение данной части тела, гены стали доминирующими в человеческой популяции. Проще говоря, еще со времен Фридриха Энгельса ученые считали, что развитие кисти шло по пути повышения ее способности к манипуляции с предметами.

Непосредственно, задачей, которая была поставлена, является проектирование антропоморфного механического манипулятора на основе встроенного микроконтроллера и системы управления им с целью описания движения кисти человека. Суть исследования состоит в изучении процесса управления движением сервоприводов манипулятора, по средствам удаленной передачи данных, фиксируемых с движущейся человеческой кисти и дальнейшей их обработке.

В работе были рассмотрены методы и способы биомеханических исследований, существующие проблемы в области протезирования, а также механизм движений верхних конечностей. Исходя из полученных сведений, можно подвести итог: большинство бионических протезов на сегодняшний день имеет существенно высокую стоимость, а также недостатки в виде отсутствия или неполноценности обратной связи между протезом и человеком.

В качестве метода описания движения верхней конечности человека в данной работе решено использовать анализ с помощью механической модели кисти, управляющего манипулятора с тензорезистивными датчиками в качестве чувствительных элементов и необходимых программных пакетов.

В ходе работ была спроектирована, запрограммирована и испытана рука-манипулятор, в основе управляющей схемы которой находится микроконтроллер ArduinoUno.

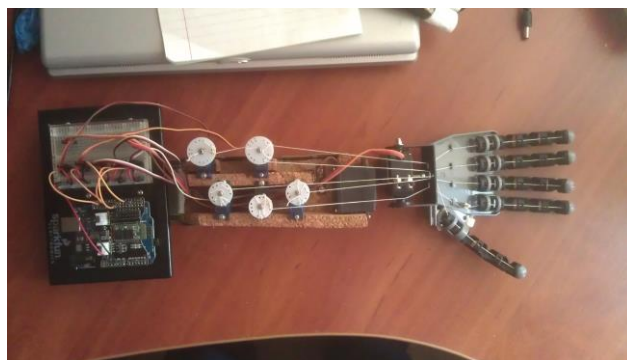


Рисунок 1. «Механическая модель».

«Рука» представляет собой пятипалую «кисть» с подвижными «пальцами» из полимера (резины), «ладонь» из пластика, «запястье» являющееся кронштейном из двух соединённых сервоприводов, а также «предплечье», выполненное в домашних условиях из алюминиевого профиля и деревянных подкладок. Каждый «палец» привязан натянутым тросиком к отдельному сервоприводу, в свою очередь, сервоприводы закреплены в «предплечье» и подключены к управляющей плате (ArduinoUno). На управляющей плате установлен дополнительный элемент, так называемый Bluetooth-адаптер, на который поступает управляющий сигнал от «управляющей перчатки».



Рисунок 2. «Управляющая перчатка».

Перчатка является обычной бытовой перчаткой с нашитыми на неё гибкими датчиками, или же тензорезисторами. Каждому пальцу, соответствует свой датчик. Датчики подключены к управляющей плате, как и в случае механической «руки» Arduino Uno, на которую, в свою очередь, установлен Bluetooth Shield фирмы Seeeduno. Аналоговый сигнал датчиков передаётся на плату, с платы сигнал поступает в Bluetooth-модуль, а оттуда, без взаимодействия с компьютером, в Bluetooth-приёмник на механической «руке».

Система управления устройством представляет собой два микроконтроллера, первый из которых отвечает за прием, обработку и передачу по беспроводному каналу связи данных получаемых от тензодатчиков, а второй — за прием обработанных данных и отправки управляющего сигнала в сервоприводы, отвечающие за движение механической модели.

Рассмотрим подробнее первую часть системы, то есть так называемую «Управляющую перчатку». Пять датчиков подключены к аналоговым выходам контроллера, питанию и земле. Аналоговый сигнал представляет собой напряжение в цепи, которое регистрирует контроллер. В процессе изгиба датчиков, то есть их деформации происходит изменение сопротивления в цепи, из-за этого меняется напряжение. На входе контроллера появляется значение напряжения, изменяющееся в некоем диапазоне соответственно деформации каждого датчика. Полученные таким образом данные обрабатываются, и им присваивается значение угла поворота для дальнейшей передачи в сервоприводы. Обработанные данные отправляются через последовательный порт сначала в Bluetooth-модуль, а после по заранее запрограммированному каналу связи между парными модулями во второй контроллер.

Теперь перейдем ко второй части — «Механической модели». Поступивший сигнал от первого устройства передается через беспроводной канал связи, затем сразу же отправляется в сервопривод. Для работы с сервоприводами используются специальные библиотеки в программном коде. Получив данные в виде готовых значений углов поворота, сервоприводы выполняют движение, то есть тянут тросики. В следствие этого «пальцы» начинают сгибаться-разгибаться соответственно заданному значению угла.

В итоге, в данной работе был исследован механизм движений верхней конечности человека на основе методов биомеханики. Также был сделан подробный обзор существующих на данный момент бионических протезов и рассмотрены наиболее современные системы со своими преимуществами и недостатками, в результате чего сформулированы требования к разрабатываемой системе и выбраны необходимые устройства.

Благодаря полученным сведениям была спроектирована конструкция, создан макет механической модели руки человека, а также разработана система управления созданной моделью. В основе управляющей системы находятся микроконтроллеры, для которых был разработан алгоритм, написана и испытана программа в среде программирования Arduino.

В качестве дальнейших путей развития системы можно указать разработку способов передачи обратного сигнала человеку, с целью повышения управляемости механической модели, то есть оснащение системы функциями обратной связи, а также улучшение конструкции и дизайна для обеспечения большего подобия руке человека и обеспечение компактности устройства. Также можно рассмотреть такие варианты улучшений, как использование сервоприводов постоянного вращения, двигателей постоянного тока или, например, пневмомускулов. Отдельно можно выделить такое улучшение системы управления, как обеспечение управления механической моделью посредством нейроимпульсов, так как не исключен вариант использования разработанного манипулятора и системы управления в создании бионического протеза.

Литература

1. Биомеханика двигательного аппарата человека/Зацисорский В.М., Аруин А.С., Селуянов В.Н. – М.: Физкультура и спорт. 1981. - 143 с., ил. – (Наука - спорту).
2. Основы биомеханики/Бранков Г.: [Пер. с болгарского] Джупанова В., [Под редакцией] Кнетса И.В. – М.: Издательство "Мир" Москва 1981 – 256 с.: ил.
3. Соммер У. — Программирование микроконтроллерных плат Arduino/Freduino — Спб.: БХВ-Петербург, 2012. 256 с. ил — (Электроника) ISBN 978-5-9775-0727-1
4. Методы биомехатроники тренажёра руки человека / А.К.Платонов [и др.] // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2012. № 82. 40 с.
URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2012-82>

**ГИПЕРКОМПЛЕКСНЫЕ ЧИСЛОВЫЕ СИСТЕМЫ И
АЛГЕБРАИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ФЕНОМЕНОВ ГЕНЕТИЧЕСКОГО
НАСЛЕДОВАНИЯ В БИОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**
*HYPERCOMPLEX NUMBER SYSTEMS AND ALGEBRAIC MODELS OF THE
GENETIC INHERITANCE PHENOMENA IN BIOMECHANICAL SYSTEMS*

В.И. Свирин - аспирант
ФГБУН

Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН

Abstract. The article is about application of Hypercomplex Number Systems (HNS) with an associative multiplication is appropriate to construct algebraic models of the genetic inheritance phenomena. Also there is an algorithm for constructing the matrix representations of several HNS.

Все системы живых организмов, включая и биомеханические, предаются потомкам. Следовательно, они должны быть так или иначе согласованы с системой генетического кодирования живых организмов. В рамках исследований проводимых в отделе «Вибрационная биомеханика» Института Машиноведения им. А.А. Благонравова Российской Академии Наук была выявлена связь системы генетического кодирования с многомерными гиперкомплексными числовыми системами (ГЧС), среди которых широко распространенные как в механики, так и в физике вообще, кватернионы Гамильтона, а также сплит-кватернионы Кокла. Данная связь была обнаружена С.В. Петуховым на основе применения матричных методов теории помехоустойчивого кодирования цифровых дискретных сигналов и подробно описана в его работах [1,2] и др. В частности он пишет: “Система молекулярно-генетических алфавитов, общая для всех живых организмов, своими алгебраическими свойствами подсказывает новый – алгебраический – путь познания живой материи и развития алгебраической биологии, связанной с гиперкомплексными числами. Живая материя, обеспечивающая передачу наследственной информации по цепи поколений, предстает информационной сущностью, глубоко алгебраичной по своей природе”. Поэтому представляется целесообразным использовать ГЧС для алгебраического моделирования феноменов генетического наследования в биомеханических системах.

Все ГЧС, связь которых была выявлена с системой генетического кодирования, являются ГЧС с ассоциативным законом умножения, т.к. имеют матричные представления. Данные матричные представления были обнаружены при рассмотрении матриц $[C T; A G]^{(n)}$ с учетом биохимических свойств азотистых оснований (здесь A – аденин, G – гуанин, T – тимин и C – цитозин, $^{(n)}$ – кронекеровское возведение в степень) и вырожденности генетического кода. Например, при исследовании матрицы $[C T; A G]^{(2)}$ были построены числовые матрицы, которые соответствовали матричным представлениям, кватернионов Гамильтона и сплит-кватернионов Кокла. При рассмотрении матрицы $[C T; A G]^{(3)}$ были построены числовые матрицы, которые соответствовали матричным представлениям, бикватернионов Гамильтона, а также бисплит-кватернионов Кокла. (более подробно см. [3]) Бикватернионы Гамильтона – это кватернионы Гамильтона заданные над алгеброй комплексных чисел. Таблица умножения базисных элементов бикватернионов Гамильтона приведена в таблице 1. Бисплит – кватернионы Кокла – это сплит – кватернионы Кокла заданные над алгеброй двойных чисел. Таблица умножения базисных элементов бисплит – кватернионов Кокла приведена в таблице 2.

В [4] рассмотрены числовые представления матриц $[C T; A G]^{(n)}$ – матрицы водородных связей. Матрицы водородных связей - это матрицы вида $[3 2; 2 3]^{(n)}$. Эти матрицы интересны тем, что при извлечении квадратного корня из матриц водородных связей возникают матрицы, элементами которых равны степени золотому сечению ϕ ($\phi =$

$(1+\sqrt{5})/2$) возведенному в целые степени. Т.е. возникают матрицы вида $[\varphi \varphi^{-1}; \varphi^{-1} \varphi]^{(n)}$, условно назовем их «золотыми» матрицами. Рассмотрим матрицы вида $[1 -1, -1 1]^{(n)}$, которые состоят из логарифмов элементов «золотых» матриц. При диадосдвиговой декомпозиции (более подробно о диадосдвиговой декомпозиции матриц см. например в [3]) этих матриц возникает набор из n разреженных матриц, при перемножении которых оказывается, что любое попарное произведение матриц из этого набора равно матрице из этого же набора, с точностью до знака. То есть любая матрица из данного кронекеровского семейства матриц является матричным представлением гиперкомплексного числа с единичными коэффициентами при базисных элементах. Таблица умножения базисных элементов для случая $[1 -1, -1 1]^{(3)}$ приведена в таблице 3.

	h₀	h₁	h₂	h₃	h₄	h₅	h₆	h₇
h₀	h ₀	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇
h₁	h ₁	-h ₀	h ₃	-h ₂	h ₅	-h ₄	h ₇	-h ₆
h₂	h ₂	h ₃	-h ₀	-h ₁	h ₆	h ₇	-h ₄	-h ₅
h₃	h ₃	-h ₂	-h ₁	h ₀	h ₇	-h ₆	-h ₅	h ₄
h₄	h ₄	h ₅	-h ₆	-h ₇	-h ₀	-h ₁	h ₂	h ₃
h₅	h ₅	-h ₄	-h ₇	h ₆	-h ₁	h ₀	h ₃	-h ₂
h₆	h ₆	h ₇	h ₄	h ₅	-h ₂	-h ₃	-h ₀	-h ₁
h₇	h ₇	-h ₆	h ₅	-h ₄	-h ₃	h ₂	-h ₁	h ₀

Таб. 1 Таблица умножения базисных элементов бикватернионов Гамильтона

	r₀	r₁	r₂	r₃	r₄	r₅	r₆	r₇
r₀	r ₀	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇
r₁	r ₁	r ₀	r ₃	r ₂	r ₅	r ₄	r ₇	r ₆
r₂	r ₂	r ₃	-r ₀	-r ₁	r ₆	r ₇	-r ₄	-r ₅
r₃	r ₃	r ₂	-r ₁	-r ₀	r ₇	r ₆	-r ₅	-r ₄
r₄	r ₄	r ₅	-r ₆	-r ₇	r ₀	r ₁	-r ₂	-r ₃
r₅	r ₅	r ₄	-r ₇	-r ₆	r ₁	r ₀	-r ₃	-r ₂
r₆	r ₆	r ₇	r ₄	r ₅	r ₂	r ₃	r ₀	r ₁
r₇	r ₇	r ₆	r ₅	r ₄	r ₃	r ₂	r ₁	r ₀

Таб. 2 Таблица умножения базисных элементов бисплит-кватернионов Кокла

Также [4] рассмотрены гиперкомплексные числа являющиеся расширением двойных чисел – гиперболические матрионы. В [4] предложен блочно-фрактальный алгоритм построения матричных представлений гиперболических матрионов. В этой же статье предложен иной алгоритм построения матричных представлений выше упомянутых гиперкомплексных чисел.

Итак, алгоритм построения матричных представлений гиперболических матрионов:

1. Задается 1- ая строка: Начинается с единицы, остальные элементы строки заполняются в произвольном порядке +1 или -1
2. Задается i -ая строка ($i = 2, 3, \dots, 2^n$, где n – натуральное число):
 - a. Совпадает с первой, если на i –ой позиции в первой строке стоит +1.
 - b. Совпадает с первой строкой, умноженной на -1, если на i –ой позиции в первой строке стоит -1
3. Полученная матрица подвергается диадосдвиговой декомпозиции, в результате получается набор базисных элементов, с помощью которого строится матричное представление любого гиперболического матриона, оно будет являться линейной комбинацией базисных элементов.

В таблице 4 приведена таблица умножения базисных элементов гиперболического матриона при $n = 3$. Случай $n = 3$ особенно важен, т.к. матрица $[C T; A G]^{(3)}$ матрицей

триплетов, а именно триплеты кодируют аминокислоты, из которых в свою очередь состоят бели живых организмов.

	X₀	X₁	X₂	X₃	X₄	X₅	X₆	X₇
X₀	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	X ₇
X₁	X ₁	X ₀	-X ₃	-X ₂	-X ₅	-X ₄	X ₇	X ₆
X₂	X ₂	-X ₃	-X ₀	-X ₁	-X ₆	X ₇	-X ₄	X ₅
X₃	X ₃	-X ₂	-X ₁	X ₀	X ₇	-X ₆	-X ₅	X ₄
X₄	X ₄	-X ₅	-X ₆	X ₇	X ₀	-X ₁	-X ₂	X ₃
X₅	X ₅	-X ₄	X ₇	-X ₆	-X ₁	X ₀	-X ₃	X ₂
X₆	X ₆	X ₇	-X ₄	-X ₅	-X ₂	-X ₃	X ₀	X ₁
X₇	X ₇	X ₆	X ₅	X ₄	X ₃	X ₂	X ₁	X ₀

Таб. 3 Таблица умножения базисных элементов

	m₀	m₁	m₂	m₃	m₄	m₅	m₆	m₇
m₀	m ₀	m ₁	m ₂	m ₃	m ₄	m ₅	m ₆	m ₇
m₁	m ₁	m ₀	m ₃	m ₂	m ₅	m ₄	m ₇	m ₆
m₂	m ₂	m ₃	m ₀	m ₁	m ₆	m ₇	m ₄	m ₅
m₃	m ₃	m ₂	m ₁	m ₀	m ₇	m ₆	m ₅	m ₄
m₄	m ₄	m ₅	m ₆	m ₇	m ₀	m ₁	m ₂	m ₃
m₅	m ₅	m ₄	m ₇	m ₆	m ₁	m ₀	m ₃	m ₂
m₆	m ₆	m ₇	m ₄	m ₅	m ₂	m ₃	m ₀	m ₁
m₇	m ₇	m ₆	m ₅	m ₄	m ₃	m ₂	m ₁	m ₀

Таб. 4 Таблица умножения базисных элементов гиперболического матриона

В заключении стоит отметить, что на данной стадии исследований стоит задача классификации обнаруженных ГЧС. Свойства разных ГЧС могут существенным образом отличаться друг от друга, что влияет на использование этих систем для моделирования в науке и технике. Поэтому на первый план выходит задача классификации ГЧС[5]. В настоящей статье приведена лишь часть ГЧС выявленных в ходе исследования системы генетического кодирования. Классификация ГЧС необходима для понимания того каким образом их можно применить в алгебраическом моделировании феноменов генетического наследования в биомеханических системах и каких именно феноменов.

Литература

1. Петухов С.В. Гиперкомплексные числа и алгебраическая система генетических алфавитов. Элементы алгебраической биологии / Гиперкомплексные числа в геометрии и физике, №2 (16), том 8, 2011, с. 118-139.
2. Stepanian I.V., Petoukhov S.V., Pleshakov K.V. The analysis of the nucleotide sequences on base of functions by Walsh and Rademacher.- Proceedings of the International conference «The problem of the origin of life», Moscow, 22-26 September, 2014, p. 58.
3. Petoukhov, S.V. (2012) The genetic code, 8-dimensional hypercomplex numbers and dyadic shifts. (7th version from January, 30, 2012), <http://arxiv.org/abs/1102.3596>
4. Петухов С.В. Матричная генетика, алгебры генетического кода, помехоустойчивость. – М. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2008. – 316с.
5. Синьков М.В., Бояринова Ю.Е., Калиновский Я.А. Конечномерные гиперкомплексные числовые системы. Основы теории. Применения. – К.: ИПРИ НАН Украины, 2010. – 389с.

СРЕДСТВА РАЗРАБОТКИ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ ЗАДАЧ БИОМЕХАНИКИ *SOFTWARE DEVELOPMENT FOR PROBLEMS OF BIOMECHANICS*

И.В. Степанян – д. б. н., К.В. Плешаков – аспирант
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The report discusses general issues, the logic and architecture of software development for solving the problems in the field of biomechanics. A powerful web framework Django, which was used to create an interactive directory "Occupational risk" medtrud.com considered. Development microcontroller platforms for biomechanical manipulators discussed.

Значительные результаты в области биомеханики были получены с применением компьютерного и нейросетевого моделирования биомеханических систем на основе специализированного программного обеспечения. При этом, круг задач биомеханики весьма разнообразен.

Для разработки программного обеспечения для задач биомеханики нами был успешно применен мощный свободный фреймворк Django для веб-приложений на высокоуровневом языке Python. Эта платформа использовалась при разработке интерактивного директория-справочника «Профессиональный риск (ПР)», размещенного в интернете по адресу medtrud.com. Редакторы-составители: академик РАН Н.Ф. Измеров, проф. Э.И.Денисов, д.б.н. И.В.Степанян. Справочник был одобрен на Бюро Отделения профилактической медицины Российской академии медицинских наук (Постановление №18, протокол №6 от 13.05.2011).

Комплекс программ справочника medtrud.com позволяет в реальном масштабе времени вводить и изменять данные о человеке, его условиях труда с учетом уровня вредного (или опасного) фактора, пола, возраста и стажа работы и оперативно в режиме онлайн получать результаты расчетов и оценок, а также рекомендации. Справочник является директориумом, где каждая модель содержит фактор (или клинический исход) с алгоритмом решения задачи и даёт оценку профессионального риска в виде прогноза вероятности нарушений здоровья от действия вредных факторов в системе человек-машина-среда.

Программа на Django строится из одного или нескольких Python-приложений. Python — высокоуровневый язык программирования с динамической типизацией и удобными структурами данных, ориентированный на повышение производительности разработчика и читаемости кода. Синтаксис ядра Python минималистичен. В то же время стандартная библиотека включает большой объём полезных функций [1]. Для работы с базой данных используется встроенный в Django ORM, в котором модель данных описывается классами на языке Python [2].

С применением технологий биоинформатики (в широком смысле) получены некоторые новые знания путем построения специфических нейросетевых моделей, анализа их структуры, моделирования и доступа к ним через сеть интернет. Важно отметить, что характерной чертой нейросетевой технологии исследований является принцип доказательности.

С помощью прогностических моделей [3] в настоящее время по стандартам ИСО и данным литературы можно прогнозировать развитие около ¾ профзаболеваний от шума, вибрации, микроклимата и др., а также ряда болезней сердечнососудистой, нервной систем и др., связанных с работой. Соответствующие методические разработки реализованы в виде пакета компьютерных программ в Электронном интерактивном директории-справочнике «Профессиональный риск».

Общими с методической точки зрения являются программы оценки индекса профессионального риска «ОИПР» и оценки связи болезней с работой «СОС». Программа «ОИПР» обобщает данные аттестации рабочих мест по условиям труда в виде

одночислового показателя априорного риска для цеха или организации. Это нормированная взвешенная сумма степенных функций риска, согласованная со шкалой гигиенических критериев Руководства Р 2.2.2006-05 и со шкалой страховых тарифов по классам профессионального риска, установленной ФСС РФ.

Программа «Шум (Ш)» позволяет рассчитывать вероятность профессиональных потерь слуха от шума с учетом его уровня, стажа работы и возраста работника в виде квантильных оценок распределения по стандарту ИСО 1999-1990 или определения вероятности потери слуха для разных степеней по ГОСТ 12.4.062-78.

Программа «Локальная вибрация (ЛВ)» рассчитывает вероятность вибрационной болезни (ВБ) при действии ЛВ в зависимости от её уровня и стажа работы для разной выраженности нарушений по трём моделям: для синдрома «белых пальцев» по стандарту ГОСТ (ИСО), а также для ВБ I степени и I-II степени по отечественной классификации ВБ. Приведены также меры профилактики.

Общая вибрация (ОВ) – вибрация, передающаяся через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека. ОВ рабочего места - это механические колебания и удары (толчки), которые вызывают перемещение тела в пространстве и/или относительное движение его частей, обуславливающие деформации тела, особенно позвоночного столба, приводящие к его микротравматизации. Программа рассчитывает вероятность ВБ при действии ОВ по отечественным моделям [4] для разной выраженности вибрационных нарушений в зависимости от уровня вибрации и стажа работы. Результаты расчетов приводятся в виде интервальных оценок вероятности нарушений. Приведены также меры профилактики.

Работа стоя является сильным фактором риска развития варикозного расширения вен (ВРВ) нижних конечностей. Распространенность ВРВ в некоторых профессиях достигает 30-50% [5]. Полученные данные близки к значениям этиологической доли вклада ортостаза в развитие ВРВ.

Оценка связи боли в спине с работой (БС). Программа рассчитывает значение этиологической доли EF (%%) для факторов риска, проводит оценку причинно-следственной связи (каузации) БС с работой и дает вероятностную оценку категории БС как нарушения здоровья. Рассчитаны стандартизованные величины распространенности в неподверженной популяции и отношения шансов OR для каждого фактора риска: подъем или перемещение грузов вручную, наклоны или повороты туловища, общая вибрация, низкая удовлетворенность трудом, возраст (до 35, 35-45 и свыше 45 лет). Модель влияния факторов условий труда на неспецифические БС создана методом доказательной медицины – мета-анализа [6] на основе свыше 40 эпидемиологических работ.

Прогнозирование связи развития врожденных пороков у детей с факторами риска, воздействующими на родителей. Программа позволяет автоматизировать статистическую обработку данных о родителях и позволяет выявлять риск развития врожденной патологии у будущего ребенка. В результате выполнения программы может быть получен индивидуальный прогноз риска развития ВПР у ребенка, что является основой для разработки мер профилактики и снижения рисков развития ВПР. Программа прогнозирует ВПР на основе учитываемых 40 параметров, таких как: социальные факторы, условия труда, заболеваемость родителей и другие факторы риска. Для определения степени связи ВПР с факторами риска, воздействующими на родителей строится прогнозная модель на основе нейросетевой кластеризации.

Разработан алгоритм оценки и управления профессиональным риском на примере формирования болезней органов дыхания при экспозиции аэрозолей преимущественно фиброгенного действия и пыли. Он реализован в виде интернет-программы для кафедры медицины труда Первого Московского государственного медицинского университета им. И.М. Сеченова.

Проанализированы биоинформационные аспекты и перспективы медико-социальной реабилитации для восстановления двигательных функций. Разработанный

нами матричный подход [7] перенесен на нарушения здоровья для их профилактики на примере медико-социальной двигательной реабилитации и нейропротезирования. Исследуемый нейрокибернетический подход к нейроинженерии и биопротезированию базируется на теории функциональных систем академика П.К. Анохина и на трудах отечественных физиологов А.А. Ухтомского, И.М. Сеченова, И.П. Павлова. и др.

Идея предлагаемого подхода к биопротезированию основана на использовании степеней свободы, реализуемых бионической нейронной сетью нейрочипа при обработке сигнала, поступающего от человека-оператора к биомеханическому манипулятору через спектр частот бионической нейронной сети. Бионический нейросетевой контроллер нейрочипа целесообразно подключать к нейронам или мышцам человека при помощи биосовместимых нанотрубок (матрицы). Сигнал нейронов поступает на сенсорную матрицу нейрокомпьютера, которая представляет собой модель проекционной зоны коры головного мозга. В результате нейросетевой обработки в реальном времени увеличивается количество информации о сигнале, поступающем от человека к манипулятору. Этот сигнал представляет собой параметры ассоциативной нейронной сети, возникающей в нейрокомпьютере в результате рефлекторной реакции нейрокомпьютера на сигнал от человека. В результате конвергенции и возникновения обратных связей происходит взаимная адаптация нейронной сети нейрочипа и нервной системы человека в рамках объединенной функциональной системы.

Данная разработка может быть использована для двигательной медико-социальной реабилитации. Биопротезы с бионическим нейросетевым контроллером нейрочипа могут применяться в задачах управления сложными объектами в реальном времени, в качестве манипуляторов для работы в сложных и в экстремально опасных условиях. Разработка актуальна для детей с врожденными аномалиями опорно-двигательного аппарата.

В качестве аппаратной платформы портативных нейрокомпьютеров для биопротезов и манипуляторов подходят ПЛИСы, которые проектируются на низкоуровневых языках VHDL или Verilog и для которых существуют высокоуровневые Python-обертки типа PyHDL. Также можно использовать платформу Raspberry PI (Arduino) или Micropython с контроллером Pyboard. В этих случаях требования к быстродействию и разрядности нейрокомпьютера будут занижены при увеличении скорости разработки.

Литература

1. <http://ru.wikipedia.org/wiki/Python>
2. <http://ru.wikipedia.org/wiki/Django>
3. Прогнозирование воздействия вредных факторов условий труда и оценка профессионального риска для здоровья работников (методические рекомендации). Утв. Научным советом №45 «Медико-экологические проблемы здоровья работающих» РАМН 9 ноября 2010 г. – М.: НИИ МТ РАМН, 2010. – 56 с.
4. Артамонова, В.Г. Вибрационная болезнь / В.Г. Артамонова, Г.Н. Лагутина / Профессиональные заболевания (руководство для врачей) - Под ред. Н.Ф. Измерова. – М.: Медицина, 1996. - Т.2. - С.141-162.
5. Tomei F. et al. Chronic venous disorders and occupation // Amer. J. Industr. Med. – 1999. – V.36. – N5. – P.653-665
6. Model for the work-relatedness of low-back pain / F. Lotters, A. Burdorf, J. Kuiper, H. Miedema // Scand. J. Work Environ. Health. – 2003. – Vol. 29, № 6. – P.431-440.
7. Stepanian I.V., Petoukhov S.P. The matrix method of representation, analysis and classification of long genetic sequences, - <http://arxiv.org/abs/1310.8469> , October 31, 2013.

СЕКЦИЯ 6.
Механика машин и управление
машинами

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИЖИТЕЛЯ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ *DEVELOPMENT AND RESEARCH THE ELEMENTS OF MOVER TO INCREASE ENERGY EFFICIENCY*

В.В. Арыканцев – аспирант

Волгоградский государственный технический университет

Abstract. The work made to get methods for increasing energy efficiency of walking machine «Ortonog» movers, also to modify it for possibility to use on the ground with low supporting capacity.

В настоящее время непрерывно ведутся исследования по разработке новых типов движителей для транспортных и технологических машин, отвечающих требованиям высокой профильной и грунтовой проходимости, экологичности и манёвренности. К таким движителям, в частности, относится шагающий движитель. Одна из наиболее перспективных машин с таким движителем – «Ортоног».



Рис. 1. Шагающая машина «Ортоног»

При повороте шагающей машины «Ортоног», точнее при смене «ног», в ортогонально-поворотных движителях возникают скачки угловых скоростей, различной величины, но справедливые для всех движителей. Это негативно сказывается на затратах энергии для каждого движителя и, как следствие, на затратах энергии для шагающей машины в целом [2]. Для нашего исследования наибольший интерес представляет первый скачок при разных угловых и линейных скоростях, так как он является самым большим. Исследование на предмет выявления оптимальных параметров движения шагающей машины при повороте проводилось в программе «Ortonog», разработанной в Волгоградском государственном техническом университете специально для исследования движения «Ортонога», с использованием алгоритмов движения реальной шагающей машины.

Исследование проводилось на основе изменения трёх следующих зависимостей:

1. Зависимость изменения скачков от угловой скорости машины;
2. Зависимость изменения скачков от длины шага движителя;
3. Зависимость изменения скачков от линейной скорости машины.

Графики представлены на рисунках 2-4, где $\Delta\omega$ – значения скачков угловых скоростей, Ω – задаваемая угловая скорость машины, L – задаваемая длина шага движителя.

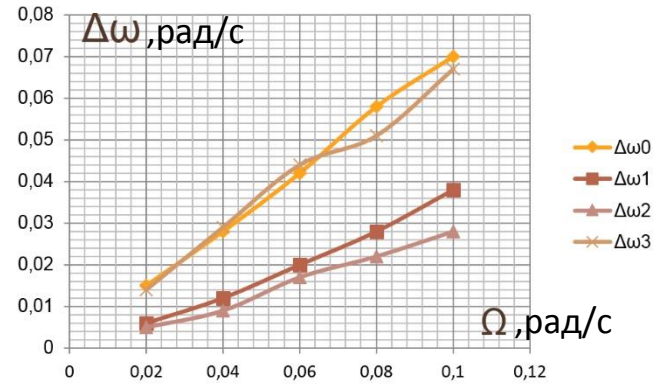
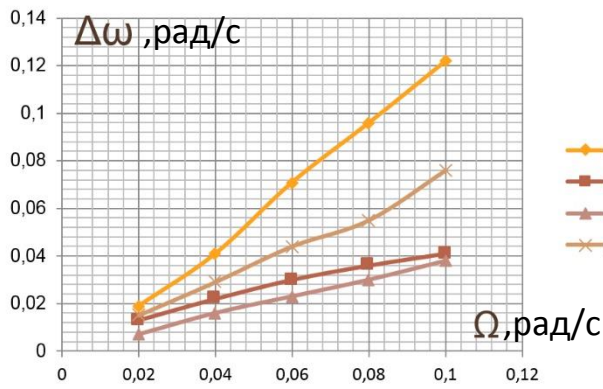


Рис. 2. Зависимость изменения скачков от угловой скорости машины при минимальной и максимальной линейной скорости

На графиках прослеживается возрастающая характеристика зависимостей, это значит, что скачки будут тем выше, чем выше будет заданная угловая скорость.

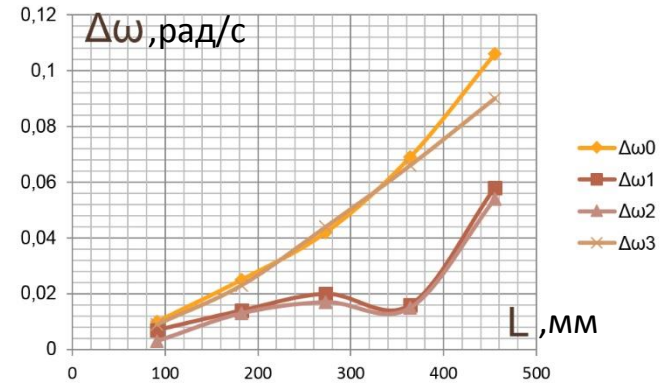
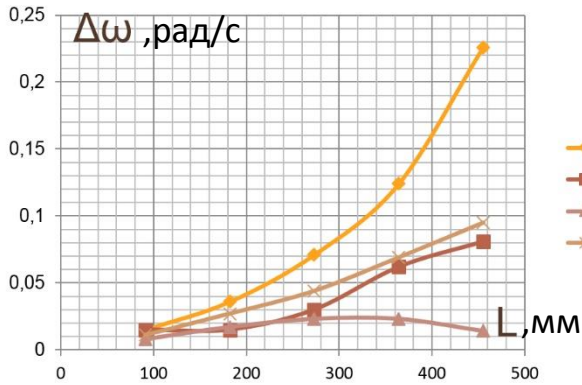


Рис. 3. Зависимость изменения скачков от длины шага движителя при минимальной и максимальной линейной скорости

На графиках, в основном, прослеживается возрастающая характеристика зависимостей, это значит, что величина скачков будет возрастать при увеличении длины шага.

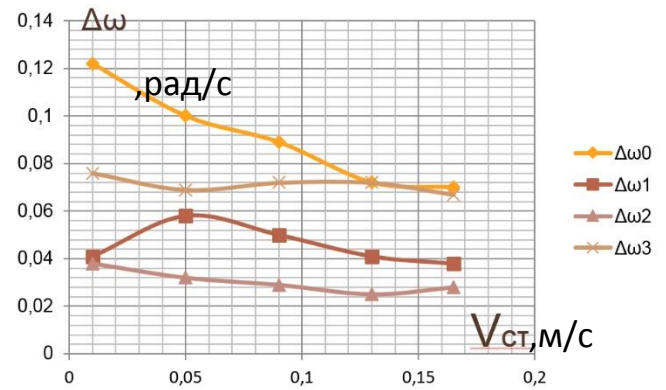
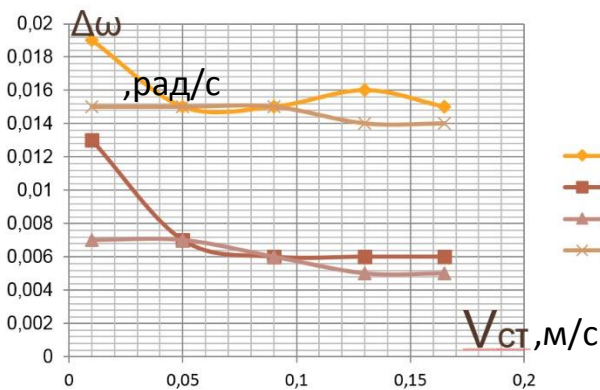


Рис. 4. Зависимость изменения скачков от линейной скорости машины при минимальной и максимальной угловой скорости

На графиках, в основном, прослеживается невозрастающая характеристика зависимостей, это значит, что скачки будут уменьшаться при увеличении линейной скорости.

Из полученных данных можно сделать вывод, что осуществлять поворот лучше с небольшой длиной шага движителя и высокой линейной скоростью так как в таком режиме скачки угловых скоростей будут иметь меньшие значения. Это происходит потому что в вышеописанной ситуации происходит отдаление мгновенного центра скоростей от центра масс шагающей машины, в следствие чего траектория поворота становится более приближена к прямолинейной, а при прямолинейном движении шагающей машины скачков угловых скоростей в движителе не возникает [4].

Математически это объясняется формулой определения радиуса поворота:

$$R = \frac{V_{ст}}{\Omega} \quad (1)$$

где, $V_{ст}$ – линейная скорость, Ω - угловая скорость.

Давление, оказываемое существующей опорной стопой шагающей машины «Ортоног» на грунт с низкой несущей способностью является неудовлетворительным и возникает необходимость проектирования опорной стопы новой формы. Снижение давления опорного элемента на грунт позволит применять «Ортоног» в болотистой местности.

Самым простым решением могла бы быть форма «лыжа» - стопа прямоугольной формы с точкой крепления шарнира в геометрическом центре. Но при повороте шагающей машины одна стопа остаётся в опоре, а вторая находится в переносе и при попытке второй стопы опереться на грунт, она может наступить на первую. Данная проблема изображена на рисунке 5, на нём движитель повернулся от начального положения влево, а также выделена зона, в которой опорные элементы наступают друг на друга.

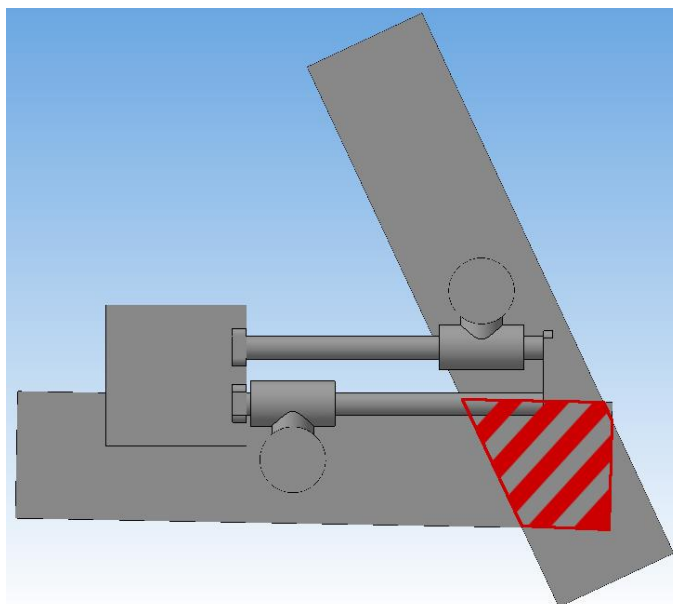


Рис. 5. Ограничение движения стопы

Путём подбора и электронного моделирования было принято решение взять стопу овальной формы. Сама стопа и начальное положение на движителе изображены на рисунке 6. Данная форма не имеет проблемы асимметричного давления на грунт и не накладывает явных ограничений на режимы поворота шагающей машины. В дальнейшем требовалось проверить факт отсутствия ограничений на движение шагающей машины и выбрать оптимальные размеры стопы. Легче и быстрее всего это проделать в программе MS Excel.

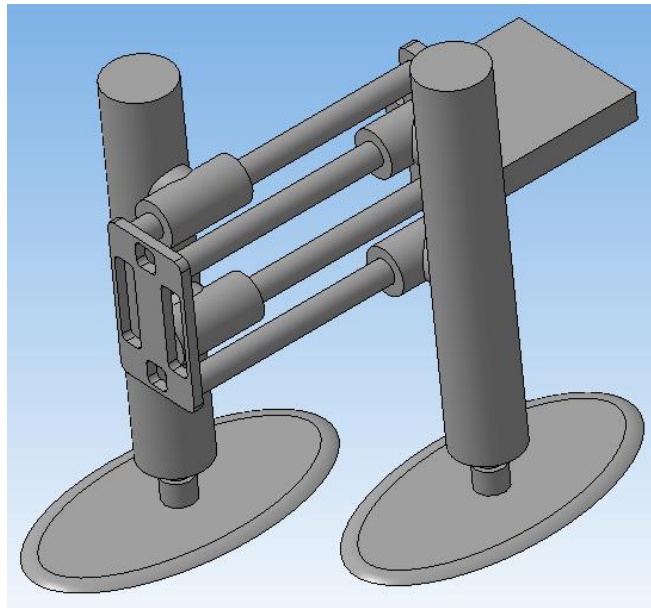


Рис. 6. Начальное положение стоп овальной формы

Зададим два эллипса на плоскости в параметрическом виде. Первый эллипс будет удовлетворять системе уравнений:

$$\begin{cases} x = a \cdot \cos \alpha \\ y = b \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (2)$$

где a – половина ширины эллипса, b – половина длины эллипса, α – значение угла.

Второй эллипс, данной системой уравнений построить не получится, потому что она не учитывает поворота стопы вокруг оси, а его центр координат совпадает с центром первого эллипса. Нужное нам положение второго эллипса можно реализовать, рассмотрев преобразование переноса начала системы координат в точку $x_{02}y_{02}$ и поворота на угол φ [3]:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) - y_1 \cdot \sin\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) + x_{02} \\ y_2 = x_1 \cdot \sin\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) + y_1 \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) + y_{02} \end{cases} \quad (4)$$

Где x_1 – координата каждой точки первого эллипса по оси абсцисс, y_1 – координата каждой точки первого эллипса по оси ординат, x_{02} – координата центра второго эллипса по оси абсцисс, y_{02} – координата центра второго эллипса по оси ординат. Последняя система уравнений написана с учётом перевода угла поворота из градусов в радианы. В результате мы получили по 360 точек, формирующих два эллипса, изображающих овальные стопы нашей шагающей машины в начальном положении. Теперь необходимо знать координаты центра второго эллипса в зависимости от заданной длины шага движителя и угла поворота. Здесь, применительно к нашей задаче, L обозначает величину длины шага, которая может изменяться, H – расстояние между направляющими, являющееся постоянным, C – расстояние между центрами стоп, изменяющееся в зависимости от длины шага движителя, φ – угол поворота. Ко всем этим условиям применима следующая система уравнений:

$$\begin{cases} x_{02} = H \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) - L \cdot \sin\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) \\ y_{02} = H \cdot \sin\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) + L \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) \end{cases} \quad (5)$$

Теперь необходимо ввести условие проверки пересечения одного эллипса другим.

Воспользуемся канонической формой уравнения эллипса:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} > 1 \quad (6)$$

Если условие выполняется, это будет означать, что точка лежит за пределами первого эллипса, а стопы не накладываются друг на друга и движение возможно осуществить. Вычисляем значение вышеуказанного выражения для каждой точки второго эллипса, затем указываем условие на вывод сообщения о наличии или отсутствии пересечений. Движение шагающей машины будет невозможно, если хотя бы одна точка второго эллипса лежит на дуге первого. Как известно из эмпирических наблюдений, наихудшее положение будет когда движитель повернётся на прямой угол с нулевой длиной шага, не меняя опорную стопу. Методом подбора была выбрана длина стопы 400мм, ширина 310мм. Чтобы во время подъёма опорного элемента над грунтом после поворота стопа возвращалась в исходное положение, нужно установить дисциплинирующую пружину кручения. Такие пружины довольно распространены в наше время, а её установка на опорный элемент не потребует значительных затрат и изменений в конструкции.

В данной работе была исследована характеристика скачков угловых скоростей, происходящих при повороте шагающей машины в поворотных приводах. В результате были даны рекомендации по управлению шагающей машиной. Также была предложена рациональная форма стопы, не ограничивающая никакие возможные пути поворота [1].

Литература

1. Арыканцев В.В., Сметанин Д.В. Проектирование опорного элемента движителя шагающей машины "Ортоног-М". Тезисы докладов смотра-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета / Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2014. – 288 с.
2. Брискин Е.С., Павловский В.Е., Шурыгин В.А., Чернышев В.В., Малолетов А.В., Серов В.А. Проблемы разработки шагающих машин [Электронный ресурс] / Экстремальная робототехника: сб. докл. всерос. науч.-техн. конф., Санкт-Петербург, 25-26 сент. 2012 г. / ЦНИИ робототехники и техн. кибернетики, С.-Петербург. гос. политехн. ун-т. - СПб., 2012. - 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). - С. 43-50.
3. Голованов Н.Н. Геометрическое моделирование. – М.: Издательство Физико-математической литературы, 2002. – 472 с.
4. Серов В. А., Арыканцев В. В., Сметанин Д. В. Исследование энергоэффективности движителей шагающей машины «Ортоног». Прогресс транспортных средств и систем – 2013: материалы Международной научно-практической конференции, 24-26 сентября 2013 г. / ВолгГТУ, - Волгоград, 2013. – 372с.

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
ПРЕРЫВИСТОГО РЕЗАНИЯ МНОГОЗУБЫМ ИНСТРУМЕНТОМ НА
ПРИМЕРЕ ПРОЦЕССА ПРОШИВАНИЯ**

*MATHEMATICAL MODELLING OF PROCESS FALTERING CUTTING TEETHS
TOOL ON THE EXAMPLE OF PRODUCED BY PUSH BROACHING*

А.А. Бекаев – к.т.н., доц., А.К. Ганюга – студ.

Университет машиностроения, Москва

Abstract. On the basis of mathematical model of forming process during the push broaching the authors investigated the influence of dynamic fluctuation (trajectory) of roughing tooth tip, under the influence of dynamic forces in the course of cutting, on the parameters of work piece surface quality. The research results made it possible to make some important recommendations on refinement of surface quality due to improvement of a design of the cutting tool.

В настоящее время, одной из первостепенных задач промышленности нашей страны является повышение качества и точности изделий в процессе механической обработки.

За последние годы в машиностроении были сделаны определенные шаги по достижению заданных параметров качества обрабатываемой поверхности, однако обеспечить требуемое качество детали в процессе многолезвийной обработки не всегда представляется возможным, что связано с протекающими процессами (явлениями) в технологической системе, действие которых все еще не достаточно исследованы в полной мере, а существующие математические модели процесса прерывистого резания фактически являются идеализированными или близкими к идеальным, что не всегда делает их пригодными для решения практических задач, стоящих перед современной наукой и производством.

В настоящем докладе представлены результаты исследований, на основе разработанной математической модели процесса прошивания (на рис. 1 представлена расчетная схема матмодели), влияния различных динамических явлений (ударная нагрузка в начальный момент резания, непостоянство параметров качества поверхностного слоя заготовки, нестабильная скорость движения привода многозубого инструмента и пр.) на получаемые параметры качества обрабатываемой поверхности детали.

В процессе исследований установлено, что доминирующим фактором (из вышеперечисленных) в образовании неровностей на обрабатываемой поверхности детали, выходящих за допустимые пределы параметров качества, является ударная нагрузка, обусловленная началом процесса врезания. Так, периодические удары режущих зубьев о входной торец обрабатываемого отверстия приводят к появлению вынужденных колебаний всей технологической системы, образованию сколов и задиров вблизи входного торца и “разбивке” обрабатываемого отверстия (полученный диаметр отверстия детали после прошивания становится больше номинального размера режущего зуба инструмента) [1, 2].

На основании полученных результатов исследований даны обоснованные рекомендации по разработке (усовершенствованию) конструкции режущей части многозубого инструмента (прошивки, протяжки), позволяющие значительно снизить действие ударной нагрузки. Сформулированные рекомендации могут быть полезны как при проектировании конструкций современных режущих инструментов, так и модернизации существующих, и даны для практического применения на машиностроительных предприятиях, где используется механообработка протяжками и прошивками [3].

Работа выполнена в рамках госзадания от Минобрнауки РФ (Проект №9.1548.2014/К, тема: «Система управления качеством обрабатываемой поверхности детали в процессе многолезвийной обработки», научный руководитель темы – Бекаев А.А.).

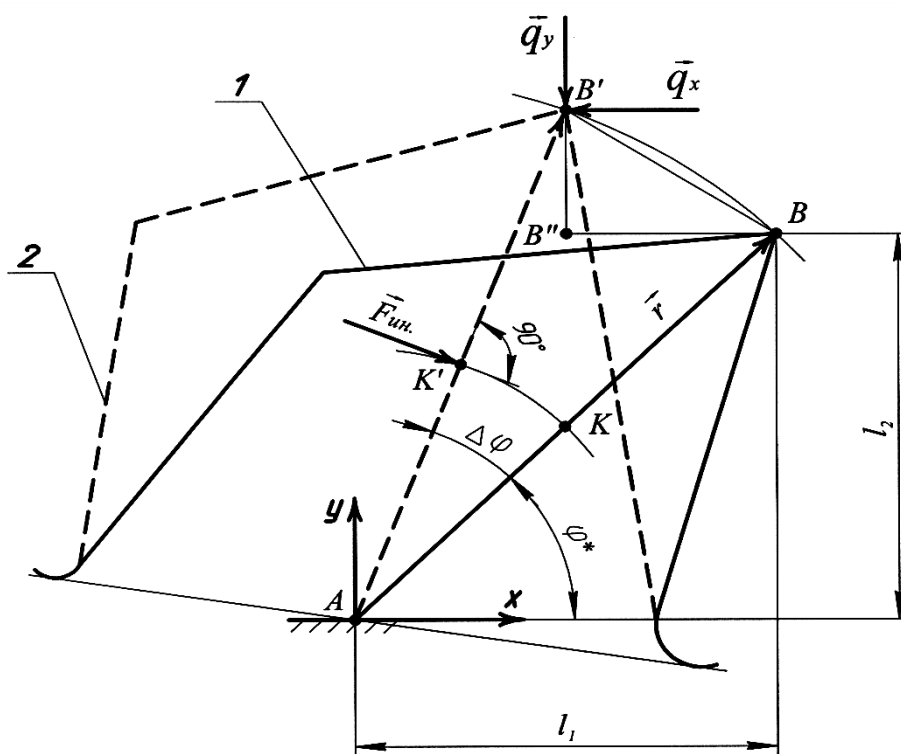


Рис. 1 Расчетная схема нагружения вершины режущего зуба прошивки силами, возникающими в процессе резания:

- 1 – Равновесное положение режущего зуба инструмента (до процесса врезания вершины режущей кромки в обрабатываемую поверхность);
 2 – Отклонение вершины режущей кромки от равновесного положения под действием сил, возникающих в процессе резания.

Литература:

1. Beкаev A.A., Mikhailov V.A., Kuz'minskii D.L. Influence of the hole in the blank on the quality and precision of the hole obtained by broaching // Russian Engineering research. New York: Allerton Press, 2011, Vol. 31, №4, p.p. 362-364.
2. Beкаev A.A., Maksimov Yu.V., Mikhailov V.A., Kuz'minskii D.L. Predicting the quality of a machined surface under an impact load at the beginning of piercing // Russian Engineering research. New York: Allerton Press, 2011, Vol. 31, №5, p.p. 435-438.
3. Бекаев А.А. Исследование формообразования обрабатываемых поверхностей детали на основе математического моделирования процесса прошивания // Строительные и дорожные машины, 2010, №9, с. 34-39.

**АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СПОСОБОВ ОБРАБОТКИ
СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ НА ПРИМЕРЕ ЛОПАТОК
МОНОКОЛЕС ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (ГТД)
ANALYSIS OF TECHNOLOGICAL METHODS OF PROCESSING OF
COMPLEXSHAPE PRODUCTS ON THE EXAMPLE OF SHOVELS OF
MONOWHEELS OF GAS-TURBINE ENGINES (GTE)**

А.А.Бекаев – к.т.н., доц., **Р.А.Денисов** – аспирант
Университет машиностроения, Москва

Abstract. In work industrial experience of processing of shovels of monowheels of GTE is analyzed, characteristics, merits and demerits of ways of processing are analyzed, the conclusion is drawn on carrying out further researches of authors of work.

В современном авиадвигателестроении важнейшей задачей является повышение качества и точности производства сложнопрофильных деталей, к которым относятся лопатки одно- и многоступенчатых компрессоров и турбин, определяющих параметры воздушного потока в газотурбинных двигателях (ГТД).

Разработка новых и усовершенствование существующих конструктивно-технологических решений для изготовления лопаток ГТД является главной задачей газотурбостроения. Основные требования, предъявляемые к современным конструкциям ГТД, направлены на увеличение удельных параметров ГТД, обеспечение компактности их конструкций (снижение количества ступеней, деталей, массы и размеров), улучшение эксплуатационной технологичности (упрощение конструкции, повышение надежности и ресурса работы) и снижение трудоемкости их изготовления.

Для новых поколений ГТД характерным является замена (как в отечественной, так и в зарубежной практике) традиционно используемых сборных дисков, оснащенных лопатками с замковой частью на моноколеса (блиски) от английского blisk (bladed disk) или аналогичные бездисковые кольцевые конструкции – (блинги) от английского bling (bladed ring) с целью обеспечения требований, предъявляемых к современным ГТД [1-6 и др.].

В настоящее время, отечественными и зарубежными авиадвигателестроителями освоены несколько способов обработки разноразмерных лопаток блисков и блингов моноколес, основными из которых являются – гидроабразивная, электрохимическая, электроэрозионная обработки и обработка фрезеровыванием на станках с ЧПУ.

Сделать обоснованный выбор той или иной технологии изготовления труднообрабатываемого материала лопатки (как правило из титанового сплава) можно на основании сравнения характеристик, достоинств и недостатков вышеуказанных методов обработки, более подробно рассмотренных ниже.

Гидроабразивная обработка

К этому способу обработки относится струйная резка под действием струи высокого давления чистой воды или струи воды, смешанной с абразивом (гидроабразивная обработка – ГАО). На сегодняшний день технология ГАО является одной из наиболее эффективных, гибких, экологически чистых и энергосберегающих технологий обработки, применяемых для раскроя листового материала, прорезки пазов и окон, прошивки отверстий и зачистки наружных и внутренних поверхностей, в том числе и в труднодоступных местах изделий сложного профиля, маркировки и гравирования [7, 8 и др.].

При гидроабразивной обработке в водоструйных установках насосом высокого давления создается высокое давление воды до 6000бар (насосом типа *HyperJet* фирмы *Flow*), которое преобразуется в кинетическую энергию струи, вытекающую через

смесительные трубки с сапфировым или алмазным соплами с диаметром проходного сечения от 0,08 до 1,2мм при скорости струи более 3500км/ч. Полученная форма струи, имеет вид идеального точечного инструмента, что дает возможность обрабатывать изделия сложного профиля с любым радиусом закругления.

Силы резания в процессе обработки не превышают 100Н, что исключает деформацию материала в прилегающей к зоне резания области.

К основным преимуществам ГАО следует отнести: широкий диапазон обрабатываемых материалов; хорошее качество получаемой поверхности (шероховатость поверхности $Ra = 3,2...6,3\text{мкм}$, точность линейного позиционирования $\pm 0,05/500\text{мм}$), высокую скорость обработки (до 25м/мин) при резке по контуру; отсутствие нагрева обрабатываемого материала в процессе обработки; экологическая чистота процесса; уровень шума в пределах от 85 до 95дБ; отсутствует необходимость в применении специальных инструментов для различных операций ГАО.

Основными недостатками ГАО являются: сравнительно малый срок службы смесительных трубок и сопел; сложность ремонта и обслуживания; сложность управления обработкой, вследствие проявления эффекта «заноса» гидроабразивной струи с величиной отклонения струи от вертикали Δ (рисунок 1).

Вследствие последнего недостатка, данный метод нашел применение для предварительного удаления металла из межлопаточных каналов, реже – для чистовой обработки лопаток сложнопрофильных моноколес, имеющих двойную кривизну.

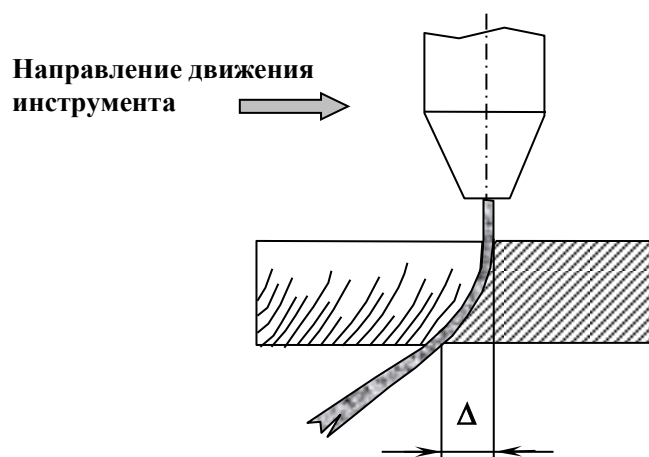


Рис. 1. Проявление эффекта «заноса» гидроабразивной струи

Электрохимическая обработка

В настоящее время одним из наиболее часто используемых методов чистовой обработки при производстве моноколес является электрохимическая обработка (ЭХО), заключающаяся в растворении металла в электролите под воздействием электрического тока. Использование ЭХО позволяет получать лопатки малой толщины с минимальными радиусами кромок $\approx 0,04\text{мм}$ исключая дальнейшую ручную полировку. Ввиду отсутствия силового воздействия на деталь при ЭХО в ее поверхностном слое не создаются какие-либо дополнительные напряжения, что позволяет подготовить поверхности лопаток к дальнейшим операциям упрочнения и/или покрытия [9 и др.].

Экспериментальные исследования, проведенные на предприятии ФГУП «НПЦ газотурбостроения «САЛЮТ» показали, что реализация технологии ЭХО (рисунки 2 и 3) моноколес сопряжена с рядом проблем, главным образом, связанных с выбором необходимого электролита и подбором технологических режимов обработки.

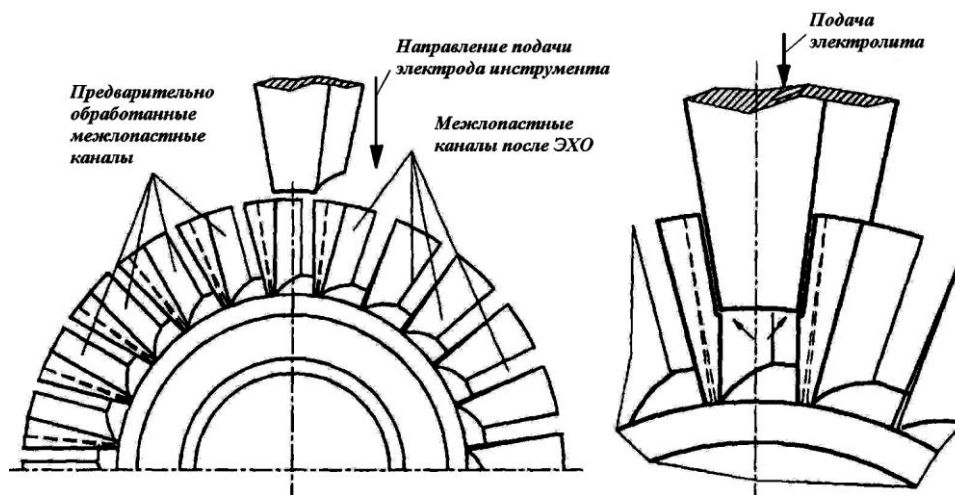


Рисунок 2 – Схема формирования межлопастного канала моноколеса методом ЭХО одним электродом для одновременной обработки поверхностей двух лопаток.

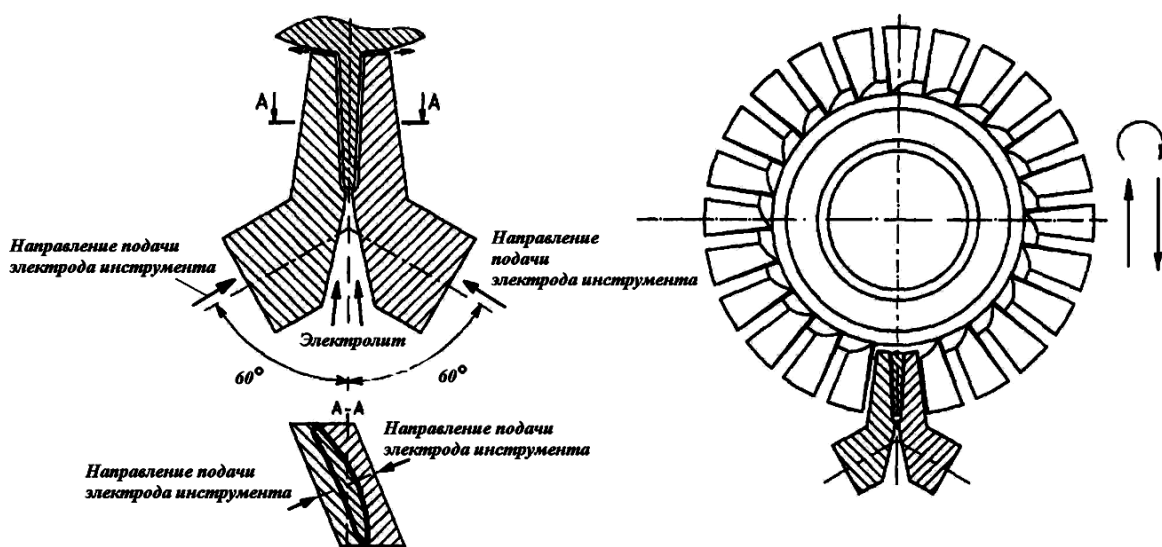


Рисунок 3 – Схема формирования лопатки моноколеса методом ЭХО с использованием двух электродов для одновременной обработки одной лопатки.

Электроэрозионная обработка

С повышением степени сложности основных элементов ГТД (применение поверхностей двойной кривизны, использование ажурных тонкостенных и пустотелых элементов конструкций и т. д.), также увеличиваются требования к качеству и точности изготавливаемых деталей.

При обработке подобных деталей все более широкое применение находят физико-химические методы обработки, в частности – электроэрозионная обработка (ЭЭО) (рисунок 4), что обусловлено следующими причинами: физико-механические свойства современных конструкционных жаропрочных материалов приближаются к свойствам инструментальных материалов, а стойкость режущего инструмента, обрабатывающего детали из этих материалов, мала; возможность получения элементов конструкций ГТД, которые невозможно получить другими методами обработки (например, перфорированные детали).

Современное состояние и технический уровень ЭЭО позволяют в настоящее время ставить и эффективно решать широкий круг технологических задач, таких как изготовление моноколес с малыми межлопаточными каналами методом электроэрозии.

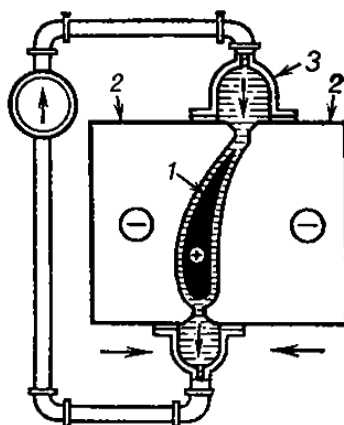


Рисунок 4 – Схема процесса обработки лопатки ГТД методом ЭХО:
1 – обрабатываемая лопатка ГТД; 2 – электроды; 3 – электролит.

К основным достоинствам этого способа можно отнести [10]: возможность обработки любых токопроводящих материалов независимо от их физико-химических свойств, твердости, вязкости и хрупкости; обработка заготовки одновременно по всей сложной поверхности за счет поступательного перемещения электрода-инструмента, имеющего на торце необходимый профиль обрабатываемой поверхности; возможность обработки глубоких отверстий и щелей, в том числе с переменным сечением по оси; технологические операции выполняются без силового воздействия инструмента на заготовку, что позволяет обрабатывать поверхности нежестких и тонкостенных деталей; возможность автоматизации.

Недостатки метода ЭХО: при обработке деталей на чистовых режимах производительность невысока и в этом случае имеет место большой удельный расход электроэнергии; необходимость в применении рабочей жидкости с высокими диэлектрическими свойствами; усложняется конструкция станка и затрудняется его обслуживание. Точность обработки и чистота обработанной поверхности при ЭХО зависят от многих факторов, учет которых не всегда возможен. В процессе обработки электрод-инструмент значительно изнашивается, а аналитических зависимостей учитывающих все многообразие факторов для расчета размеров при ЭХО нет [10, 11 и др.].

Фрезерная обработка

В мировой практике фрезерование блисков и блингов моноколес является традиционным способ их получения и может быть применено на всех этапах их изготовления (черновая, получистовая и чистовая обработка) с использованием многокоординатных фрезерных станков с ЧПУ. Так типовая технология обработки моноколес фрезерованием включает следующую последовательность операций: черновая выборка межлопаточного пространства; получистовая обработка профиля пера лопатки; чистовая обработка профиля пера лопатки; чистовая обработка ступицы; чистовая обработка радиуса сопряжения ступицы и пера лопатки.

Однако, как показывает практика [1-6 и др.], моноколеса из высокопрочных сталей и никелевых сплавов получать фрезерованием неэффективно, вследствие низкой обрабатываемости этих материалов. Кроме того, этим способом невозможно получить очень тонкие и длинные лопатки, так как под действием возникающих усилий резания происходит отжим лопатки, и как следствие, снижение качества и точности обработки.

Для решения этих проблем большинство исследователей [12 и др.] предлагают различные рекомендации и мероприятия, суть которых сводится к созданию математической модели изделия (3-D матмодель моноколеса с лопатками); подготовке управляющей программы обработки (УП); проведению визуализации обработки и отработке УП на возможные ошибки; выполнению обработки фрезерованием на многокоординатных фрезерных обрабатывающих центрах; проведению контроля профиля

обработанной лопатки и ступицы на контрольно-измерительной машине; выполнению полирования поверхности.

Следует отметить, что указанные рекомендации достаточно хорошо известны и уже используются на ведущих предприятиях авиадвигателестроения, однако задача обеспечения требуемого качества и повышение точности обработки является одной из актуальных задач современного машиностроения.

По мнению авторов работы, решение данной проблемы должно иметь иной подход, суть которого сводится к определению влияния динамических факторов (по степени их воздействия), возникающих в процессе обработки на получаемое качество и точность обработки и разработке рекомендаций по устранению негативного влияния доминирующего фактора. Данное решение невозможно без исследований процесса фрезерования, в частности специфики фрезерной обработки моноколес, с помощью математического моделирования.

Авторами работы разрабатывается, так называемая обобщенная математическая модель процесса фрезерования, включающей в себя матмодель процесса формообразования с учетом упругих отжатий технологической системы, матмодель привода и матмодель ее динамической устойчивости, что позволит спрогнозировать, а значит и управлять получаемым качеством и точностью обработки.

Литература

1. Интернет-ресурс: <http://salut.ru/>
2. Интернет-ресурс: <http://www.avid.ru/>
3. Интернет-ресурс: <http://www.npo-saturn.ru/?sat=49>
4. Интернет-ресурс: <http://www.boeing.com/companyoffices/aboutus/brief.html>
5. Интернет-ресурс: <http://www.pw.utc.com/>
6. Интернет-ресурс: <http://www.snecma.com/>
7. Интернет-ресурс: http://waterjet.bystronic.com/landing_pages/waterjet/index.php
8. Интернет-ресурс: <http://www.aquarezka.ru/>
9. Интернет-ресурс: <http://www.indec-ecm.com/technologists/spectrum/>
10. Интернет-ресурс: http://www.equipnet.ru/articles/hi-tech/hi-tech_408.html
11. Интернет-ресурс: <http://bashman.ru/ucheba/student/himiya/1578-dostoinstva-i-nedostatki-elektroerozionnoy-obrabotki.html>
12. Интернет-ресурс: <http://www.compress.ru/article.aspx?id=20872>

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ *EXPERIMENTAL STUDIES OF CHAIN TRANSMISSION*

С.Б.Бережной – д.т.н., проф., А.А.Война – к.т.н., доц., Г.В.Курапов – аспирант
Кубанский государственный технологический университет

Abstract. The experimental results chain transmissions with toothed chain with different profiles of sprocket teeth. Designed and built a special-purpose stand, which was received by the patent. The stand allows the testing of different transmission with a flexible coupling. Tests were conducted in two modes with lubrication and without, chain drives with toothed chain with standard rectilinear and newly designed involute tooth profiles Stars. The results of tests and analyzes concerning durability sprocket teeth and a toothed chain, as well as noise transmission characteristic. The advantages and disadvantages of Stars with a straight and involute tooth profile.

В настоящее время широко используются цепные передачи в машиностроении, полиграфической промышленности, автомобилестроении и других отраслях. Если втулочно-роликовые и втулочные цепные передачи хорошо исследованы и имеют значительное количество публикаций, то цепные передачи с зубчатой цепью исследованы значительно хуже, отсутствуют материалы в области тяговой способности, динамики, цепного зацепления и износа передачи.

Для подтверждения теоретических исследований, определения характера износа элементов передачи и влияние износа на её работоспособность, необходимо создание испытательного стенда.

Экспериментальные исследования цепных передач с зубчатой цепью и различными видами профилей зубьев звездочек в лаборатории кафедры технической механики и гидравлики Кубанского государственного технологического университета проводились на спроектированном и изготовленном универсальном стенде (рис 1), на который был получен патент № 147242.

Стенд содержит электродвигатель, генератор, испытываемую цепь, ведущую и ведомую звездочки, платформу с возможностью поворота, которая жестко соединена с осью, закрепленную на направляющей в подшипниковых узлах.

Регулировка межосевого расстояния производится с помощью кареток (7,8) перемещающихся на винтовых парах. Для исключения резонансных колебаний электродвигателя в конструкции предусмотрен демпфер (9), корпус его соединен с консольной качающейся платформой (6), а поршень демпфера (10) соединен со станиной стенда, и гасит резонансные колебания. Регулирование нагрузки цепной передачи осуществляется двумя способами. Первый способ в случае одинакового натяжения ведущей и холостой ветвей цепи. Натяжение цепного контура осуществляется весом электродвигателя (1) находящегося на консольной качающейся платформе (6), а регулировка натяжения производится противовесами (11). Второй способ - при настраивании цепной передачи, электродвигатель и генератор находятся в горизонтальном положении, нагружение ведущей ветви цепного контура осуществляется изменением режима работы генератора. Испытания проводились для цепных передач с зубчатой цепью на звездочках со стандартным профилем зуба – прямолинейный, и эвольвентным профилем зубьев.

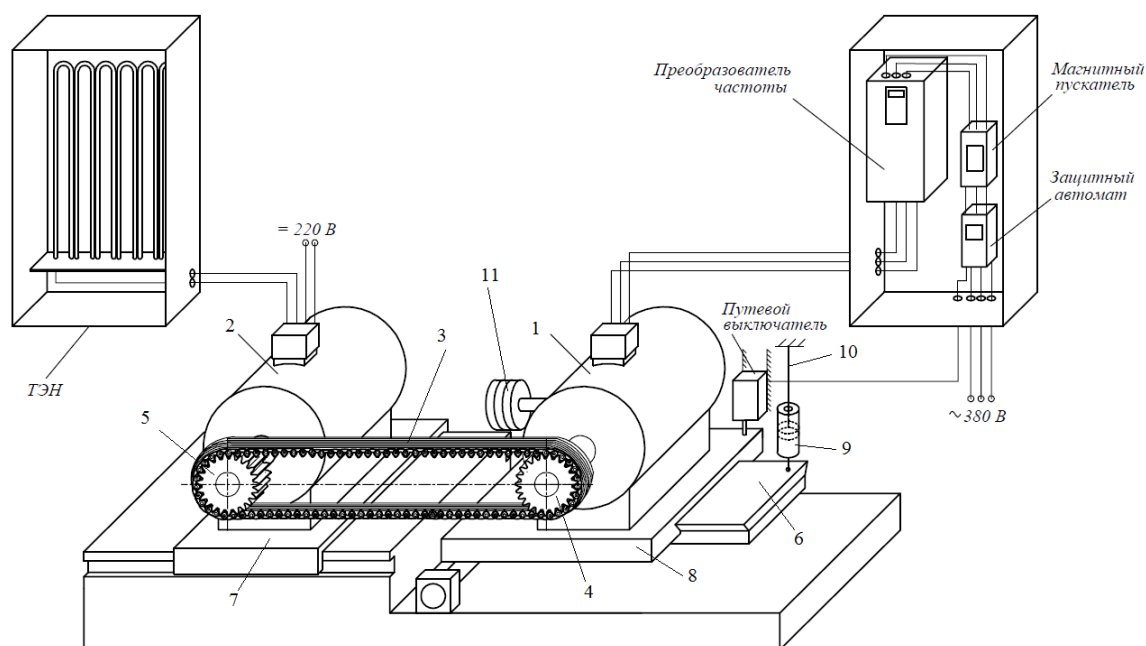


Рис. 1 Схема испытательного стенда

1 – электродвигатель, 2- генератор, 3- цепь, 4- ведущая звездочка, 6- ведомая звездочка, 6- качающаяся платформа, 7 и 8 – каретки, 9- демпфер, 10- поршень демпфера, 11- противовесы

Технические характеристики цепной передачи и стенда:

количество зубьев звездочек $Z_1=Z_2=23$; шаги звездочки и цепи $t_z=t_{ц}=19,05$ мм; частота вращения звездочек $n_1= n_2= 1000$ об/мин; окружное усилие $F= 1400$ Н.

Одним из основных критериев работоспособности передач - долговечность. Испытания проводились до потери работоспособности зубчатой цепи, выхода её из строя. Отказ работы цепной передачи наблюдался в виде разрушения пластин зубчатой цепи или развальцовки призм соединяющих шарнир зубчатой цепи. Износ зубчатой цепи оценивался измерением отрезка цепи на специальном измерительном устройстве с помощью электронного штангенциркуля с точностью до 0,01 мм. Зубчатая цепь предварительно натягивалась специальным винтовым устройством. Были построены графики износа зубчатой цепи при работе со смазкой и без нее (рис. 2).

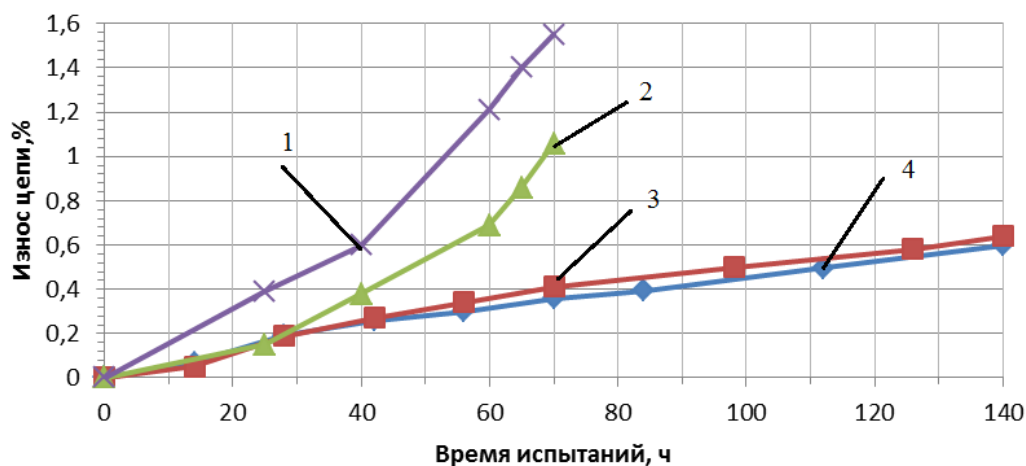


Рис. 2 График износа зубчатых цепей со смазкой и без нее

1- Эвольвентный профиль без смазки, 2- Прямолинейный профиль без смазки, 3 – Эвольвентный профиль со смазкой, 4 – Прямолинейный профиль со смазкой

Износ зубьев звездочек определялся измерением износа профилей зубьев. Замеры

проводились на концентрических окружностях различных диаметров с помощью штангензубомера и электронного штангенциркуля. На рис. 3 приводится сравнение износа зубьев звездочек испытываемых цепных передач с эвольвентными (3,а,б) и прямолинейными (3, в,г) профилями.

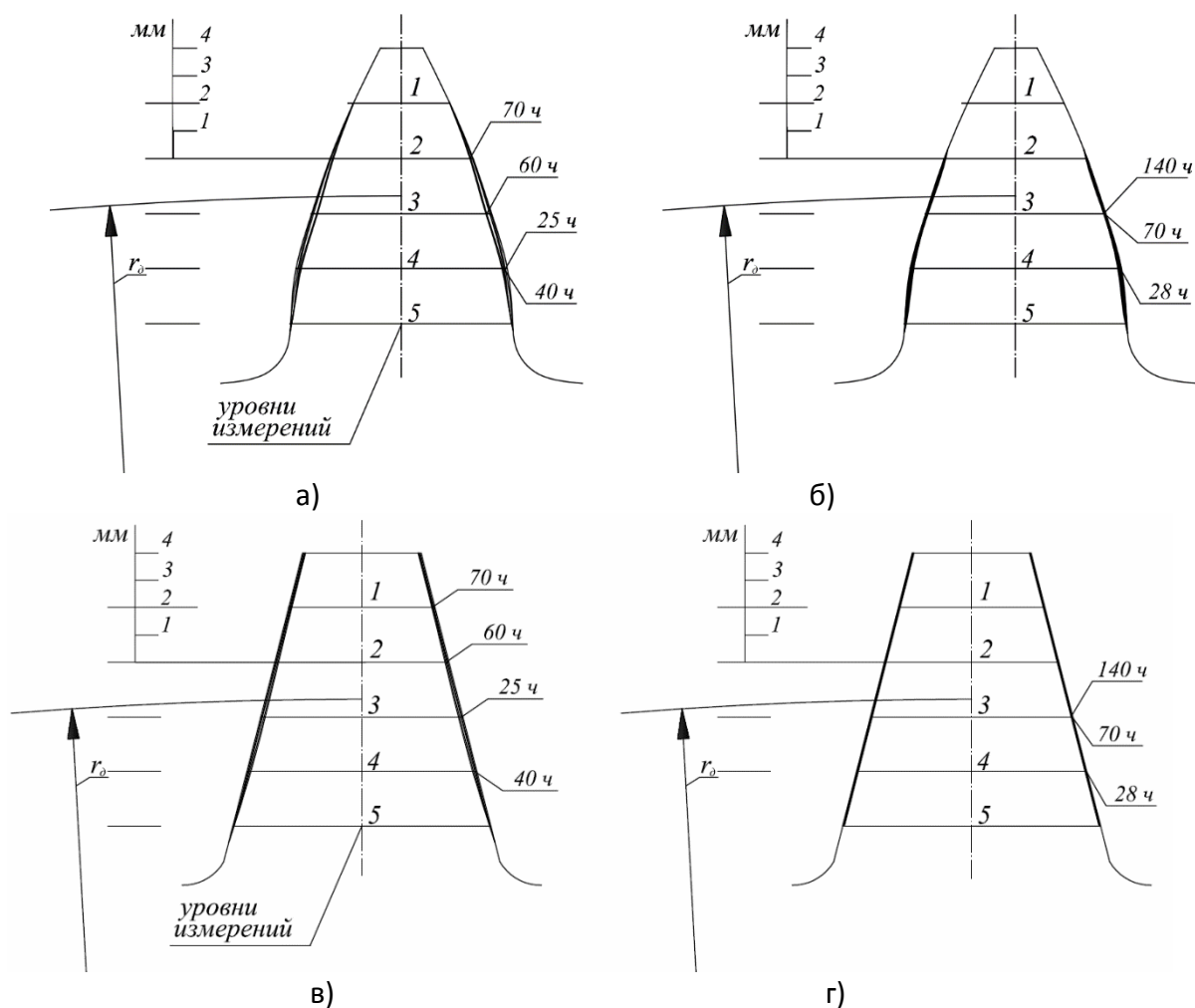


Рис. 3 Износ профилей зубьев эвольвентных (а,б) и прямолинейных(в,г) звездочек в процессе эксплуатации исследуемых цепных передач, работающих со смазкой (а,в) и без нее (б,г)

Измерения проводились через каждые 5 часов работы испытательного стенда без смазки, и каждые 7 часов с периодической смазкой. Испытания цепных передач без смазки на долговечность со стандартными и эвольвентными звездочками составила по 70 часов. Испытания цепных передач с периодической смазкой на долговечность со стандартными и эвольвентными звездочками составила по 140 часов. Причиной отказа работы цепной передачи явилось разрушение пластин зубчатой цепи. Испытания цепных передач с прямолинейными и эвольвентными звездочками проводились с одинаковым режимом и с той же периодичностью.

Одновременно при испытаниях цепных передач проводились измерения шумовых характеристик измерителем шума АТЕ-9030 фирмы ЭЛИКС. Измерения показали, что шумовые характеристики цепных передач с зубчатой цепью и стандартными звездочками выше по сравнению с эвольвентными на 5% работая без смазки, и на 18% при работе с периодической смазкой (рис 4).

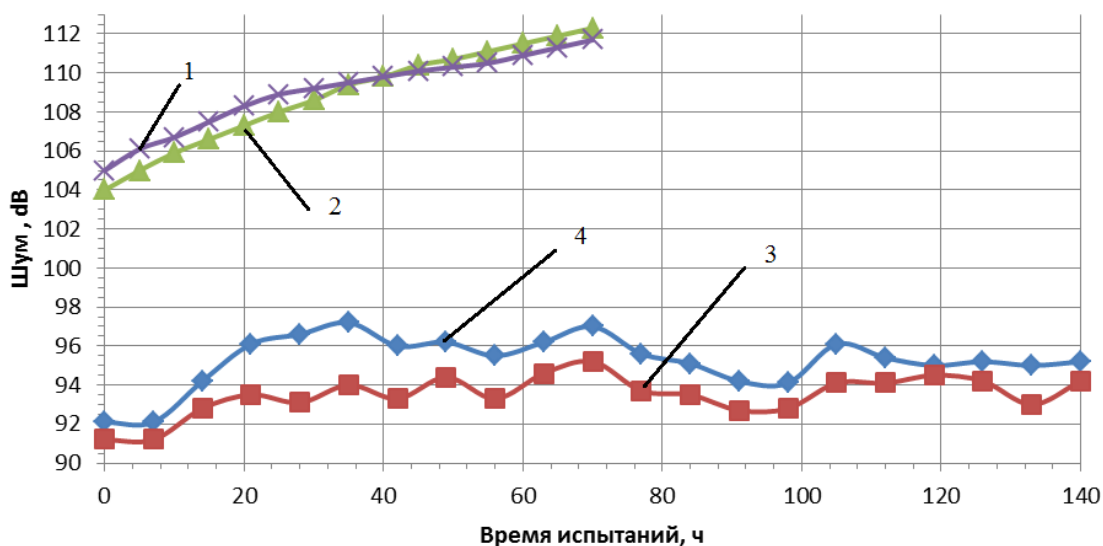


Рис. 4 График измерения шума зубчатой цепной передачи с периодической смазкой
 1- эвольвентный профиль без смазки, 2- Прямолинейный профиль без смазки, 3 – Эвольвентный профиль со смазкой, 4 – Прямолинейный профиль со смазкой

По результатам испытаний, износ зубчатой цепи при работе с эвольвентными звездочками без смазки превышает износ цепи с прямолинейными на 47%, а при испытывании цепной передачи с периодической смазкой превышает на 12%.

Износ профилей зубьев эвольвентных звездочек на 30% больше, чем прямолинейных звездочек, работающих без смазки, а при периодической смазке разность достигает 9 %.

Из полученных данных можно сделать вывод: эвольвентные звездочки по долговечности уступают прямолинейным, в тоже время количество шума выделяемого цепной передачей с эвольвентными звездочками меньше.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СПЕЦИАЛЬНОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

EXPERIMENTAL RESEARCH OF SPECIAL CHAIN GEAR

С.Б.Бережной – д.т.н., проф., А.В.Пунтус – к.т.н., проф.,
Н.В.Мевша – к.т.н., доц., А.А.Скорюнов – аспирант
Кубанский государственный технологический университет

Abstract. Designed and manufactured reduction gear with internal chain links. Experimental researches on the test stand in the laboratory of JSC "Maikop Gear Factory". During the experiment performed control measurements the bush roller chain using special measuring system and measurement of all elements of the transmission using CMM Cimcore CA7 Arm in the laboratory of JSC «CLAAS». As a result of experimental tests have been received data on the state drive roller chain, drive and driven sprockets, auxiliary gear elements during the entire cycle of its work. The results confirmed all the theoretical calculations performed.

К специальным цепным передачам относятся цепные передачи с внутренним зацеплением (ЦПВЗ) [1,2], которые могут использоваться в приводах различных машин и механизмов, где применение цепной передачи с внешним зацеплением невозможно вследствие малого межосевого расстояния.

Цепная передача с внутренним зацеплением (рисунок 1) состоит из ведущей звездочки с внешними зубьями 2, ведомой звездочки с внутренними зубьями 1, цепи 7, охватывающей звездочки, отклоняющих роликов 4 (звездочек) и шины 3, поддерживающей цепь.

В отличие от цепной передачи с внешним зацеплением, минимальное межосевое расстояние для ЦПВЗ равно нулю. При этом сохраняются достоинства традиционных цепных передач: отсутствие скольжения; малые силы, действующие на валы; высокий к.п.д.; легкость замены цепи.

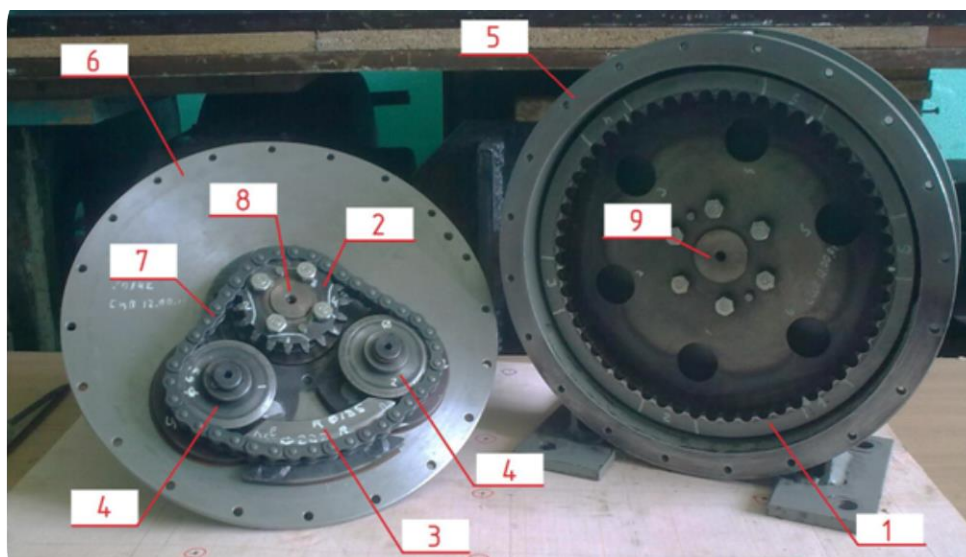


Рис.1. Редуктор с внутренним цепным зацеплением

На кафедре Технической механики и гидравлики (КубГТУ) был разработан и изготовлен редуктор с внутренним цепным зацеплением (рисунок 1).

Для проверки и подтверждения проведенных теоретических расчетов были проведены экспериментальные исследования данного опытного образца на испытательном стенде (рисунок 2) в лаборатории ОАО «Майкопский редукторный завод».

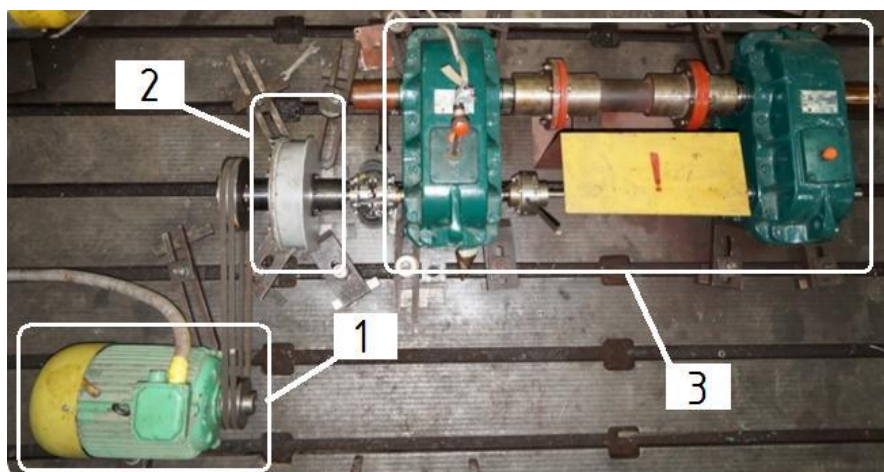
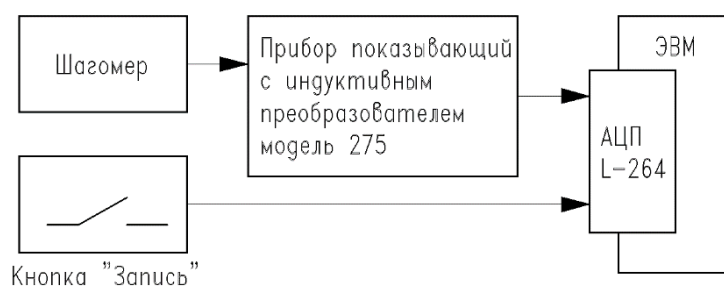


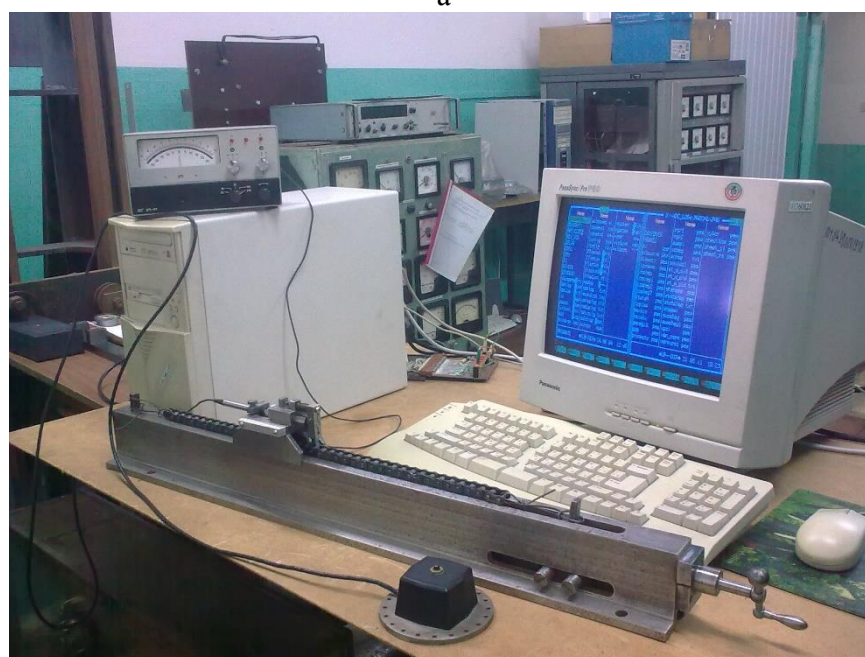
Рис.2. Испытательный стенд

На рисунке 2 представлен испытательный стенд, состоящий из двигателя 1, редуктора с внутренним цепным зацеплением 2 и нагрузочной системы 3.

В ходе эксперимента производились контрольные измерения втулочно-роlikовой цепи с помощью измерительной системы [3] для контроля действительных шагов цепи в исследовательской лаборатории КубГТУ (рисунок 3).



а

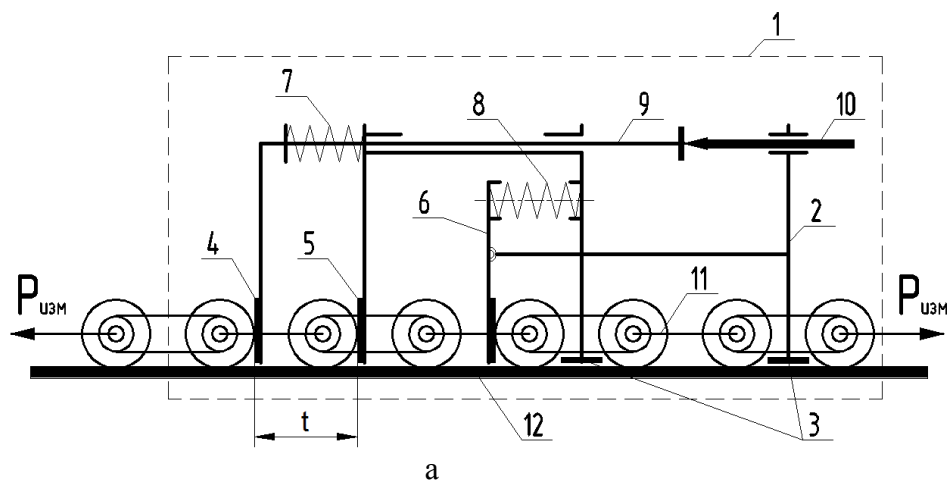


б

Рис.3. Функциональная схема (а) и фотография (б) измерительной системы для контроля действительных шагов цепи

Измерительная система состоит из шагомера, линейки, индуктивного датчика линейных перемещений («Калибр», модель 275), аналого-цифрового преобразователя АЦП L-264, кнопки «Запись» и ЭВМ (рисунок 3).

Принципиальная схема и фотография шагомера представлена на рисунке 4.



б

Рис.4. Принципиальная схема (а) и фотография шагомера (б)

После процедуры измерения, полученные данные обрабатывались в программе Statistika (рисунок 5).

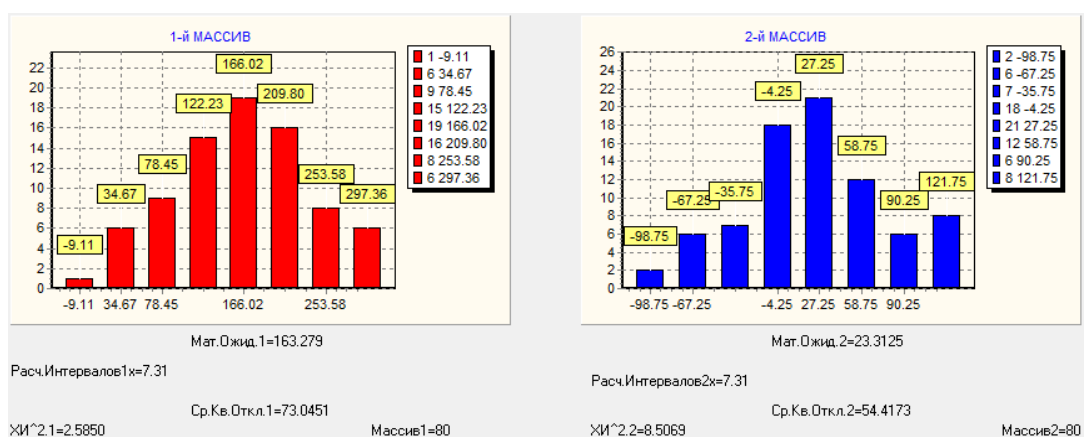


Рис.5. Результаты обработки данных в программе Statistika

Результатом обработки данных явилось получение численных значений отклонения действительных шагов цепи по наружному и внутреннему звену от номинального значения.

Результаты измерений представлены на графике износа цепи (рисунок 6).

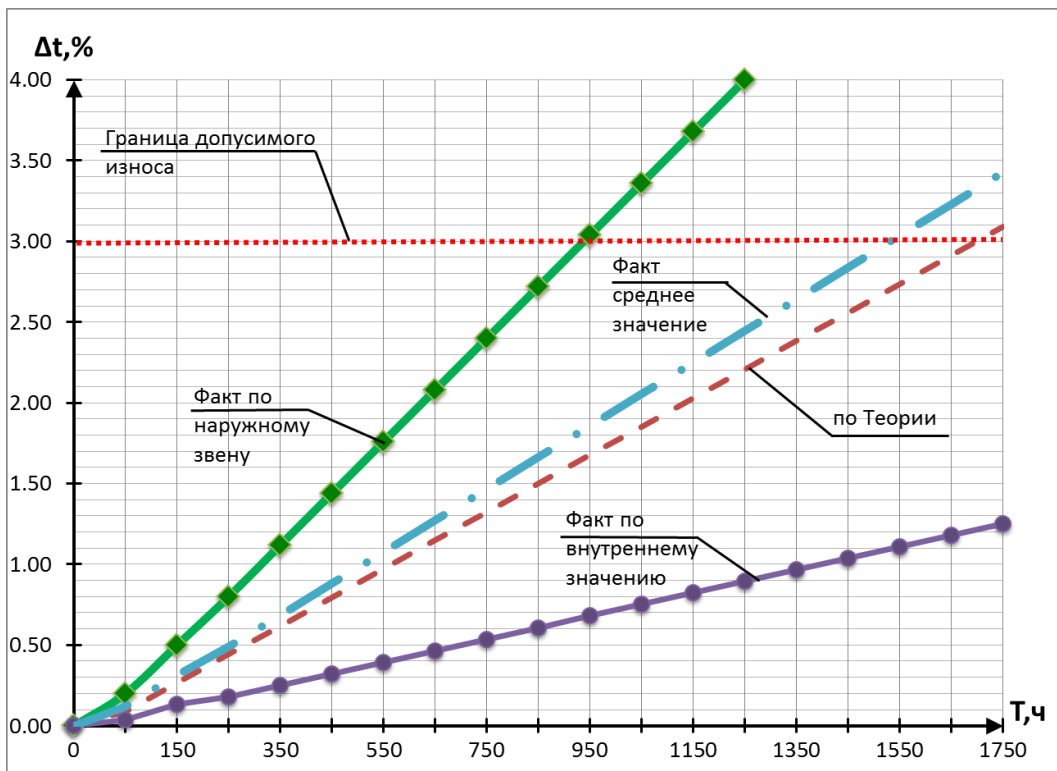


Рис.6. График износа втулочно-роликовой цепи

На графике представлены результаты теоретических расчетов [4,5] (прямая - «по Теории») и полученные в ходе экспериментальных испытаний (прямые – «Факт по внешнему звену»; «Факт по внутреннему звену»; «Факт среднее значение») цепной передачи с внутренним зацеплением. Из графика износа втулочно-роликовой цепи видно, что теоретическое значение износа цепи отличается от среднего значения износа, полученного в ходе эксперимента, не значительно и на границе допустимого износа (3%) составляет всего 0,2%. Это подтверждает адекватность модели прогнозирования износа втулочно-роликовой цепи в передаче с внутренним зацеплением.

Измерения ведущей и ведомой звездочек и всех вспомогательных узлов и элементов передачи (направляющих роликов и шины) проводились с помощью координатно-измерительной машины Simcore CA7 Arm в лаборатории ОАО «CLAAS» (рисунок 7).



Рис.7. Координатно-измерительная машина Simcore CA7 Arm

На данном этапе были построены трехмерные поверхности звездочек и элементов передачи, которые подвержены износу в процессе испытания редуктора.

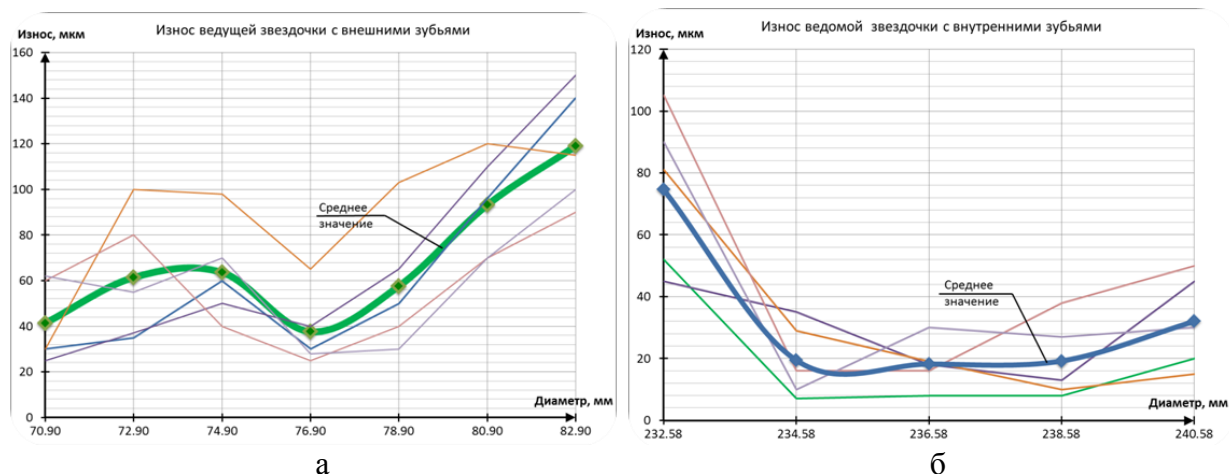


Рис.8. Износ профиля зубьев ведущей (а) и ведомой (б) звездочек.

На основе данных исследований поверхностей зубьев были получены величины износа профилей зубьев ведущей с внешними зубьями и ведомой с внутренними зубьями звездочек (рисунок 8).

В результате экспериментальных испытаний были получены данные о состоянии приводной роликовой цепи, ведущей и ведомой звездочек, а также вспомогательных элементов передачи в процессе всего цикла ее работы. Полученные результаты подтвердили все теоретические исследования и расчеты [3,4,5], а результаты замеров износа цепи повторили зависимость, полученную с помощью разработанной модели прогнозирования изнашивания приводных роликовых цепей в передачах с внутренним цепным зацеплением с точностью 95%.

Литература

1. Пат. 141362 Российская Федерация, МПК F 16 Н 7/06. Цепная передача с внутренним зацеплением / Бережной С.Б., Пунтус А.В., Скорюнов А.А.; Фед. гос. бюд. обр. уч. высшего проф. обр. «Кубанский гос. технологический университет» (ФГБОУ ВПО КубГТУ). - №2013154819/11; заявл. 10.12.13; опубл. 24.04.14, Бюл. №23. – 2 с.: ил.
2. Бережной С. Б. Роликовые цепные передачи общемашино-строительного применения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 242 с.
3. Бережной С.Б., Скорюнов А.А. Специальные механические передачи с гибкой связью // Наука. Техника. Технологии (политехнический вестник). - 2014. – № 3. – С. 48-60.
4. Бережной С.Б. Прогнозирование изнашивания приводной роликовой цепи в специальных цепных передачах, работающих в машинах и оборудовании нефтегазового комплекса / С.Б. Бережной, С.А. Метильков, А.А. Скорюнов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – №03(097). – IDA [article ID]: 0971401080. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/03/pdf/80.pdf>, 1,125 у.п.л.
5. Скорюнов А.А. Расчет роликовой цепной передачи с внутренним зацеплением / Скорюнов А.А. // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – №06(100). – IDA [article ID]: 1001406032. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/06/pdf/32.pdf>, 1,125 у.п.л.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА ЦЕПИ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

PREDICTION CHAIN WEAR IN CHAIN TRANSMISSION WITH INTERNAL GEAR

С.Б.Бережной – д.т.н., проф., В.В.Юнин, А.А.Скорюнов – аспирант
Кубанский государственный технологический университет

Abstract. The results of investigations of efficiency chain drive with internal gear on the criterion of wear resistance of its elements (asterisks, rollers, tire chain). The first breaking down, the weakest link is the bush roller chain. Calculated power and dynamic characteristics of the transmission. The model prediction of wear in the drive chain roller chain transmission with internal gear on a statistical basis, probably with the direct account of the intensity of wear of the chain. Features of the calculation is the additional consideration of magnitude and location of the areas of wear hinges chain of internal and external links, which improves the precision and accuracy of forecasting models wear chain.

В данной статье представлены особенности передачи с внутренним цепным зацеплением [1,2,7], выявление и анализ которых позволяет более точно произвести расчет модели прогнозирования износа цепи в цепном контуре.

Изнашивание приводной роликовой цепи в работающей передаче происходит непрерывно при перемещении звеньев по контуру передачи. При этом приращение среднего шага цепи Δt происходит в цепи вследствие относительных угловых перемещений в шарнире как в процессе входа в зацепление с зубом ведущей звездочки и выхода из зацепления с зубом ведомой звездочки звеньев цепи, так и при вынужденных поперечных колебаниях ветвей цепной передачи на участках между звездочками [3,4].

Разработанный метод прогнозирования интенсивности изнашивания приводных роликовых цепей в передачах с внутренним зацеплением основан на вероятностно-статистическом представлении процесса изнашивания [4,5,6].

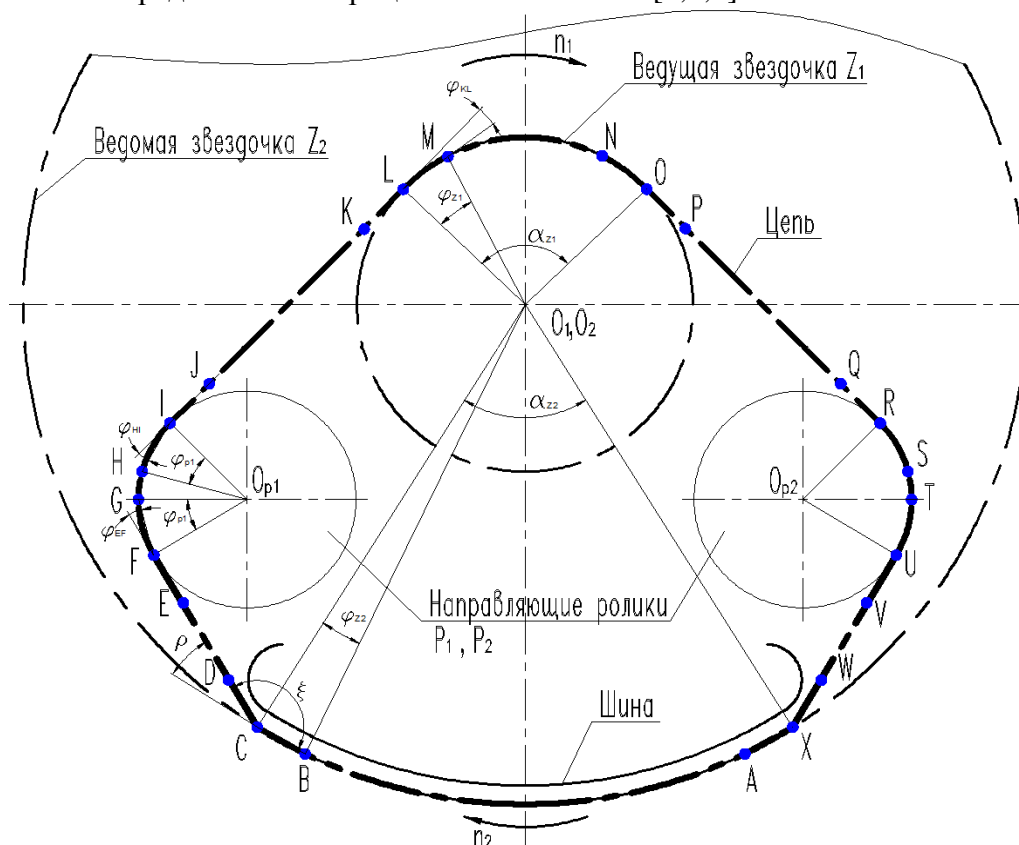


Рис.1. Схема цепной передачи с внутренним зацеплением. Траектория движения шарниров цепи.

Для дальнейшего анализа передачи отметим на цепном контуре контрольные точки. Данные точки позволяют разбить контур на условные участки, которые мы рассмотрим далее.

Одной из величин необходимых для расчета износа цепи является путь трения. В роликовых цепях путь трения представляет собой взаимные угловые перемещения элементов шарнира относительно друг друга. Взаимные угловые перемещения происходят между валиком и втулкой, а также между втулкой и роликом.

На первом этапе рассчитаем угол между смежными звеньями шарнира для его позиций в каждой контрольной точке контура.

$$\xi_A = \xi_B = \pi - \frac{2\pi}{z_2}$$

$$\xi_C = \xi_X = \left(\pi - \frac{2\pi}{z_2}\right) - \left(\rho - \frac{\pi}{z_2}\right) = \pi - \frac{\pi}{z_2} - \rho$$

$$\xi_D = \xi_E = \xi_W = \xi_V = \pi$$

$$\xi_F = \xi_I = \xi_U = \xi_R = \pi - \frac{\pi}{z_p}$$

$$\xi_G = \xi_H = \xi_T = \xi_S = \pi - \frac{2\pi}{z_p}$$

$$\xi_J = \xi_Q = \xi_K = \xi_P = \pi$$

$$\xi_L = \xi_O = \pi - \frac{\pi}{z_1}$$

$$\xi_M = \xi_N = \pi - \frac{2\pi}{z_1}$$

Таким образом мы получили формулы для расчета углов между смежными звеньями шарниров цепи.

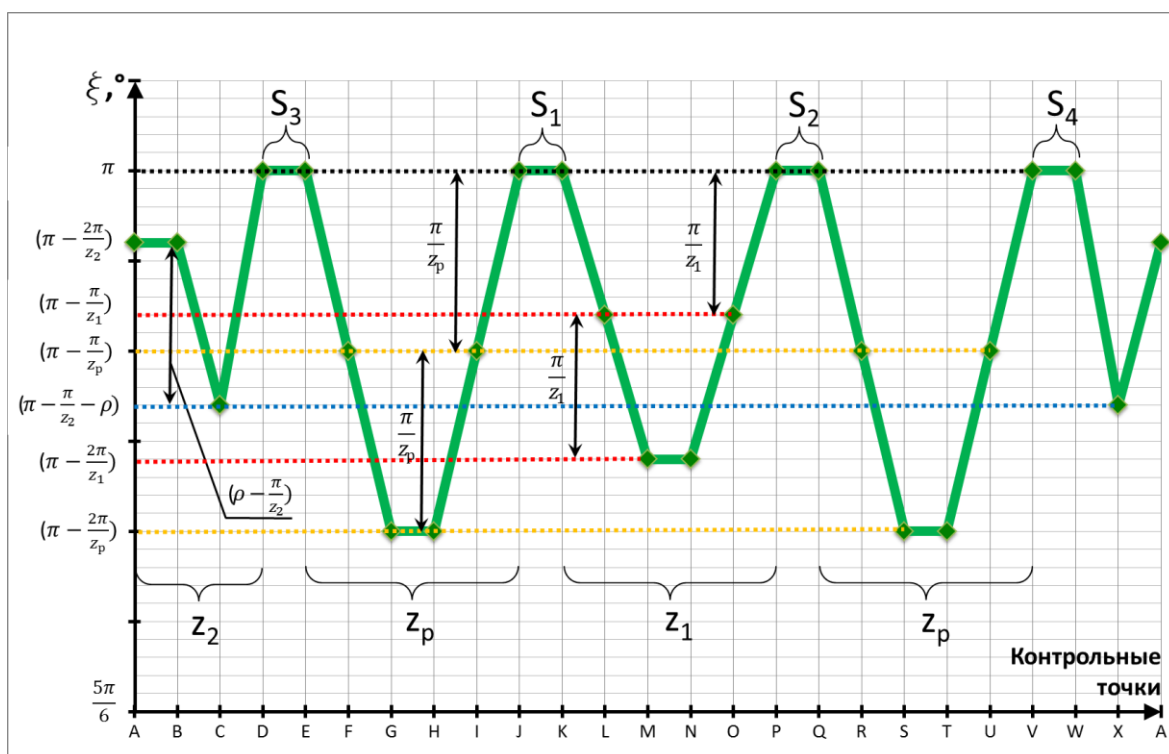


Рис.2. График величины угла между смежными звеньями шарнира цепи в каждой контрольной точке цепного контура.

На рисунке 2 представлен график величины угла между смежными звеньями

шарнира цепи в каждой контрольной точке цепного контура. На графике отмечены четыре участка зацепления шарниров цепи:

- с ведомой звездочкой с внутренними зубьями (z_2);
- с ведущей звездочкой с внешними зубьями (z_1);
- с направляющими роликами (z_p).

Поворот звеньев шарнира относительно друг друга происходит в момент входа и выхода из зацепления с элементами передачи. Максимальная величина угла наблюдается на прямых участках цепного контура. Минимальная величина угла наблюдается на роликах (исходя из условия, что ролики имеют диаметр меньше, чем ведущая звездочка).

На втором этапе произведем расчет величины изменения углов между смежными звеньями при прохождении шарниров цепи по цепному контуру из одной точки в следующую.

$$\varphi_{AB} = 0$$

$$\varphi_{BC} = \varphi_{XA} = \rho - \frac{\pi}{z_2}$$

$$\varphi_{CD} = \varphi_{WX} = \frac{2\pi}{z_2} + \left(\rho - \frac{\pi}{z_2}\right) = \frac{\pi}{z_2} + \rho$$

$$\varphi_{DE} = \varphi_{VW} = 0 \text{ - динамику цепи не учитываем, т.к. ветвь короткая}$$

$$\varphi_{EF} = \varphi_{FG} = \varphi_{HI} = \varphi_{LI} = \varphi_{QR} = \varphi_{RS} = \varphi_{TU} = \varphi_{UV} = \frac{\pi}{z_p}$$

φ_{JK} - расчет приведен в разделе «Динамика»

$$\varphi_{PQ} = 0 \text{ - динамику цепи не учитываем, т.к. в холостой ветви малые усилия}$$

$$\varphi_{KL} = \varphi_{LM} = \varphi_{NO} = \varphi_{OP} = \frac{\pi}{z_1}$$

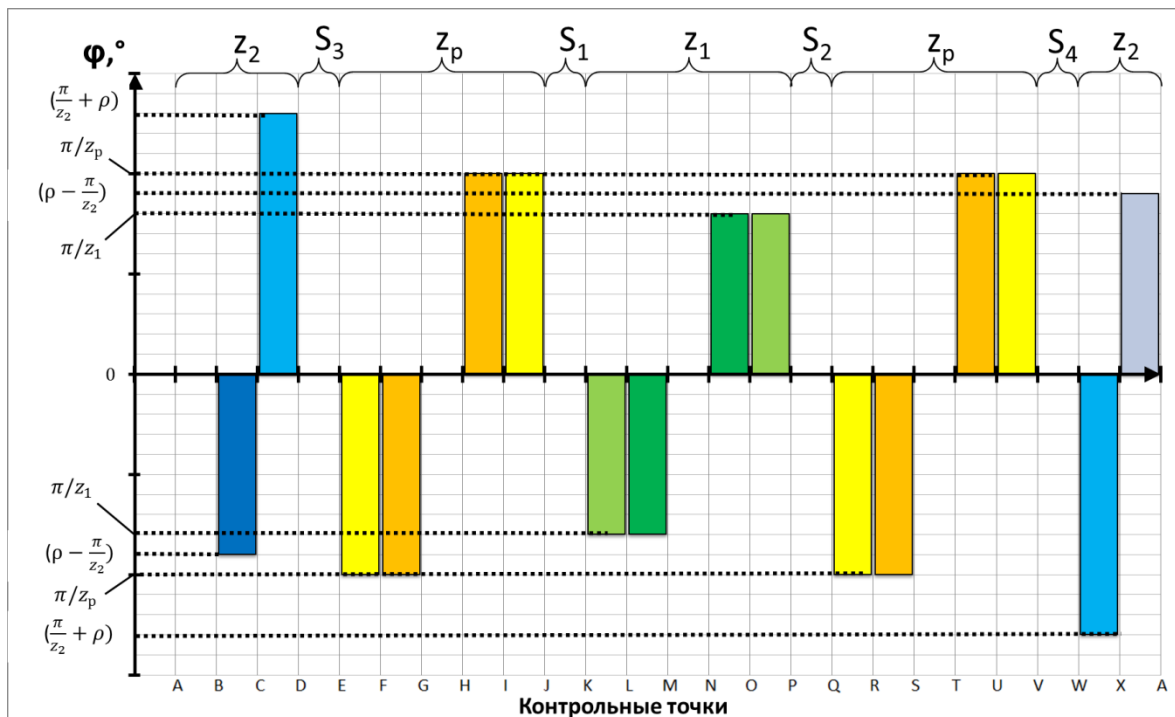


Рис.3. График величины угла поворота в паре валки втулка при перемещении шарнира из одной контрольной точки в следующую.

На рисунке 3 представлен график угловых перемещений в паре валки-втулка при движении шарниров цепи по цепному контуру.

Знак угла зависит от направления изменения величины угла между смежными звеньями в процессе перехода от одной точки к другой. При увеличении угла знак положительный, при уменьшении угла знак отрицательный.

Путь трения в шарнире за один оборот цепного контура будет равен сумме угловых перемещений на участке от А до А.

$$\varphi_{AA} = 4\rho + \frac{4\pi}{z_p} + \frac{4\pi}{z_1} + \varphi_{JK}$$

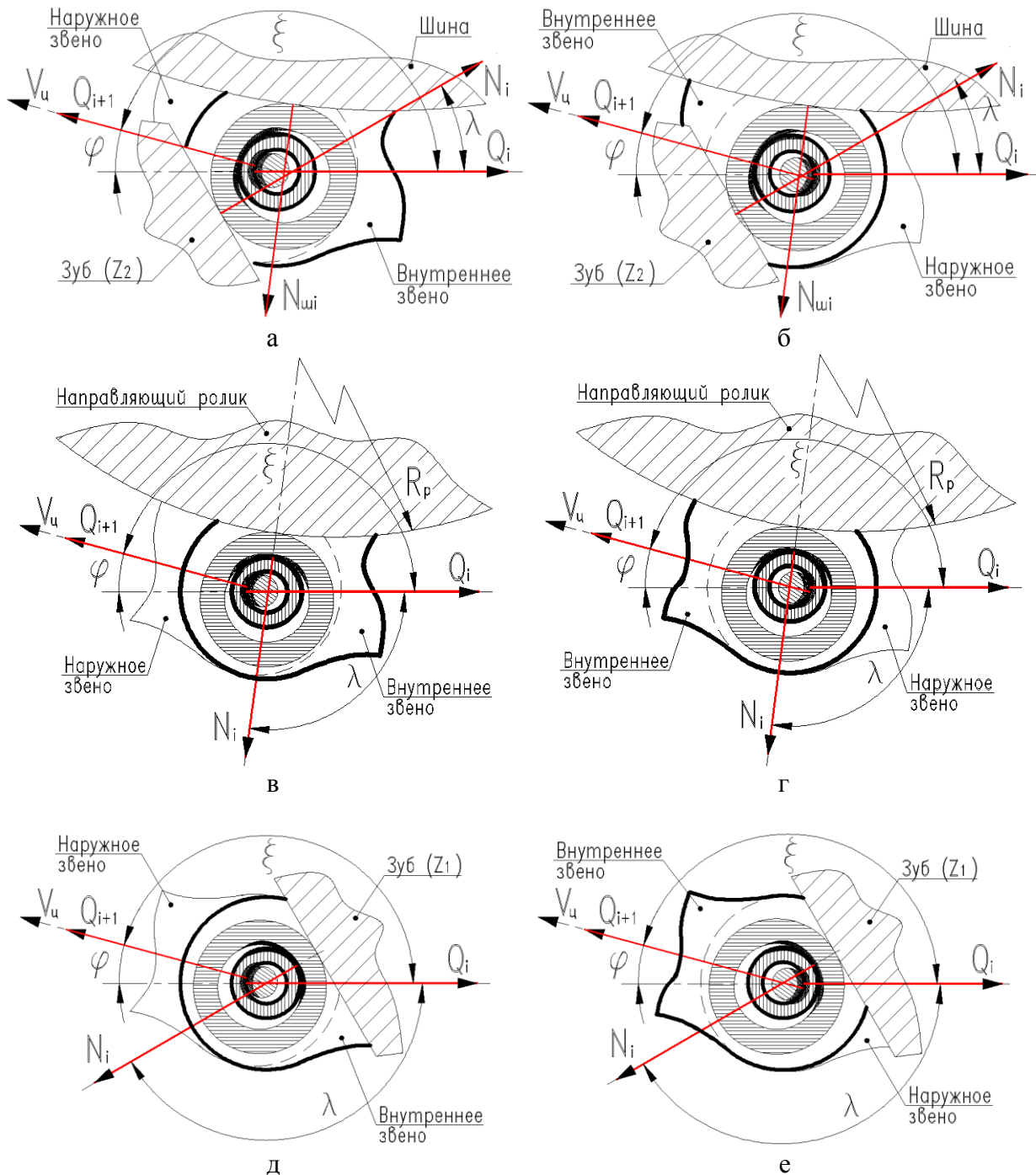


Рис.4. Схема взаимного расположения элементов цепи для шарниров внутреннего (а,в,д) и наружного (б,г,е) звеньев в зацеплении с элементами передачи (с ведомой звездочкой с внутренними зубьями (а,б); с направляющим роликом (в,г); с ведущей звездочкой с внешними зубьями (д,е)).

Схемы зацепления шарниров цепи с элементами передачи соответствуют следующим контрольным участкам исследования:

- рис.4 (а,б) – X-C;
- рис.4 (в,г) – F-I и R-U;
- рис.4 (д,е) – L-O.

Характер зацепления шарнира цепи с элементами передачи различается не только в зависимости от того с каким элементом в данный момент он находится в зацеплении, но и от того к какому звену принадлежит шарнир. В теории цепного зацепления сложилась традиция присваивать название шарниру соответствующее название позади идущего звена. Соответственно:

- для позади идущего внутреннего звена - шарнир внутреннего звена (ШВЗ);
- для позади идущего наружного звена – шарнир наружного звена (ШНЗ).

В результате проведенного анализа передачи с внутренним зацеплением были выявлены характер зацепления шарниров цепи с элементами передачи, а также учтены как величины, так и расположение зон износа поверхностей в элементах цепи.

Таким образом учет данных особенностей позволил дополнить методику прогнозирования изнашивания роликовой цепи в цепной передаче с внутренним зацеплением.

Литература

1. Пат. 141362 Российская Федерация, МПК F 16 H 7/06. Цепная передача с внутренним зацеплением / Бережной С.Б., Пунтус А.В., Скорюнов А.А.; Фед. гос. бюд. обр. уч. высшего проф. обр. «Кубанский гос. технологический университет» (ФГБОУ ВПО КубГТУ). - №2013154819/11; заявл. 10.12.13; опубл. 24.04.14, Бюл. №23. – 2 с.: ил.
 2. Бережной С. Б. Роликовые цепные передачи общемашино-строительного применения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 242 с.
 3. С.Б. Бережной, С.А. Метильков, А.А. Скорюнов // Поперечные колебания ведущей ветви в специальных цепных передачах, работающих в машинах и оборудовании нефтегазового комплекса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2014. №8. С. 40-43.
 4. Бережной С.Б. Прогнозирование изнашивания приводной роликовой цепи в специальных цепных передачах, работающих в машинах и оборудовании нефтегазового комплекса / С.Б. Бережной, С.А. Метильков, А.А. Скорюнов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – №03(097). – IDA [article ID]: 0971401080. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/03/pdf/80.pdf>, 1,125 у.п.л.
 5. Бережной С.Б., Скорюнов А.А. Силовое исследование цепной передачи с внутренним зацеплением для нефтегазового оборудования // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". 2013. №6. С. 310-330. URL: http://www.ogbus.ru/authors/BerezhnoySB/BerezhnoySB_1.pdf
 6. Скорюнов А.А. Расчет роликовой цепной передачи с внутренним зацеплением / Скорюнов А.А. // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – №06(100). – IDA [article ID]: 1001406032. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/06/pdf/32.pdf>, 1,125 у.п.л.
 7. Бережной С.Б., Скорюнов А.А. Специальные механические передачи с гибкой связью // Наука. Техника. Технологии (политехнический вестник). - 2014. – № 3. – С. 48-60.
- Berezhnoi S.B., Metil'kov S.A., Skoryunov A.A. Transverse vibrations of a leading strand in special chain drives functioning in the machinery and equipment of an oil and gas complex // Chemical and Petroleum Engineering. 2014. T. 50, № 7-8. С. 536-541.

**ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОНЕНТОВ КОММУНИКАЦИОННОЙ СРЕДЫ
ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ПОДСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ЭЛЕКТРОАВТОМАТИКОЙ СТАНКА СИЛОВОГО СТРОГАНИЯ**
*THE USAGE OF COMMUNICATION COMPONENTS FOR BUILDING
CONTROL SUBSYSTEM ELECTROAUTOMATICS OF POWER PLANING
MACHINE*

С.В.Богданов – бакалавр, **А.М.Плаксин** – бакалавр, **Н.В.Козак** – к.т.н., доц. кафедры
КСУ
ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»

Abstract. The work is devoted to developing and debugging mechanisms of control system kernel interaction with the subsystems of machines electroautomatics. The basis of the given solution is a developed specialized software module of control system kernel interaction with programmable logic controllers (PLC) based on industry-standard network protocols. The practical result of the work is the creation of communication environment software components that implement the data exchange with the PLC via Modbus and the interaction with the software- programmable logic controllers (Soft PLC) on a shared memory mechanism. The advantages of the use of communication media components: cheapness, flexibility in upgrading and programming for a variety of tasks, remote configuration and diagnostics.

Работа посвящена разработке и отладке механизмов взаимодействия ядра системы управления с подсистемой электроавтоматики станков. В основе представленного решения лежит разработанный специализированный программно-реализованный модуль взаимодействия ядра системы управления с контроллерами электроавтоматики (ПЛК) на базе стандартных промышленных сетевых протоколов. С применением принципов объектно-ориентированного подхода компоненты коммуникационной среды были расширены драйверами для последовательных портов и драйверами для взаимодействия с устройствами по протоколу Modbus. Роль коммуникационной среды в работе ядра системы ЧПУ представлена на Рис. 1.

Информационный поток, поступающий от задач ядра системы управления и проходящий через коммуникационную среду на устройства электроавтоматики, проходит через специализированный модуль взаимодействия NC-PLC. Данный модуль позволяет синхронизировать потоки данных. Для уменьшения объема передаваемой информации и, как следствие, повышения скорости обмена осуществляется передача только обновленных данных. В соответствии с запрограммированной заранее конфигурацией способен направлять информационные потоки через область разделяемой памяти в программно-реализованный контроллер или при помощи соответствующих интерфейсов на внешний программируемый логический контроллер. Таким образом, обеспечивается независимость вышестоящих модулей ядра системы управления не только от конкретных производителей устройств электроавтоматики, но и от способов реализации таких устройств.

Для построения подсистемы управления электроавтоматикой с использованием описанных выше возможностей коммуникационной среды средствами программно-реализованного контроллера был спроектирован и реализован специализированный набор пользовательских библиотек в редакторе управляющих программ Soft PLC (Рис.2.).

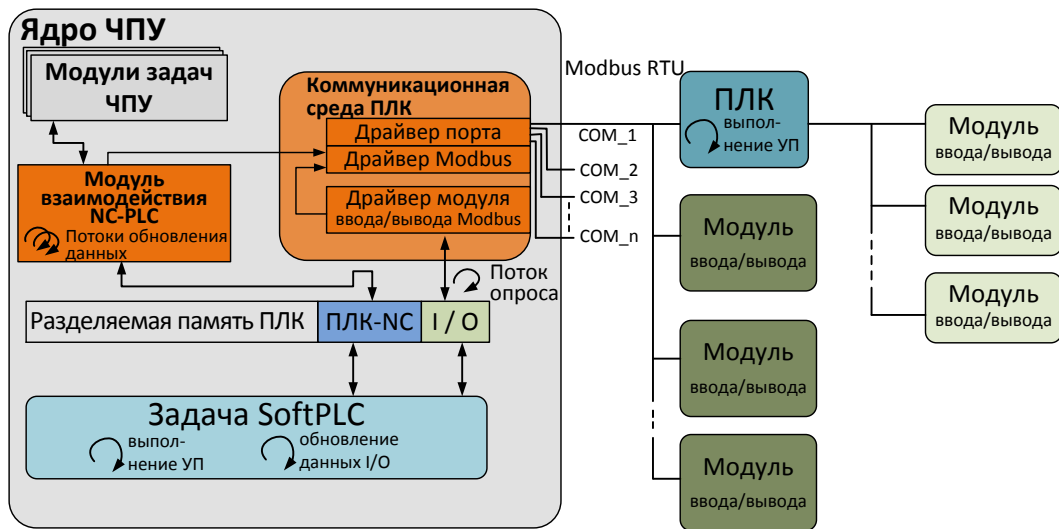


Рис. 1 Роль коммуникационной среды в работе ядра системы ЧПУ

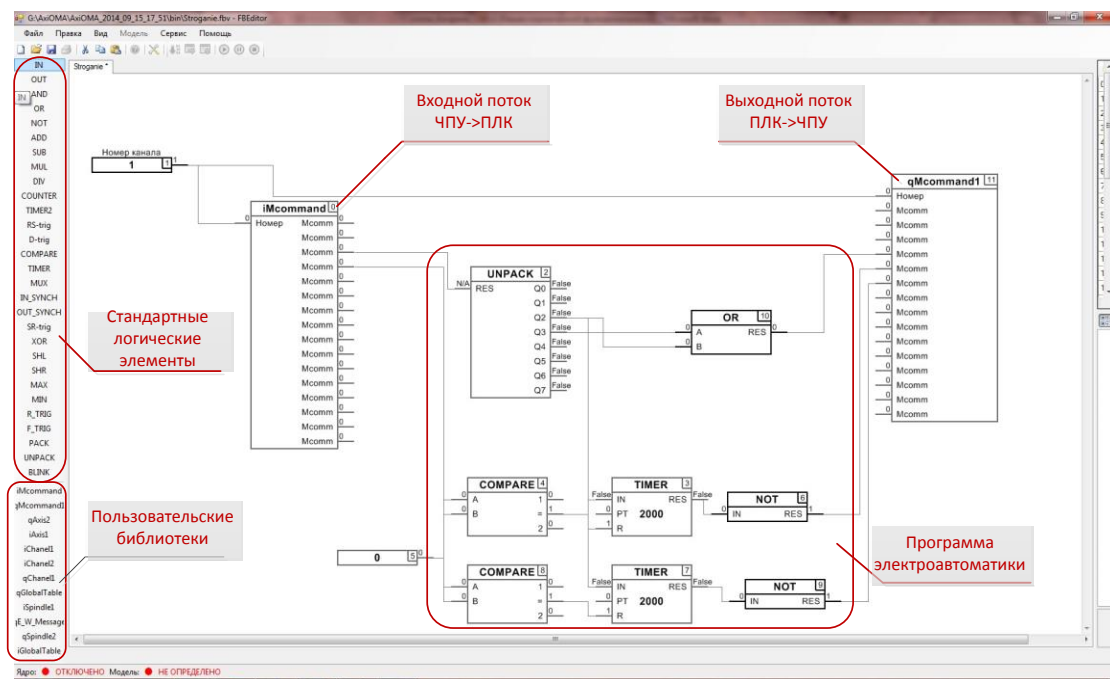


Рис. 2 Набор пользовательских библиотек для Soft PLC

С учетом особенностей программирования Soft PLC каждый из модулей объектов управления был разбит на два потока: $i...$ – это поток данных из ядра системы управления в ПЛК (входной для контроллера, например, $iMcommand$ – сигналы M-команд от ЧПУ), а $q...$ – поток данных из ПЛК в ядро системы управления (выходной для контроллера, например, $qMcommand$ – ответ ПЛК на входные сигналы M-команд). В качестве наглядного примера использования описываемого инструментария разберем подробнее выполнение стандартных M-команд, к которым можно отнести смену инструмента, установку и снятие тормозов у осей и др. (

Рис. 3).

Логика выполнения фаз, показанных на

Рис. 3, заключается в следующем:

1. Ядро СЧПУ устанавливает сигнал активации активности M-команды и с помощью функционального блока (ФБ) $iMCommand$ передает его в Soft PLC.
2. Получив сигнал, Soft PLC выполняет логику M-команды (например, разблокирует ось гидравликой станка, выполняет автоматическую смену инструмента и пр.). Ядро

системы ожидает ответа от SoftPLC в рамках установленного в конфигурации М-команды таймаута (т.е. времени, отведенного на ее выполнение). При успешном выполнении логики М-команды Soft PLC устанавливает сигнал выполнения М-команды.

3. Soft PLC передает (с помощью блока qMCommand) ядру системы управления сигнал о результате выполнения М-команды. Получив этот сигнал, ядро снимает установленный ранее сигнал активности М-команды. Soft PLC ожидает (в блоке iMCommand) получения сигнала о сбросе этого флага.

4. Получив уведомление о сбросе сигнала активности М-команды, Soft PLC, в свою очередь, снимает сигнал выполнения М-команды.



Рис. 3 Циклограмма выполнения М-команды с использованием функциональных блоков iMCommand и qMCommand

Практическим результатом работы является создание программных компонент коммуникационной среды, реализующих обмен данными с ПЛК по протоколу Modbus и взаимодействие с программно-реализованным контроллером (Soft PLC) по механизму разделяемой памяти. Преимущества применения компонентов коммуникационной среды: бюджетность, гибкость в модернизации и программировании для различных задач, возможность удаленной настройки и диагностики.

Представленные в данной работе компоненты коммуникационной среды, для подсистемы взаимодействия системы ЧПУ с программно-реализованным контроллером, реализованы в виде отдельных библиотечных модулей для Soft PLC и программного компонента расширения для ядра системы управления. В настоящее время реализованный подход имеет практическое применение на станке силового строгания Э7106МФ4.

Работа выполнена по договору № 14.124.13.6495-МК об условиях использования гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых

Литература

1. Мартинов Г.М., Нежметдинов Р.А. «Кроссплатформенный программно-реализованный логический контроллер управления электроавтоматикой станков с ЧПУ» // Автоматизация и современные технологии. 2013. № 1. С. 15-23.
2. Мартинов Г.М., Козак Н.В., Богданов С.В. Моделирование и реализация взаимодействия системы ЧПУ с автономным ПЛК на основе протокола TCP/IP. Материалы VI Всероссийской научно-практической конференции «Компьютерная интеграция производства и ИПИ-технологии». С. 325-330.
3. Мартинов Г.М., Козак Н.В., Нежметдинов Р.А., Григорьев А.С., Обухов А.И., Мартинова Л.И. Метод декомпозиции и синтеза современных систем с ЧПУ // Автоматизация в промышленности. 2013. № 5. С. 9-15.
4. Мартинова Л.И., Козак Н.В., Нажметдинов Р.А., Пушков Р.Л. Реализация открытости управления электроавтоматикой станков в системе ЧПУ класса PCNC // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2011 №02. С. 11-16.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ШАХТНОГО МАНИПУЛЯТОРА *METHOD OF DEFINITION OF KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE OUTPUT LINK OF THE MINE MANIPULATOR*

К.В.Гальченко – аспирант, Л.В.Лукиенко – докт. техн. наук, проф., заведующий
кафедрой «Техническая механика»

Новомосковский институт ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И. Менделеева

Abstract. In this work the choice of a design is made and parameters of the basic and rotary mechanism of the manipulator for ensuring process of excavation support.

В связи со значительным увеличением транспортных потоков в современных городах резко возрастает необходимость развития подземного транспорта. Строительство дополнительных линий метро способствует решению данной проблемы. Только по программе развития московского метрополитена, до 2020 года, планируется построить 160 км линий метро и 78 новых станций согласно постановлению правительства Москвы от 4 мая 2012 г. N 194-ПП "Об утверждении Перечня объектов перспективного строительства московского метрополитена в 2012 - 2020 гг.". Строительство осуществляется при помощи щитовых проходческих комплексов (рис.1).

Одной из основных операций, которые выполняет щитовой проходческий комплекс, является механизированное крепление проводимых горных выработок. В настоящее время для выполнения данной операции не разработано единого конструктивного решения, позволяющего механизировать эту операцию, повысить эффективность работы и снизить трудозатраты обслуживающего персонала.

Для устранения этих недостатков необходимо внедрение в состав щитового проходческого комплекса манипулятора, для крепления выработки, обладающего повышенной точностью позиционирования доставляемого груза и расширенной зоной обслуживания при необходимой и достаточной металлоемкости и повышенной надежности.

Отмеченные выше недостатки, а также возможность использовать высокоманевренный гидравлический манипулятор как многофункциональную машину, оснащенную захватным и монтажным оборудованием, обосновывают актуальность проведения научно-исследовательских работ в данном направлении.

Для обоснованного выбора кинематической схемы манипулятора, для крепления горной выработки, был произведен анализ существующих манипуляторов, которые применяют в настоящее время. Распространение получили рычажные и кольцевые манипуляторы [1]. К основным достоинствам рычажных схем манипулятора можно отнести универсальность, возможность работы при разных диаметрах проходки, а так же при разных типах проходческого комплекса. Их основные недостатки: ограничение зоны обслуживания плоскостью, в котором установлен крепеукладчик, большие погрешности позиционирования.

К основным достоинствам кольцевых манипуляторов можно отнести достаточно высокую точность позиционирования, возможность прохождения вагонеток внутри кольца манипулятора. Их основные недостатки: сложность исполнения и монтажа, малая зона обслуживания, из-за характерной конструкции применяется только в щитовых проходческих комплексах.

От этих недостатков освобождена конструкция манипулятора, состоящая из захвата, трех рычажных звеньев, взаимное расположение которых определяется гидродомкратами, базовой плиты, распорных гидростоек, обуславливающих положение манипулятора, по отношению к почве и кровле проводимой выработки.

Для выбора рациональной конструктивной схемы манипулятора был проведен анализ возможных вариантов схем, который показал, что, не смотря на повышенную

мобильность большинство схем, не адаптировано под высокие нагрузки, возникающие при закреплении горной выработки [2]. Для дальнейшей работы была выбрана схема (рис.2) манипулятора перспективность которой обуславливает применение подобных конструкций в лесной промышленности и в технике для строительных работ.

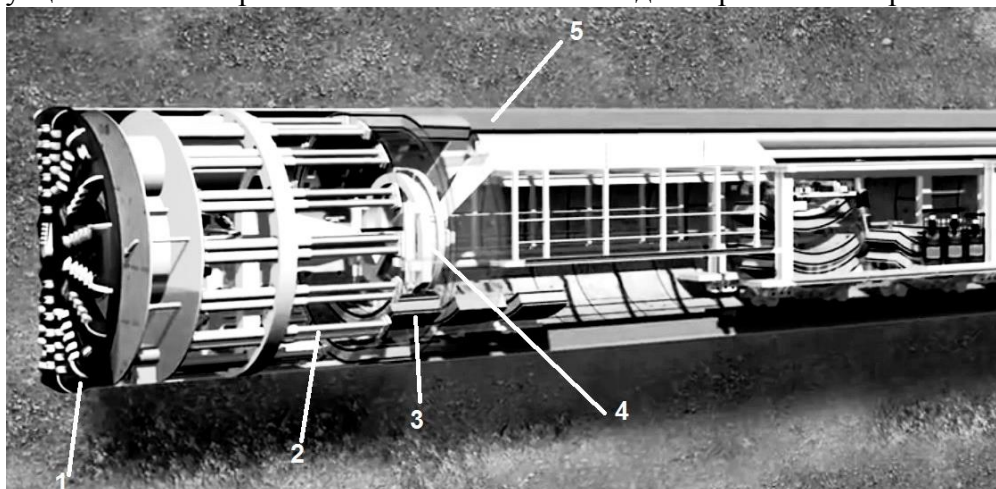


Рис. 1. Щитовой проходческий комплекс (1- щит; 2- опоры гидравлические; 3- тубинг; 4- кольцевой крепеукладчик; 5- кольцо обделки тоннеля)

Проведённое исследование зон обслуживания для различных конструктивных схем показало, что избранная схема наиболее перспективна, так как ее зона обслуживания превышает другие рассмотренные схемы на 65 %. Её практическое применение позволит значительно расширить зону обслуживания при простоте конструкции манипулятора.

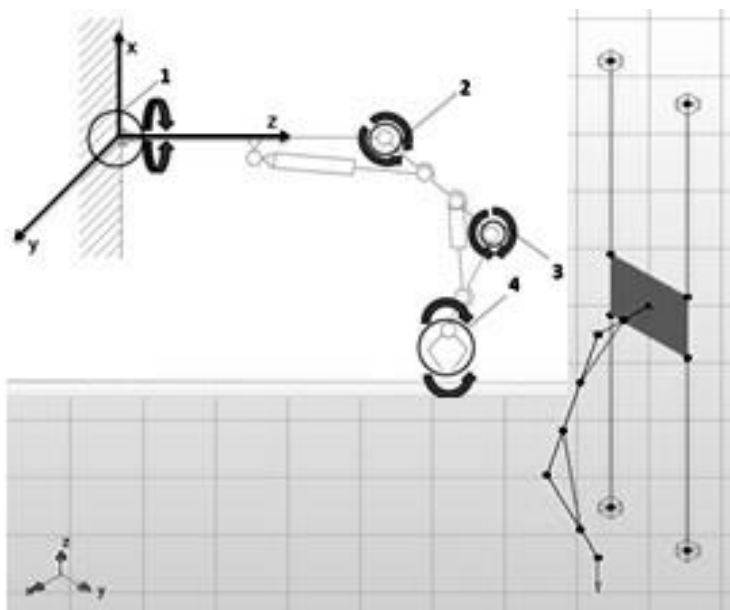


Рис. 2. Принципиальная схема манипулятора (1, 2, 3, 4 - шарниры, соединяющие звенья манипулятора)

Анализ напряжено-деформированного состояния данной конструкции манипулятора показал, что наиболее нагруженной точкой является гидроцилиндр соединяющий предплечье и руку манипулятора, жесткость конструкции в этом месте составляет 79,1 кН/мм; в точке приложения к манипулятору внешней нагрузки жесткость конструкции составляет 34 кН/мм. Но так же стоит учитывать что, захват переносимых материалов не всегда осуществляется по центру их тяжести [3], поэтому при остановках манипулятора в промежуточных положениях происходит раскачивание груза, которое вызывает колебательные процессы и знакопеременные напряжения в металлоконструкции, что отрицательно влияет на надёжность и производительность манипулятора.

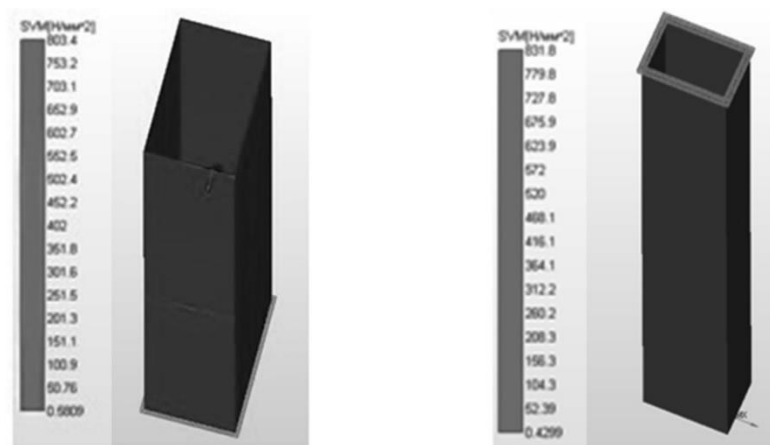


Рис. 3. Результаты исследований влияния различного расположения нагрузок на характер распределения напряжений в коробе звена манипулятора

Проведенный анализ влияния различного расположения гидроцилиндров на характер распределения напряжений в коробе манипулятора (рис. 3) привел к выводу необходимости учитывать данный параметр не только с позиции суммарного перемещения выходного звена, но и с позиции надежности и жесткости всей конструкции.

Результаты расчета показали, что при увеличении жесткости гидроцилиндров увеличивается суммарное перемещение выходного звена манипулятора на 2-3% за каждые 250 Н/мм повышения жесткости (Рис.4).

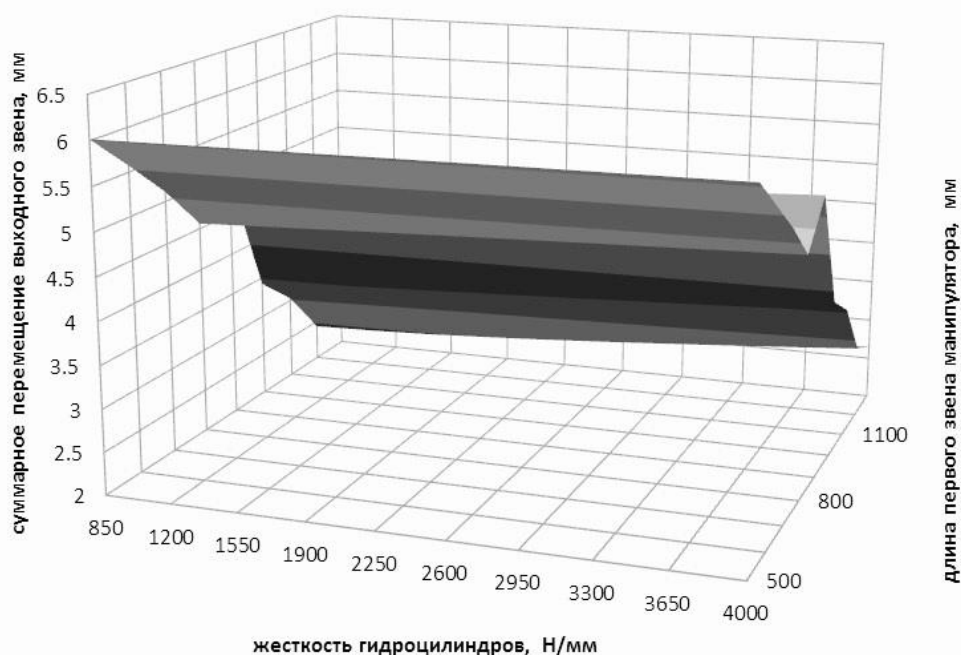


Рис. 4. Зависимость суммарного перемещения от жесткости гидроцилиндров манипулятора и длины первого звена

Определяющее влияние на эффективную эксплуатацию манипулятора и точность позиционирования доставляемых объектов оказывает работа узла поворота [4]. Наиболее предпочтительным конструктивным вариантом его реализации является применение цевочной передачи.

Это обусловлено тем, что она обладает малыми габаритами, большой надежностью, возможностью применения в широком диапазоне передаваемых моментов.

Для обоснованного выбора геометрических параметров передачи используем рекомендации работы [5]. В основе метода расчета лежит учет момента пересопряжения контактирующих пар зубьев, профиль которых выполнен по радиусу. Управление качеством зацепления предложено осуществлять посредством рационального выбора

радиуса профиля зуба, углов давления на входе и выходе из зацепления, а также коэффициента запаса профиля зуба. Однако, для выбора толщины профиля зуба по окружности, на которой расположены центры профилей, в работе [5] не приведены однозначные рекомендации. Для устранения этого недостатка нами предложена зависимость:

$$S = r_{\text{цп}} \sqrt{2 \left(1 - \cos \left(\arccos \left(1 - \frac{(P_p - d_{\text{ц}})^2}{2r_{\text{цп}}^2} \right) \right) \right)}, \quad (1)$$

где, P_p - шаг зацепления; $r_{\text{цп}}$ - радиус окружности по которой расположен центр профиля зуба колеса; $d_{\text{ц}}$ - диаметр цевки; S - толщина зуба центров профилей.

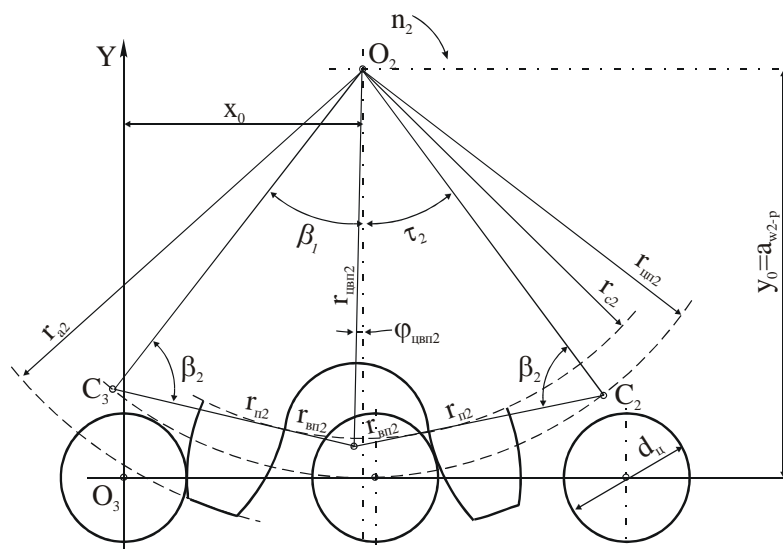


Рис. 5. Расчетная схема зубчатое колесо – цевочный барабан (шаг зацепления P_p , диаметр цевки $d_{\text{ц}}$, межосевое расстояние a_{w2-p} , радиус профиля зуба колеса r_{n2} , $r_{вн2}$ -радиус профиля впадин; $r_{цп2}$ – радиус центра профиля зуба колеса; β_1 – угол между центрами впадин зуба колеса; r_{n2} – радиус профиля зуба колеса)

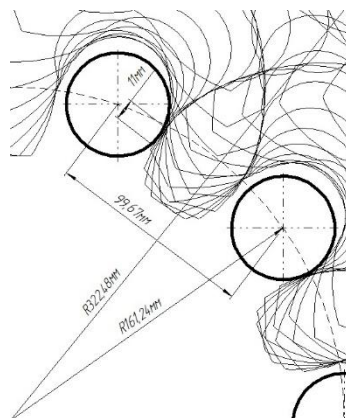


Рис. 6. Кинограмма работы кинематической пары зубчатое колесо – цевочный барабан

Для проверки работы предложенной передачи зубчатое колесо – цевочный барабан была выполнена кинограмма (рис.6). Анализ показал, что длина рабочего участка на цевке составляет 11 мм.

Аналитически описать движение выходной точки манипулятора возможно, используя метод векторных контуров в соответствии с расчётной схемой (рис.7).

Скорость точки C можно определить по зависимости $V_C = \omega_4 \cdot R$,

$R = l_{AB} \cos \omega_2 t + l_{CB} \cos \omega_3 t$,

где t - период времени, l - длина соответствующего звена, ω - угловая скорость.

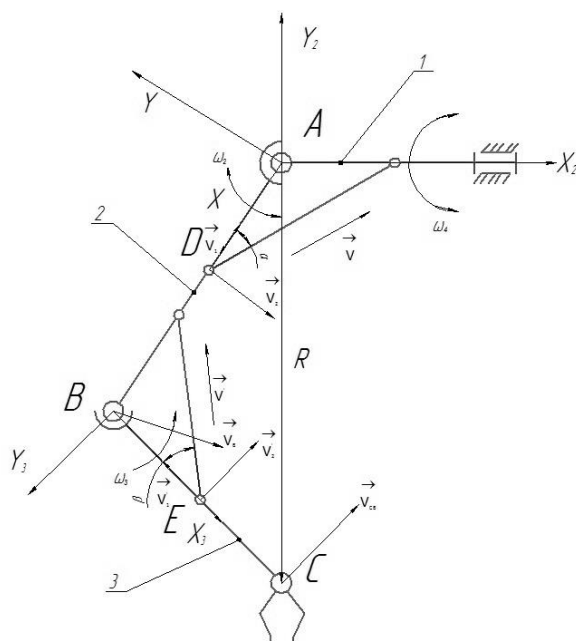


Рис. 7. Расчетная схема.

Представленные результаты будут использованы при проведении дальнейших исследований разработанной оригинальной конструкции манипулятора для крепления горной выработки.

Литература

1. Бреннер, В.А. Щитовые проходческие комплексы [Текст]/ В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков // М.: Изд-во «Горная книга», 2009. 447 с.
2. Сидоров, А.А. Обоснование и оптимизация параметров демпфера механизма подъема стрелы лесного манипулятора сортиментовоза [Текст]/ А.А. Сидоров // Автореферат дисс. к.т.н. Воронеж, 2011. 16 с.
3. Ушаков, Л.С. Разработка математической модели динамики манипулятора колесного экскаватора-погрузчика [Текст]/ Л.С. Ушаков, М.В. Красько, Н.Г. Чехутская // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сб. науч. ст.: в 2 ч. Ч. 1. Курск, 2014. 383 с.
4. Бурдаков, С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов [Текст]/ С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев // М.: Изд-во «Высшая школа», 1986. 385 с.
5. Бреннер, В.А. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещений очистных комбайнов [Текст]/ В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалева, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарев // Тула: Изд-во «ТулГУ», 2007. 220с.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ВИНТЫ ДЛЯ ПОСТУПАТЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

KINEMATIC AND POWER SCREWS ARE THE DIRECTION OF TRANSLATIONAL MECHANISM

С.М.Демидов – к.т.н, В.А.Глазунов – д.т.н., д.ф-н.н.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. Presents structural synthesis and analysis of parallel robots kinematic structure with partial decoupling. Methods of synthesis and structural analysis are based on calculating the screw, as well as in structural Kutzbach formula.

В данной статье рассмотрим подход к структурному анализу и синтезу робота параллельной структуры, основанный на математическом аппарате винтового исчисления и формулах Куцбаха, применяемого для структурного анализа и синтеза. Кроме того, будет использован аппарат винтового исчисления – для того чтобы показать какие возможные движения имеет механизм параллельной структуры.

Рассмотрим применение замкнутых групп винтов для построения механизмов параллельной структуры. Прежде всего, используем трехчленные и четырехчленные группы. Вначале представим поступательно-направляющий механизм (Рис. 1). Каждая кинематическая цепь состоит из одной приводной поступательной пары (линейный двигатель), расположенной на основании и двух поступательных пар, представленных как шарнирные параллелограммы (Рис. 1, а). В отличие от обычной поступательной пары шарнирный параллелограмм не характеризуется постоянным направлением поступательного перемещения. Единичные винты, характеризующие положения осей указанных кинематических пар, имеют координаты (все винты имеют бесконечно большой параметр): $E_{11}(0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $E_{12}(0, 0, 0, 0, e_{12y}, e_{12z})$, $E_{13}(0, 0, 0, 0, e_{13y}, e_{13z})$, $E_{21}(0, 0, 0, 0, 1, 0)$, $E_{22}(0, 0, 0, 0, e_{22x}, 0, e_{22z})$, $E_{23}(0, 0, 0, 0, e_{23x}, 0, e_{23z})$, $E_{31}(0, 0, 0, 0, 0, 1)$, $E_{32}(0, 0, 0, 0, e_{32x}, e_{32y}, 0)$, $E_{33}(0, 0, 0, 0, e_{33x}, e_{33y}, 0)$.

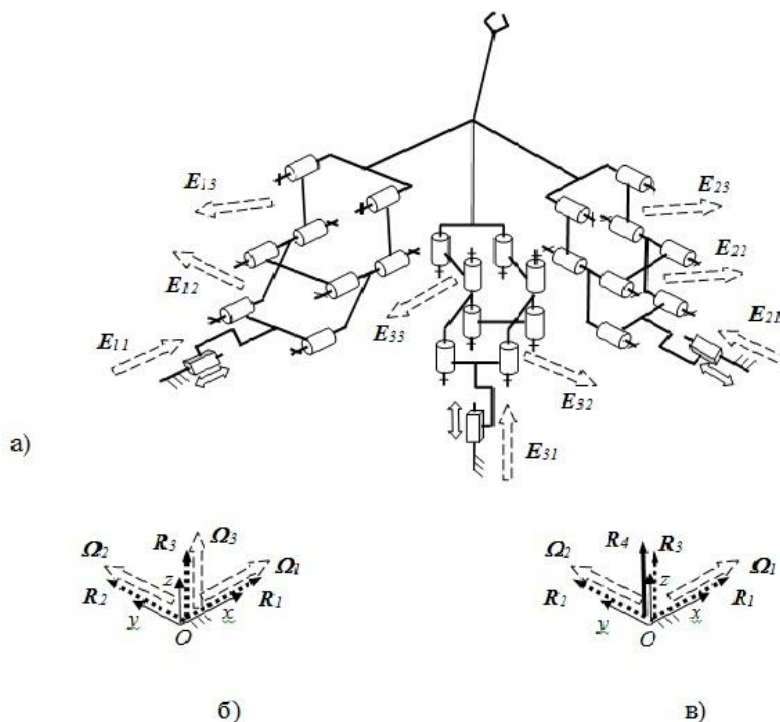


Рис. 1

Этот робот обладает свойством изотропности, то есть каждый двигатель соответствует перемещению выходного звена лишь по одной координате x , y или z . Все три

кинематические цепи налагают одинаковые связи, так что между выходным звеном и основанием теоретически можно установить еще любое количество таких цепей, и число степеней свободы останется равным трем. Силовые винты связей, налагаемых кинематическими цепями, имеют координаты (Рис. 1, б): $\mathbf{R}_1(0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $\mathbf{R}_2(0, 0, 0, 0, 1, 0)$, $\mathbf{R}_3(0, 0, 0, 0, 0, 1)$. Все кинематические винты движения выходного звена могут быть представлены как винты, взаимные указанным силовым винтам (Рис. 1, б): $\mathbf{Q}_1(0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $\mathbf{Q}_2(0, 0, 0, 0, 1, 0)$, $\mathbf{Q}_3(0, 0, 0, 0, 0, 1)$. Все эти винты бесконечно большого параметра построена на винтовом исчислении, а также на структурной формуле Куцбаха.

Литература

1. Крайнев А.Ф. Функциональная классификация механизмов. / Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993, № 5, с. 10-20.
2. Саркисян Ю.Л., Парикян Т.Ф., Принципы построения пространственных поступательно-направляющих механизмов. / Машиноведение, 1988, № 4, с. 12-20.
3. Gosselin С.М., Kong X., Foucault S., Bonev I. A fully decoupled 3-dof translational parallel mechanism. / Parallel Kinematic Machines International Conference. Chemnitz. Germany, 2004, pp. 595–610.
4. Merlet J. P. Parallel robots. Kluwer Academic Publishers, 2000. 372p.
5. Глазунов В.А., Колисков А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991.
6. Fichter E.F. A Stewart Platform – Based Manipulator: General Theory and Practical Construction. / Int. J. Robotic Res. 1986. N 2. P. 165-190.

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОГРАММНЫХ ДВИЖЕНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ МАНИПУЛЯТОРА – ТРИПОДА НА ПОВОРОТНОМ ОСНОВАНИИ

ABOUT EFFICIENCY OF PROGRAM MOVEMENTS OF THE EXECUTIVE LINKS OF THE MANIPULATOR – TRIPOD ON THE TURNING BASE

В.В. Дяшкин-Титов - к.т.н.

Волгоградский государственный аграрный университет

Abstract. The solution of the task of synthesis of program movements of the executive links of the manipulator-tripod is provided in case of relocation of a gripper on a rectilinear trajectory. Analytical conditions under which the constancy of the line speeds of rods of the executive links is watched are received.

В современных технологических машинах получили распространение l -координатные механизмы, обладающие широким набором функциональных возможностей. Анализ технологических процессов в сельскохозяйственном производстве показывает, что значительный объём операций можно выполнять с помощью манипуляторов, в которых движение захвата обеспечивается механизмом в виде трипода [1, 2].

Конструкция манипулятора – трипода на поворотном основании представлена на рис. 1. Основу манипулятора составляет пространственный механизм в виде треугольной пирамиды с управляемыми звеньями переменной длины в качестве исполнительных звеньев. Механизм содержит три звена 1, 2, 3, концы которых закреплены с помощью двухподвижных шарниров на поворотном основании 5. Противоположные концы звеньев соединены специальным шарнирным узлом 6, обеспечивающим пересечение геометрических осей этих звеньев в одной точке, что исключает появление изгибающих моментов от внешних нагрузок. В результате образуется пространственная структура повышенной жёсткости с высокими динамическими характеристиками. Поворотное основание 5 имеет возможность поворачиваться за счёт звена переменной длины 4. В качестве исполнительных звеньев, в зависимости от условий работы, могут быть использованы гидроцилиндры, либо электроцилиндры.



Рис. 1. Манипулятор – трипод на поворотном основании

На рис. 2 представлена структурная схема манипулятора, в котором оси приводных звеньев линейного перемещения геометрически сходятся в одной точке посредством сферического пятиподвижного шарнирного узла.

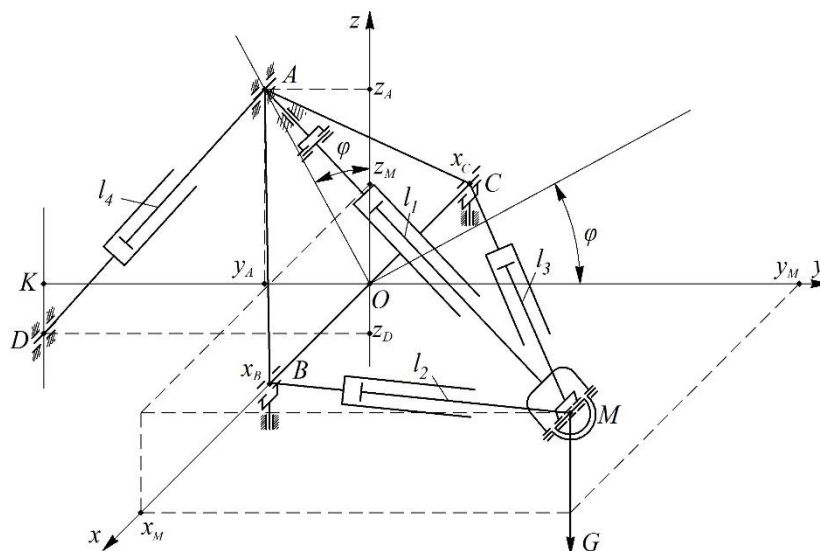


Рис. 2. Кинематическая схема манипулятора – трипода на поворотном основании

В качестве обобщенных координат захвата принимаются декартовы координаты $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ в абсолютной системе отсчета $Oxyz$ (рис. 2). Обобщенными координаты манипулятора являются длины звеньев $l_1(t)$, $l_2(t)$, $l_3(t)$ и угол $\varphi(t)$ наклона основания манипулятора.

Так как число степеней свободы захвата равно трем $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$, а число независимых обобщенных координат манипулятора равно четырем $l_k(t)$, $k=1\div 4$, то манипулятор обладает не нулевой маневренностью. То есть заданному конечному положению захвата $x(T)$, $y(T)$, $z(T)$, может соответствовать несколько возможных конфигураций манипулятора $l_k(T)$, $k=1\div 4$. В этом случае появляется возможность проводить оптимизационный синтез траекторий и законов движения захвата манипулятора по траектории из начального положения в заданное конечное положение. Задача позиционирования - перевод звеньев манипулятора из положения $M_0(x_{M0}, y_{M0}, z_{M0})$ в конечное положение $M_k(x_{Mk}, y_{Mk}, z_{Mk})$ решена в работе [3] из условия минимума изменения длин управляющих электроцилиндров. Одним из возможных программных движений манипулятора является перемещение захвата из начального положения, определяемого значениями координат $x(0)$, $y(0)$, $z(0)$ в конечное положение $x(T)$, $y(T)$, $z(T)$ за время T по прямолинейной траектории с линейным законом изменения ускорения захвата. В этом случае движение происходит с минимальными значениями экстремальных значений ускорения захвата [4]. Из уравнения прямой в пространстве, проходящей через две точки $M_0 [x(0), y(0), z(0)]$ и $M_k [x(T), y(T), z(T)]$, определяются зависимости координат $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ от длины траектории, а затем программные законы изменения исполнительных звеньев $l_k(t)$, $k=1\div 4$ (рис. 3).

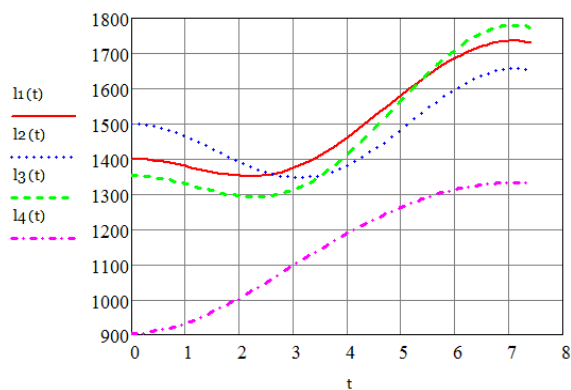


Рис. 3. Законы изменения исполнительных звеньев при движении захвата по прямой

Однако перемещение захвата по прямой возможно только в том случае, когда все точки отрезка M_0M_k принадлежат зоне обслуживания манипулятора. В противном случае, необходимо разработать алгоритм, в котором предусмотрен анализ принадлежности траектории зоне обслуживания и синтез технически реализуемой траектории.

Движение захвата из начального положения в конечное можно реализовать, используя и другие законы его движения. Например, закон движения, заключающийся в выполнении условий равенства нулю скорости и ускорения захвата в начальном и конечном положениях, имеет вид

$$S(t) = S(T) \cdot \left[\frac{t}{T} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \right], \quad (1)$$

где $S(t)$ - закон изменения дуговой координаты.

При таком выборе закона перемещения захвата, его траектория гарантировано принадлежит объему рабочей зоны.

Кроме того, при реализации прямолинейной траектории, возможны такие конечные точки позиционирования захвата манипулятора, для которых линейные скорости штоков звеньев 1, 2 и 3 изменяют знак, т. е. совершают в относительном движении возвратно – поступательные движения (рис. 3). Так из рис. 4 видно, что при движении захвата манипулятора по прямой M_0M_1 , линейные скорости штоков звеньев 2 и 3 изменяют знак. Условие, при котором линейные скорости штоков звеньев 2 и (или) 3 всегда больше нуля, состоит в выполнении неравенства $\beta \geq \pi/2$ и (или) $\gamma \geq \pi/2$. β и γ углы между осями соответствующих звеньев и траекторией точки M . Например, при движении захвата по прямой M_0M_2 (рис. 4), наблюдается постоянство знаков линейных скоростей штоков этих звеньев, так как в этом случае углы β и γ между осями звеньев 2 и 3 и прямой M_0M_2 больше $\pi/2$. Линейные скорости штоков звеньев 2 и 3 отрицательны в том случае, когда эти углы меньше $\pi/2$, и, одновременно, длина траектории, точки перемещения захвата, не превышает $M_0M_k \leq l_2(T)\cos\beta$ для звена 2, и $M_0M_k \leq l_3(T)\cos\gamma$ для звена 3. Таким образом, для выведения аналитических условий постоянства знака линейных скоростей штоков звеньев 2 и 3, необходимо решить задачу вычисления углов β и γ между прямыми, проходящими через оси звеньев 2 и 3 и прямой M_0M_k .

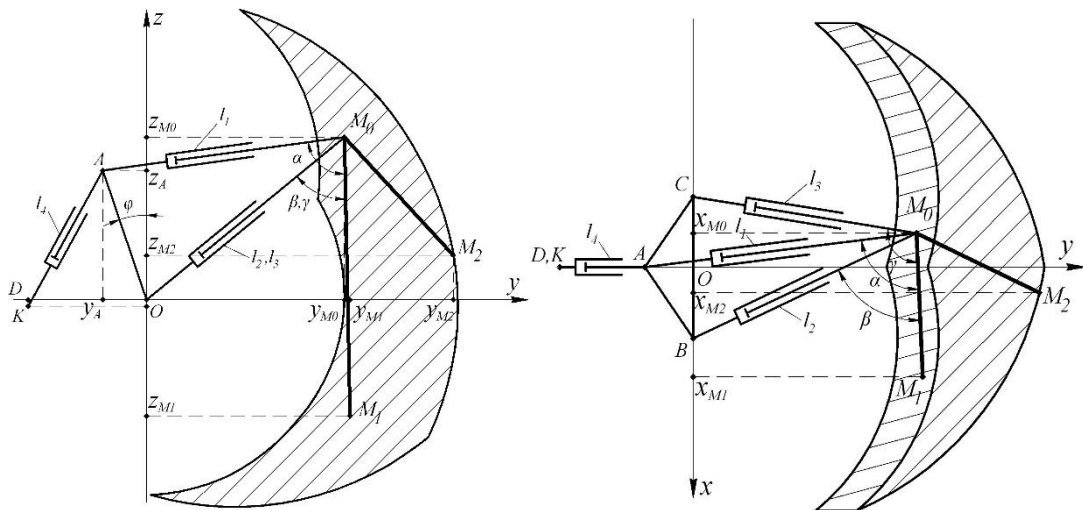


Рис. 4. К определению знака линейной скорости звеньев 2 и 3

Каноническое уравнение прямой в пространстве, проходящей через две точки M_0 и M_k имеет вид [5]

$$\frac{x_M - x_{M0}}{\Delta x} = \frac{y_M - y_{M0}}{\Delta y} = \frac{z_M - z_{M0}}{\Delta z}, \quad (2)$$

где $\Delta x = x_{M_k} - x_{M_0}$, $\Delta y = y_{M_k} - y_{M_0}$, $\Delta z = z_{M_k} - z_{M_0}$, а $\vec{u}(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ - направляющий вектор прямой, коллинеарный отрезку M_0M_k .

Уравнение прямой, проходящей через точки B и M_0 (ось звена 2) имеет вид

$$\frac{x - OB}{x_{M_0} - OB} = \frac{y}{y_{M_0}} = \frac{z}{z_{M_0}}, \quad (3)$$

а проходящей через точки C и M_0 (ось звена 3)

$$\frac{x + OB}{x_{M_0} + OB} = \frac{y}{y_{M_0}} = \frac{z}{z_{M_0}}. \quad (4)$$

Значения углов β и γ между осями звеньев 2 и 3 и прямой M_0M_k равны углам между их соответствующими направляющими векторами.

$$\beta = \arccos \left[\pm \frac{(x_{M_0} - OB)(x_{M_k} - x_{M_0}) + y_{M_0}(y_{M_k} - y_{M_0}) + z_{M_0}(z_{M_k} - z_{M_0})}{\sqrt{(x_{M_0} - OB)^2 + (y_{M_0})^2 + (z_{M_0})^2} \cdot \sqrt{(x_{M_k} - x_{M_0})^2 + (y_{M_k} - y_{M_0})^2 + (z_{M_k} - z_{M_0})^2}} \right], \quad (5)$$

$$\gamma = \arccos \left[\pm \frac{(x_{M_0} + OB)(x_{M_k} - x_{M_0}) + y_{M_0}(y_{M_k} - y_{M_0}) + z_{M_0}(z_{M_k} - z_{M_0})}{\sqrt{(x_{M_0} + OB)^2 + (y_{M_0})^2 + (z_{M_0})^2} \cdot \sqrt{(x_{M_k} - x_{M_0})^2 + (y_{M_k} - y_{M_0})^2 + (z_{M_k} - z_{M_0})^2}} \right]. \quad (6)$$

Условие, при котором линейная скорость штока звена 1 не изменяет знак имеет вид

$$V'_M - V'_A \geq 0, \quad (7)$$

где проекции скоростей точек M и A на ось звена 1 имеют вид

$$V'_M = V_M \cdot \cos \alpha = \sqrt{\left(\frac{dx_M}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_M}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz_M}{dt}\right)^2} \cdot \cos \alpha. \quad (8)$$

$$V'_A = V_A \cdot \cos \delta = \frac{d\varphi}{dt} \cdot OA \cdot \cos \delta, \quad (9)$$

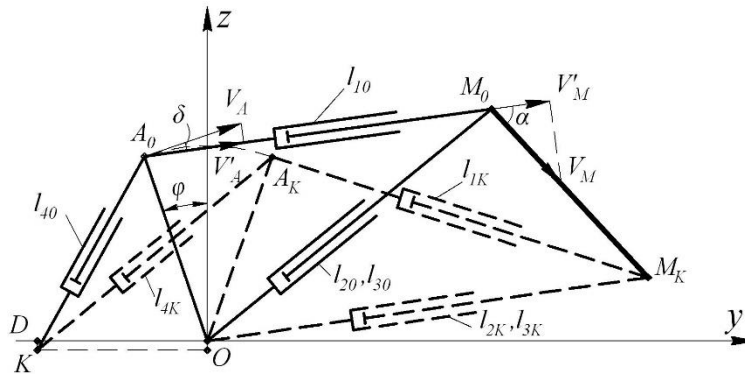


Рис. 5. К определению знака линейной скорости звена 1

Значения углов α и δ определяются как углы между двумя прямыми в пространстве AM_0 , M_0M_k и AM_0 , OA соответственно.

Описанные недостатки движения захвата манипулятора по прямолинейной траектории можно устранить следующим способом. Считаем, что начальная конфигурация манипулятора, определяемая длинами исполнительных звеньев $l_k(0)$, $k=1 \div 4$, задана. Конечная конфигурация манипулятора $l_k(T)$, $k=1 \div 4$ не определяется однозначно заданием значений конечных координат захвата $x(T)$, $y(T)$, $z(T)$, но может быть получена одним из способов, описанных в работах [3, 4]. Таким образом, известны начальные и конечные значения длин исполнительных звеньев, и необходимо выбрать функции $l_k(t)$, $k=1 \div 4$, чтобы перевести захват манипулятора из начального положения в конечное. С этой целью часто применяют один из стандартных законов изменения скорости обобщенных координат. Например, выбрать закон изменения обобщенных координат манипулятора

$l_k(t)$, обеспечивающий «мягкое» трогание и касание, заключающийся в выполнении условий равенства нулю скорости и ускорения захвата в начальном и конечном положениях

$$l_i(t) = l_k(0) + [l_k(T) - l_k(0)] \cdot \left[\frac{t}{T} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \right]. \quad (10)$$

Литература

1. Манипуляционные системы роботов/ А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др.; Под общ. ред. А.И. Корендясева. - М.: Машиностроение, 1989. - 472 с. ил.
2. Герасун, В.М. Манипуляторы для мобильных роботов. Концепции и принципы проектирования / В.М. Герасун, В.И. Пындак, И.А. Несмиянов, В.В. Дяшкин-Титов, В.Е. Павловский // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. –2012. №44. – 24 с.
3. Герасун, В.М. Исследование оптимальных конфигураций манипулятора-трипода с поворотным основанием / В.М. Герасун, В.В. Жога, И.А. Несмиянов, Н.С. Воробьева, В.В. Дяшкин-Титов // Мехатроника, автоматизация, управление, 2013. - № 6. - С. 21-16.
4. Жога, В.В. О программных движениях манипулятора-трипода/ В.В. Жога, В.М. Герасун, И.А. Несмиянов, Н.С. Воробьева, В.В. Дяшкин-Титов / 6-я Всероссийская мультиконференция по проблемам управления // Материалы мультиконференции: Изд-во ЮФУ, 2013. - Т.2. - С.146-150.
5. Ефимов Н.В. Краткий курс аналитической геометрии. 8-е изд., стереотип. - М.: Наука, 1965. - 228 с.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫЕ АЛГОРИТМЫ ДВИЖЕНИЯ ШАГАЮЩИХ МАШИН¹

ENERGY EFFICIENT ALGORITHMS FOR THE MOTION OF WALKING MACHINES

Я.В.Калинин – к.т.н., доц., С.А.Устинов – аспирант, Д.В.Шкутан – студент
Волгоградский государственный технический университет

Abstract. We study energy-efficient algorithms for the motion of walking machines with cyclic propellers. Problem solving is based on the application of variational methods.

Для шагающих машин с цикловыми движителями правомерна задача определения такого закона изменения относительной горизонтальной скорости опорной точки механизма шагания, при котором мощность, затрачиваемая приводом на движение, будет постоянна и минимальна, а не пропорциональна кубу скорости [1].

В рамках постановки модельной задачи оценки энергозатрат машина представляется системой трёх твёрдых тел (рис. 1): корпуса и двух стоп, соединённых друг с другом безынерционными обратимыми механизмами и приводимых в движение одним двигателем.

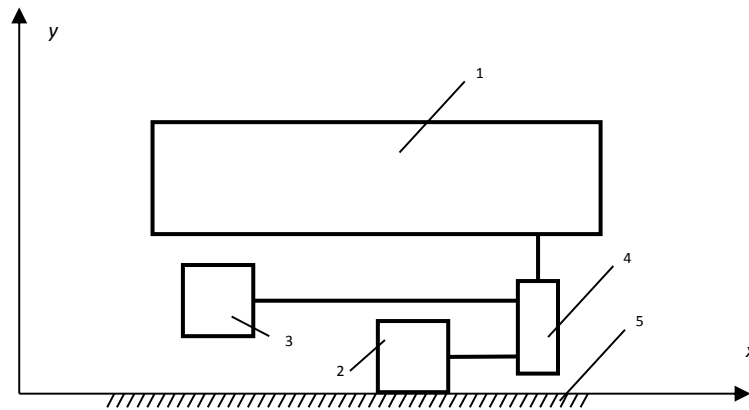


Рис. 1. Модельная схема поступательного движения шагающей машины. 1 — корпус; 2 — эквивалентный механизм шагания в фазе опоры; 3 — эквивалентный механизм шагания в фазе переноса; 4 — привод курсового движения; 5 — грунт

Уравнения движения рассматриваемой механической системы, имеющей один общий привод для механизмов шагания включают в себя дифференциальные уравнения движения тел, уравнения связей и уравнение двигателя при постоянной скорости выходного звена при действии переменной силы сопротивления движению Q :

$$\begin{cases} M\ddot{x}_1 = \lambda_1 - Q(x_1, \dot{x}_1), \\ m\ddot{x}_2 = \lambda_2, \\ x_1 - \Pi_1(\varphi) = 0, \\ x_2 - \Pi_2(\varphi) = 0, \\ L - \lambda_1 \frac{\partial \Pi_1}{\partial \varphi} - \lambda_2 \frac{\partial \Pi_2}{\partial \varphi} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

где M, m — масса корпуса машины и эквивалентная масса звеньев механизма шагания, приведенная к опорной точке; x_1, x_2 — абсолютные горизонтальные координаты корпуса

¹ Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ МК-6434.2014.1, РФФИ проект 14-01-00655-А.

машины массы M и опорной точки переносимого механизма шагания массы m ; λ_1, λ_2 — неопределенные множители Лагранжа; φ — обобщенная координата приводного двигателя; $\Pi_1(\varphi), \Pi_2(\varphi)$ — передаточные функции, определяющие голономные стационарные связи между двигателем и рассматриваемыми телами; L — генерируемая двигателем обобщенная сила.

Полагая, что необратимые потери мощности W пропорциональны квадрату генерируемой обобщенной силы L , что, например, характерно для двигателей постоянного тока

$$W = \alpha L^2, \quad (2)$$

где α — постоянный коэффициент пропорциональности.

После преобразований уравнений (1) имеет место уравнение

$$L\dot{\varphi} = \dot{T} + Q(x_1, \dot{x}_1)\dot{x}_1 \quad (4)$$

Для того чтобы минимизировать потери энергии, необходимо обеспечить минимум функционала

$$A = \alpha \int_0^{\tau/2} L^2 dt = \frac{\alpha}{\dot{\varphi}^2} \int_0^{\tau/2} (\dot{T} + Q(x_1, \dot{x}_1)\dot{x}_1)^2 dt, \quad (5)$$

при учёте дополнительных условий

$$\int_0^{\tau/2} \dot{x}_1 dt = S, \quad \int_0^{\tau/2} \dot{x}_2 dt = 2S, \quad (6)$$

где S — длина шага механизма шагания, τ — период движения.

С учетом (6) функционал (5) можно рассматривать как

$$J = \int_0^{\tau/2} \left[(\dot{T} + Q(x_1, \dot{x}_1)\dot{x}_1)^2 + \mu_1 \dot{x}_1 + \mu_2 \dot{x}_2 \right] dt, \quad (7)$$

где μ_1, μ_2 — неопределенные множители Лагранжа.

Тогда уравнения Эйлера имеют вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Phi}{\partial x_1} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \ddot{x}_1} \right) = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_2} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \ddot{x}_2} \right) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

При выполнении граничных условий

$$\dot{x}_2(0) = \dot{x}_2\left(\frac{\tau}{2}\right) = 0, \quad \dot{x}_1(0) = \dot{x}_1\left(\frac{\tau}{2}\right) = \dot{x}_{10}, \quad (9)$$

где \dot{x}_{10} — скорость шагающей машины в момент переступания.

При постоянной силе сопротивления $Q = \text{const}$ $\mu_2 = 0$ и $\mu_1 = -4Q^2 \frac{S}{\tau}$. Тогда

$$\ddot{T} + Q\ddot{x}_1 = 0, \quad (10)$$

и остается одно содержательное уравнение

$$\dot{T} + Q\dot{x}_1 = 2Q \frac{S}{\tau} = QV_{cp}, \quad (11)$$

которое, при $Q = 0$ сводится к известному ранее результату $\dot{T} = 0$, [2] где V_{cp} — средняя скорость движения шагающей машины.

Окончательно определяется требуемый закон переноса механизма шагания в относительном движении $x_{2r} = x_2 - x_1 = \Pi_2(\varphi) - \Pi_1(\varphi)$ (рис. 2), построенный по уравнению (11) при различных значениях постоянной силы сопротивления.

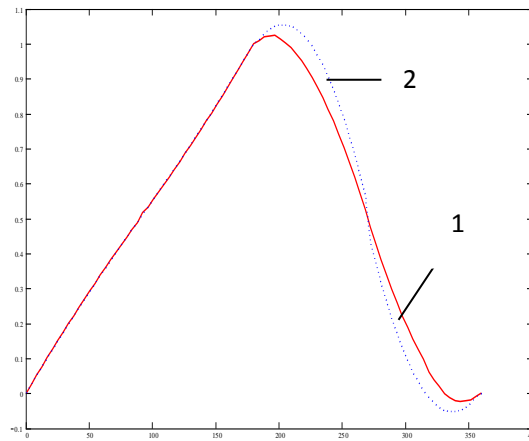


Рис. 2. Требуемый закон переноса механизма шагания в относительном движении $x_{2r} = x_2 - x_1 = \Pi_2(\varphi) - \Pi_1(\varphi)$. 1 — $q=0$; 2 — $q=20$.

Полученные результаты определяют кинематические требования к цикловым механизмам шагания, которые будут обеспечивать минимум энергозатрат при движении.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ МК-6434.2014.1, РФФИ проект 14-01-00655-А.

Литература

1. Брискин Е.С., Калинин Я.В. Об энергетически эффективных алгоритмах движения шагающих машин с цикловыми движителями. Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. 2011. №2. С.170-176.
2. Брискин Е.С., Калинин Я.В., Малолетов А.В., Чернышев В.В. Об энергетической эффективности цикловых механизмов. Известия Российской академии наук. Механика твёрдого тела. 2014. №1. С.18-25.

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ АЛГОРИТМОВ ДВИЖЕНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ¹

MULTI-CRITERIA OPTIMIZATION FOR MOVING ALGORITHMS OF COMPLEX MECHANICAL SYSTEMS

Я.В.Калинин – к.т.н, доцент, С.С.Фоменко – аспирант, Н.Г.Шаронов – к.т.н, доцент
Волгоградский государственный технический университет

Abstract. We study algorithms for motion of complex mechanical systems in terms of multi-criteria optimization.

Многие задачи многокритериальной оптимизации сложных механических систем являются противоречивыми и нуждаются в особо пристальном исследовании при нахождении оптимума.

Задача максимизации пути при минимизации ускорения.

Пусть в задаче необходимо за заранее неизвестное время τ пройти максимальный путь вдоль прямой, при этом накладывается условие минимальности развиваемых при движении ускорений, что может быть обусловлено требованиями комфортабельности движения для пассажиров или условиями сохраняемости хрупкого груза. Граничными условиями задачи подразумеваются нули скорости на концах участка движения:

$$V(0) = V(\tau) = 0$$

В таком случае максимизируемый функционал выглядит следующим образом (для удобства исследования минимизируются средние квадратические ускорения):

$$I = k_1 \int_0^{\tau} V dt - k_2 \int_0^{\tau} \dot{V}^2 dt \rightarrow \max$$

Преобразуя к единой функции Φ :

$$I = \int_0^{\tau} (k_1 V - k_2 \dot{V}^2) dt = \int_0^{\tau} \Phi dt \rightarrow \max$$

Составляем дифференциальное уравнение Эйлера-Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{V}} \right) - \frac{\partial \Phi}{\partial V} = 0$$

после дифференцирования Φ получаем:

$$-2k_2 \ddot{V} - k_1 = 0 \Rightarrow \ddot{V} = -\frac{k_1}{2k_2} = \text{const}$$

то есть скорость нарастания ускорения должна быть постоянной, тогда ускорение будет линейной функцией, а скорость - квадратической.

В таком случае из требования разгона на первой половине пути и торможения на второй (для того, чтобы стартовать и финишировать с нулевой скоростью) необходимо принять, что модуль скорости нарастания ускорения равен

$$|\ddot{V}| = \frac{k_1}{2k_2} = \text{const}$$

причём на первом участке пути скорость нарастания ускорения положительна, а на втором - отрицательна.

¹ Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ МК-6434.2014.1, РФФИ проект 14-01-00655-А

Тогда функция скорости и её производные будут иметь исходя из условий симметрии движения на первом (разгонном) участке пути следующий общий вид:

$$V = a_0 + a_1 t + a_2 t^2, \dot{V} = a_1 + 2a_2 t, \ddot{V} = 2a_2 \Rightarrow a_2 = \frac{k_1}{4k_2}.$$

На втором (тормозном) участке пути:

$$V = a_3 - a_1 \left(t - \frac{\tau}{2}\right) - a_2 \left(t - \frac{\tau}{2}\right)^2, \dot{V} = -a_1 - 2a_2 \left(t - \frac{\tau}{2}\right), -\ddot{V} = -2a_2 \Rightarrow a_2 = \frac{k_1}{4k_2}.$$

Накладывая граничные условия, получаем выражения для a_1 и a_0 :
из условий движения на первом участке пути:

$$t = 0: V = 0 \Rightarrow a_0 = 0,$$

$$t = \frac{\tau}{2}: V = \max \Rightarrow a_1 \frac{\tau}{2} + a_2 \frac{\tau^2}{4} = V_{\max},$$

из условий движения на втором участке пути:

$$t = \frac{\tau}{2}: V = \max \Rightarrow a_3 = a_1 \frac{\tau}{2} + a_2 \frac{\tau^2}{4} = V_{\max},$$

$$t = \tau: V = 0 \Rightarrow a_3 - a_1 \frac{\tau}{2} - a_2 \frac{\tau^2}{4} = a_1 \frac{\tau}{2} + a_2 \frac{\tau^2}{4} - a_1 \frac{\tau}{2} - a_2 \frac{\tau^2}{4} = 0.$$

Для корректного решения поставленной задачи необходимо задание ещё одного условия, например, ограничение максимальной скорости V_{\max} , которое может накладываться из соображений безопасности или каких-либо ещё. Тогда можно определить недостающий коэффициент a_1 :

$$a_1 = \frac{2}{\tau} \left(V_{\max} - a_2 \frac{\tau}{4} \right) = \frac{2}{\tau} V_{\max} - \frac{a_2}{2} = \frac{2}{\tau} V_{\max} - \frac{k_1}{8k_2}.$$

В окончательном виде функция скорости имеет вид:

$$V = \begin{cases} \left(\frac{2V_{\max}}{\tau} - \frac{k_1}{8k_2} \right) t + \frac{k_1}{4k_2} t^2, & 0 \leq t \leq \frac{\tau}{2} \\ V_{\max} - \left(\frac{2V_{\max}}{\tau} - \frac{k_1}{8k_2} \right) \left(t - \frac{\tau}{2} \right) - \frac{k_1}{4k_2} \left(t - \frac{\tau}{2} \right)^2, & \frac{\tau}{2} \leq t \leq \tau \end{cases}$$

Путь S при этом равен:

$$S = \int_0^{\tau} V dt = \int_0^{\tau/2} V dt + \int_{\tau/2}^{\tau} V dt = 2 \int_0^{\tau/2} V dt.$$

$$S = \int_0^{\tau/2} \left[\left(\frac{2V_{\max}}{\tau} - \frac{k_1}{8k_2} \right) t + \frac{k_1}{4k_2} t^2 \right] dt = \left[\left(\frac{V_{\max}}{\tau} - \frac{k_1}{16k_2} \right) t^2 + \frac{k_1}{12k_2} t^3 \right]_0^{\tau/2} = \frac{V_{\max} \tau}{4} - \frac{k_1 \tau^2}{64k_2} + \frac{k_1}{96k_2} \tau^3.$$

Задаваясь различными τ и V_{\max} получаются различные пройденные пути и значения максимального ускорения, зависящие также от соотношения коэффициентов значимости k_1 и k_2 .

Задача оптимальных законов перемещения корпуса шагающей машины и переносимого движителя при задании соотношения (изопериметрическом условии - соотношения шагов) между пройденными корпусом и переносимым движителем путями ставилась и решалась ранее [1]. Однако, такая задача становится противоречивой при наложении требования минимальности потерь энергии в приводе, минимальности среднеквадратических ускорений на корпусе и максимальности длины шага.

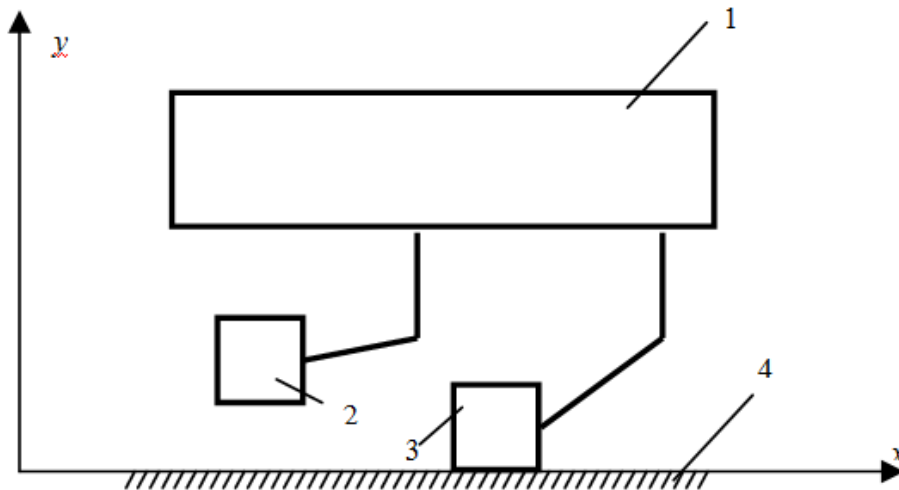


Рис. 1. Модельная схема поступательного движения шагающей машины. 1 — корпус; 2 — эквивалентный механизм шагания в фазе переноса; 3 — эквивалентный механизм шагания в фазе опоры; 4 — привод курсового движения; 5 — грунт

Уравнения движения рассматриваемой механической системы, имеющей независимые приводы для механизмов шагания находящихся в опорной фазе и фазе переноса, включают в себя дифференциальные уравнения движения тел, уравнения связей, устанавливающие зависимость между перемещением ведущего звена и перемещением корпуса машины и переносимого механизма шагания и уравнение двигателя при постоянной скорости выходного звена при действии постоянной силы сопротивления движению Q :

$$\begin{cases} M\ddot{x}_1 = F_1 - F_2 - Q, \\ m(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) = F_2, \end{cases} \quad (1)$$

где M , m — масса корпуса машины и эквивалентная масса звеньев механизмов шагания, находящихся в фазе переноса, приведенная к опорной точке; x_1 , x_2 — абсолютные горизонтальные координаты корпуса машины массы M и опорной точки переносимого механизма шагания массы m ; F_1 и F_2 — генерируемые приводными двигателями обобщенные силы.

Полагая, что необратимые потери мощности W пропорциональны квадрату генерируемой обобщенной силы F , что, например, характерно для двигателей постоянного тока, полагая двигатели одинаковыми

$$W = \alpha F^2, \quad (2)$$

учитывая изопериметрическое условие соотношения между шагами

$$\int_0^{\tau/2} (2\dot{x}_1 - \dot{x}_2) dt = 0, \quad (3)$$

получаем функционал, который необходимо минимизировать

$$I = \int_0^{\tau/2} \left\{ k_1 \alpha [(M + m)\ddot{x}_1 + m\ddot{x}_2 + Q]^2 + k_1 \alpha m^2 [\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2]^2 + k_2 \dot{x}_1^2 - k_3 \dot{x}_1 + \mu(2\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right\} dt \rightarrow \min \quad (4)$$

Окончательно получается следующая система неоднородных дифференциальных уравнений третьего порядка (система уравнений Эйлера-Лагранжа для минимизируемого функционала (4)):

$$\begin{cases} A_{11}\ddot{x}_1 + A_{12}\ddot{x}_2 = k_3 + 2\mu, \\ A_{12}\ddot{x}_1 + A_{22}\ddot{x}_2 = -\mu, \end{cases} \quad (5)$$

где коэффициенты системы (5):

$$\begin{aligned} A_{11} &= 2 \left[k_2 + m^2 + \alpha k_1 (M + m)^2 \right], \\ A_{12} &= 2 \left[m^2 + \alpha k_1 m (M + m) \right], \\ A_{22} &= 2m^2 (1 + \alpha k_1). \end{aligned}$$

В данном случае решение полученной системы неоднородных дифференциальных уравнений третьего порядка (5) сводится к решению соответствующей СЛАУ:

$$\begin{cases} A_{11}X_1 + A_{12}X_2 = k_3 + 2\mu, \\ A_{12}X_1 + A_{22}X_2 = -\mu, \end{cases}$$

определитель которой имеет следующее условие невырожденности:

$$A_{11}A_{22} - A_{12}^2 = \left[k_2 + m^2 + \alpha k_1 (M + m)^2 \right] (1 + \alpha k_1) - \left[1 + \alpha k_1 \left(\frac{M}{m} + 1 \right) \right]^2 \neq 0.$$

Интегрируя трижды полученные X_1 и X_2 , накладывая граничные условия, получаем квадратичные функции скоростей \dot{x}_1, \dot{x}_2 , а далее функции законов движения движущего и переносимого механизмов шагания

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = a_0 + a_1 t + \frac{a_2 t^2}{2}, \\ \dot{x}_2 = b_0 + b_1 t + \frac{b_2 t^2}{2}. \end{cases}$$

Коэффициенты a_2 и b_2 определяются из решений системы (5):

$$\begin{aligned} a_2 &= \frac{A_{22}(k_3 + 2\mu) + \mu A_{12}}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}, \\ b_2 &= -\frac{\mu A_{11} + A_{12}(k_3 + 2\mu)}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}. \end{aligned}$$

Остальные коэффициенты определяются из граничных условий.

Таким образом можно задавать оптимальные по какому-либо критерию оптимальности (качества) движение механической системы, в том числе и шагающих машин и их механизмов шагания, например цикловых [2]. Полученные результаты могут быть распространены и на системы с большим числом степеней свободы при сохранении общности рассуждений.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ МК-6434.2014.1, РФФИ проект 14-01-00655-А

Литература

1. Калинин Я.В. Оценка энергетической эффективности шагающих машин с цикловыми движителями. Известия Волгоградского государственного технического университета. 2009. Т. 12. № 7. С. 40-44.
2. Брискин Е.С., Калинин Я.В., Малолетов А.В., Чернышев В.В. Об энергетической эффективности цикловых механизмов. Известия Российской академии наук. Механика твёрдого тела. 2014. №1. С.18-25.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОГО УДАРА СТЕРЖНЯ О ЖЕСТКУЮ ПРЕГРАДУ С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

MODELLING OF THE LONGITUDINAL IMPACT OF THE ROD ON A RIGID BARRIER TAKING INTO ACCOUNT THE DISSIPATIVE PROPERTIES MECHANICAL SYSTEM

К.С.Листрова - аспирант; В.К.Манжосов – д.т.н., проф.

ФГБОУ ВПО «Ульяновский государственный технический университет»

Abstract. The model of the longitudinal impact rod was designed as mechanical system with final number of the degrees of the liberty taking into account the dissipative properties. The equations of motion are transformed to the form, when the structure equations presents the parameters that determine the speed of sound in the material of the rod. The Presented algorithm for calculation of parameters of movement of concentrated masses (accelerations, relative displacements and velocities of the masses) in dependence on time for different numbers of finite elements for modeling of the elastic, inertial and dissipative properties of the rod. Presents the results of calculation of impact force models, diagrams displacements, velocities and accelerations of concentrated masses.

Рассмотрим дискретную модель продольного удара стержня о жесткую преграду, в которой масса стержня представлена суммой n -го количества приведенных масс, расположенных в начальном сечении конечного элемента $m_1, m_2, \dots, m_{n-2}, m_{n-1}, m_n$, упругие свойства стержня формируются совокупностью упругих элементов элементарных участков жесткостью $c_1, c_2, \dots, c_{n-2}, c_{n-1}, c_n$ и в параметр, учитывающий внутренне трение материала стержня реализован объединением диссипативных элементов, характеризуемых коэффициентами пропорциональности $b_1, b_2, \dots, b_{n-2}, b_{n-1}, b_n$ (рис.1).

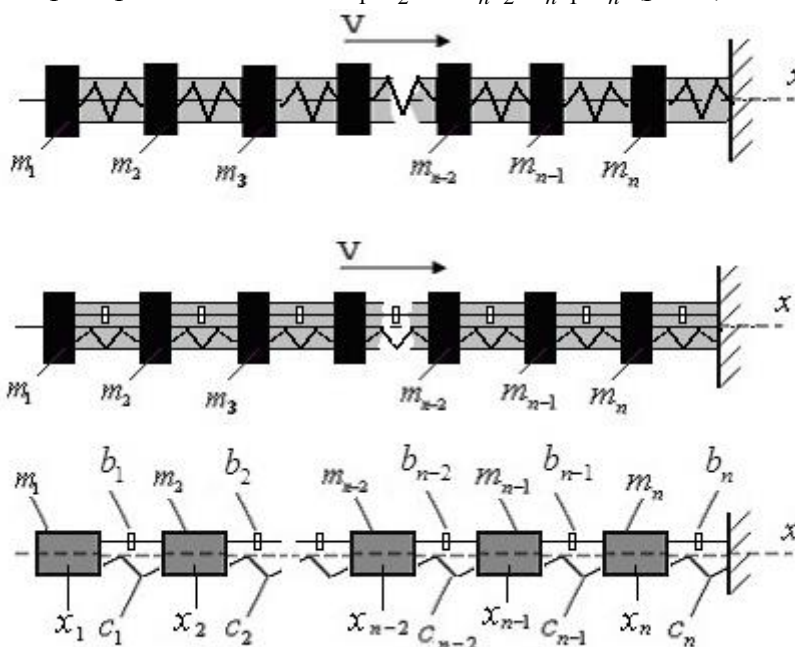


Рис.1 Схема и модель продольного удара с диссипативными элементами

Причем $m_j = \frac{l}{n} \rho \cdot A_j$, $c_j = \frac{E_j A_j}{l_j}$ и $b_j = 2h \cdot m_j$, где A_j – площадь поперечного

сечения j -го ($j = 1, 2, \dots, n-1, n$) конечного элемента стержня, l_j – длина конечного

элемента ($l_j = x_j - x_{j-1}$), E_j модуль упругости первого рода материала j -го конечного элемента стержня.

Процесс удара связан с анализом движения каждой массы и сил, возникающих при этом движении. Движение произвольной j -й массы описывается дифференциальным уравнением вида:

$$m_j \ddot{u}_j = c_{j-1}(u_{j-1} - u_j) - c_j(u_j - u_{j+1}) + b_{j-1}(\dot{u}_{j-1} - \dot{u}_j) - b_j(\dot{u}_j - \dot{u}_{j+1}) \quad (1),$$

где u_j – перемещение j -й приведенной массы m_j^* относительно фиксированной координаты x_{j-1} , определяющей положение $(j-1)$ -го узла j -го конечного элемента в состоянии статического равновесия; \ddot{u}_j – ускорение j -й массы.

С соответствующими начальными условиями, определяющими начальные перемещения $u_{j,0}$ и скорости масс $\dot{u}_{j,0}$ в момент времени $t = 0$: $u_j = u_{j,0}$, $\dot{u}_j = \dot{u}_{j,0}$ и граничными условиями отсутствия внешних сил на левом торце стержня, а также особенность взаимодействия приведенной массы m_{n+1}^* с жесткой преградой (наличие неудерживающей связи) и при условии однородности стержня и постоянство его поперечного сечения, дифференциальное уравнение движения j -ой массы примет вид:

$$\ddot{u}_j = \frac{n^2 E \tilde{A}_{j-1}}{l^2 \rho} (u_{j-1} - u_j) - \frac{n^2 E}{l^2 \rho} u_j + \frac{b_{n-1}}{m_n} (\dot{u}_{n-1} - \dot{u}_n) - \frac{b_n}{m_n} (\dot{u}_n - \dot{u}_{n+1}), \quad (2),$$

где a – скорость звука в материале стержня (из волновой механики $a^2 = \frac{E}{\rho}$, T_o – время

распространения волны по стержню $T_o = \frac{l}{a}$. Сила $P_{j,j+1}$, возникающая при деформировании j -го упругого элемента определяется как:

$$P_{j,j+1} = n \cdot E \cdot A_j \cdot (u_j - u_{j+1}) \quad (3).$$

Представим значения сил в безразмерном виде. Для этого разделим обе части последнего равенства на значение силы $P_o = E \cdot A_o \cdot v_o / a$ (где v_o – скорость стержня перед нанесением удара), возникающей в ударном сечении однородного стержня такой же массы с площадью поперечного сечения A_o при столкновении с жесткой преградой.

Представим значение силы $\tilde{P}_{j,j+1}$ в безразмерном виде :

$$\tilde{P}_{j,j+1} = \frac{P_{j,j+1}}{P_o} = \frac{n \cdot E A_j (\tilde{u}_j - \tilde{u}_{j+1})}{E A_o \cdot v_o / a} = n \cdot \tilde{A}_{j,0} (\tilde{u}_j - \tilde{u}_{j+1}) / \frac{v_o}{a} \quad (4).$$

Значение ударной силы \tilde{P}_n в безразмерном виде, учитывая, что перемещение жесткой преграды \tilde{u}_{n+1} в процессе удара равно нулю, определится как :

$$\tilde{P}_n = n \cdot \tilde{A}_{n,0} \cdot \tilde{u}_n / \frac{v_o}{a} \quad (5).$$

И для однородного стержня, имеющего постоянную площадь A поперечных сечений по длине $\tilde{A}_{n,0} = \frac{A_n}{A_o} = 1$, значение ударной силы будет иметь вид :

$$\tilde{P}_{j,j+1} = n \cdot (\tilde{u}_j - \tilde{u}_{j+1}) / \frac{v_o}{a} \quad \text{и} \quad \tilde{P}_n = n \cdot \tilde{u}_n / \frac{v_o}{a} \quad (6).$$

Рассмотрим диаграммы изменения во времени сил в ударном сечении, при различном числе сосредоточенных масс (рис.2).

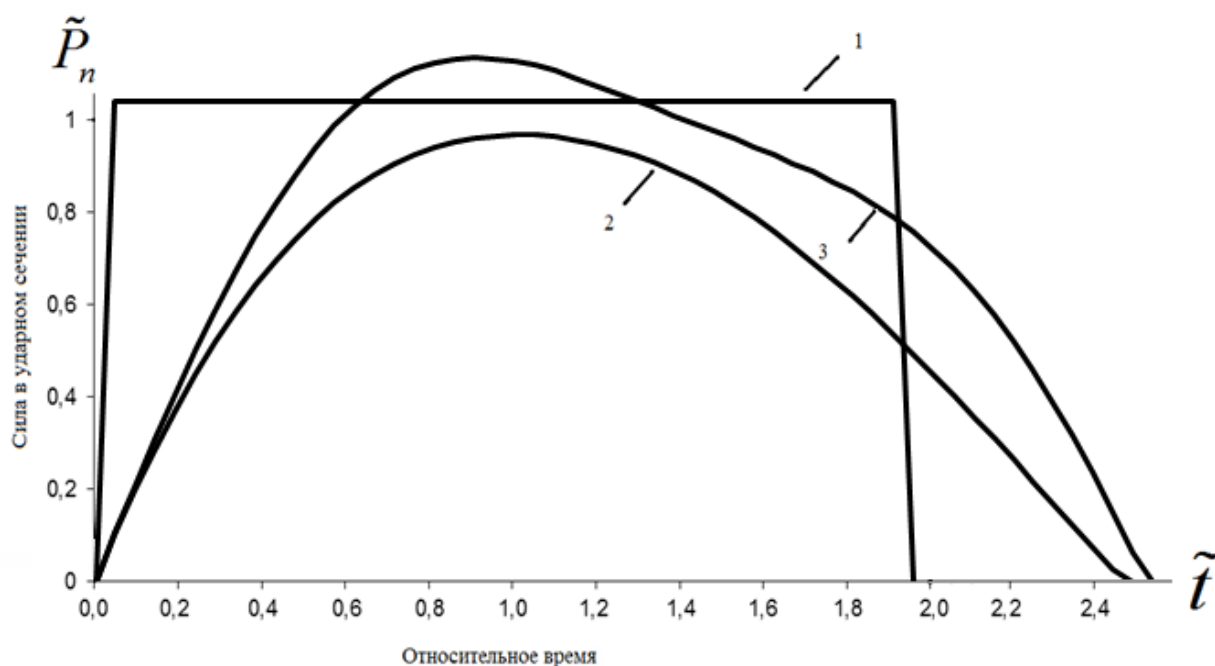


Рис.2 Диаграммы относительного значения ударной силы: 1 – расчетные значения, 2 и 3 – результаты моделирования при числе элементарных участков равном $n=2$, соответственно 2 – с учетом диссипативных элементов, 3 – без учета.

Результаты моделирования стержневой системы, при количестве элементарных участков равном $N=2$, показали, что при включении в алгоритм расчета диссипативных элементов максимальное значение ударной силы снижается на 15%, при этом время ударного воздействия практически не меняется.

Литература:

1. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. – М.: Наука, 1985. – 386 с.
2. Манжосов В. К. Продольный удар. – Ульяновск: 2007. – 358 с.
3. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1977. – 220 с.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ МЕХАТРОННЫХ СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ МНОГОКООРДИНАТНОЙ ОБРАБОТКИ

TECHNOLOGICAL SYNTHESIS OF MECHATRONIC MACHINE SYSTEMS FOR MULTICOORDINATE PROCESSING

И.В.Манаенков, С.В.Лукина – д.т.н., проф.

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

Abstract. Technological synthesis of multiaxial machines includes the joint solution of problems of development of the layout decision, an assessment of characteristics of the machine in the field of working space, establishment of compliance of technical capabilities of the machine to conditions of the planned operation.

Современный этап развития технологических систем высокотехнологичной обработки машиностроительных деталей характеризуется усилением конкуренции в области создаваемого производственного оборудования. Это проявляется в повышенных требованиях к качеству, надежности и многофункциональности технологических машин, вызванных появлением и освоением новых прецизионных и высокопроизводительных технологий. Возникает необходимость в создании нового поколения технологических машин, обладающих новыми возможностями и способных решать поставленные производственные задачи эффективно и с меньшими затратами.

Одним из эффективных направлений развития технологических машин является создание многоосевых станков мехатронного типа, оснащенных новейшими видами инструментов, комбинирующих традиционные виды лезвийной и абразивной обработки с высокоэнергетическим воздействием лазерным лучом или плазмой [1,2]. Многоосевой станок мехатронного типа является сложной динамической системой. Задача синтеза такого станка является сложной и многоплановой. Обеспечить эффективную многокоординатную обработку возможно при решении ряда наукоемких проблем, связанных с множеством разнородных производственных факторов для удовлетворения комплекса противоречивых критериев, таких как производительность, себестоимость, точность и качество обработки.

Технологический синтез многоосевых мехатронных станочных систем предполагает интегральное решение совокупности инженерных задач, связывающих проектную разработку с будущей производственной средой, в которой предполагается эксплуатировать станок. Это задачи: идентификации (проектно-конструктивный синтез геометрического образа станка по заданным исходным условиям технического задания (ТЗ)); верификации (установление соответствия конструкции требованиям ТЗ); валидации (технологическое обоснование эффективной применимости станка в заданных производственных условиях и ограничениях).

Технико-экономическими проектными критериями таких станков являются точность, жесткость, устойчивость, управляемость, габаритно-массовые параметры, эксплуатационная надежность, энергетические и кинетические характеристики, автоматизация и безопасность. Ключевым проектным критерием оценки работоспособности многокоординатной системы является точность формообразования.

Процедура многокоординатного формообразования предполагает одновременную интерполяционную связь осевых приводов при обработке сложнопровильной поверхности. Станочная система, поддерживающая многокоординатную обработку, должна иметь функциональную возможность реализации такой интерполяционной связи приводами линейных и поворотных осей станка. Это реализуется за счет мехатронизации приводов и модульного конструирования станочной системы.

Технологический синтез многоосевых станков включает в себя совместное решение задач разработки компоновочного решения, оценки характеристик станка в области рабочего пространства, установление соответствия технических возможностей

станка условиям планируемой эксплуатации.

Многокоординатная обработка деталей различного целевого назначения реализуется вариативностью структурных компоновочных решений, образованных сочетаниями поступательных и вращательных кинематических пар относительно неподвижной станины в глобальной системе координат станка. В качестве примера в таблице 1 представлена область компоновочных решений для 7-ми координатной обработки, разработанных с использованием рекомендаций [3].

Таблица 1. Множество компоновочных решений

Ветвь инструмента	Матрица комбинаций размещения кинематических пар относительно стационарного блока О						Ветвь заготовки
	О	(Bz3)	П	П	П	Вуз	
Vxi	О	(Bz3)	П	П	П	Вуз	Vz3
Vxi	Bzi	О	П	П	П	Вуз	Vz3
Vxi	Bzi	П	О	П	П	Вуз	Vz3
Vxi	Bzi	П	П	О	П	Вуз	Vz3
Vxi	Bzi	П	П	П	О	Вуз	Vz3
Vxi	Bzi	П	П	П	(Vy1)	О	Vz3
← Ветвь инструмента ←			Стац. блок О	→ Ветвь заготовки →			

Выбор лучших компоновочных решений следует проводить расчетной оценкой характеристик упругой системы станка в пределах рабочего пространства по показателям геометрической точности, жесткости и устойчивости.

Ниже представлены результаты реализации задачи технологического синтеза вариантов компоновок многоосевого станка для лазерной обработки хвостовиков турбинных лопаток из керамики. Матрица синтеза конструктивных параметров компоновок представлена в таблице 2. Для каждой конфигурации конструкции были произведены расчеты статической точности (таблица 3), которые показали, что лучшими по критерию точности признаны варианты 6-8 и 2-4, соответствующие портальной компоновке, имеющие больший запас точности.

Таблица 2. Матрица синтеза конструктивных параметров компоновок

Варианты/ варьируемые факторы →		I. Ориентация плоскостей направляющих стола		II. Расстояние между направляющими стола, мм		III. Расстояние между направляющими шпиндельной бабки, мм	
		90°	0°	760	860	638	738
I	90			1	2	3	4
	0			5	6	7	8
II	760	1	5			1-3,5-7	1-4,5-8
	860	2	6			2-3,6-7	2-4,6-8
III	638	3	7	1-3,5-7	2-3,6-7		
	738	4	8	1-4,5-8	2-4,6-8		

Портальная компоновка обеспечивает доступность луча ко всем обрабатываемым поверхностям заготовки, высокую кинетику формообразования и симметрию тепловых деформаций (рис.4). Ускорения узлов до 0,5G и знакопеременные нагрузки, вызывающие динамические возбуждения, обусловили применение виброустойчивой несущей системы станка за счет гранитных базовых элементов. Результаты интегральной оценки объемной точности пятиосевого станка представлены на рис. 5.

Как показали результаты расчетного моделирования, значительное влияние на устойчивость станка оказывают динамические характеристики его упругой системы

(собственные частоты, формы колебаний на них и параметры демпфирования). Полученная амплитудо-частотная характеристика (АЧХ) отражает амплитуды виброперемещений на первых собственных частотах, в которых вероятность резонанса весьма высока (диапазон внешнего возбуждения лежит в диапазоне от 0 до 200 Гц).

Таблица 3. Результаты статического расчета

Вариант/ Погрешность	$r_{\text{факт}}$ (мкм)	$r_{\text{доп}}$ (мкм)	$\Delta = r_{\text{доп}} - r_{\text{факт}} $ (мкм)
1-3	5,9	6,18	0,28
1-4	4,6	5,9	1,3
2-3	5,8	5,95	0,15
2-4	3,3	5,9	2,6
5-7	4,6	6,1	1,5
5-8	3,6	5,7	2,1
6-7	4,2	5,3	0,5
6-8	2,6	5,7	3,1

Анализ показал, что параметрические изменения варьируемых факторов оказывают значительное влияние на сдвиг собственных частот и амплитуду колебаний, что позволило уточнить перечень значимых факторов, подбор которых позволяет управлять динамической точностью станка на проектной стадии путем вывешивания «слабых» элементов. Так, отстройка частот от резонансной зоны произведена значительным ужесточением контактной податливости стыка «портальная каретка-балка» - на 50% относительно начальных данных, а также конструктивным поиском оптимального баланса центровки подвижных масс относительно центров жесткости стыков.

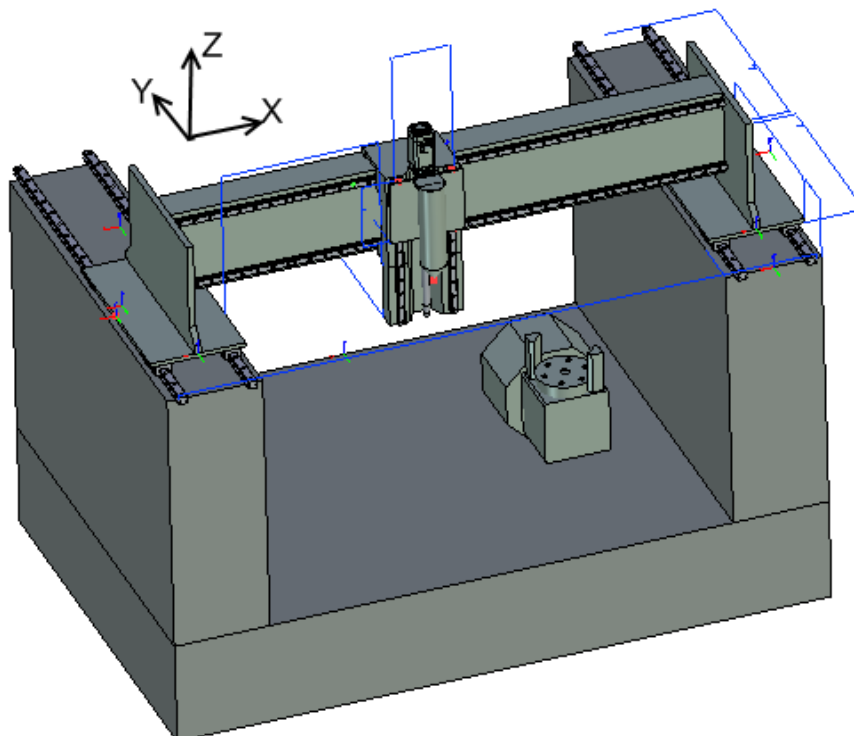


Рис. 4. 3D-модель портальной многоосевой системы, сформированная в CAD/CAM/CAE/PDM системы SolidWorks

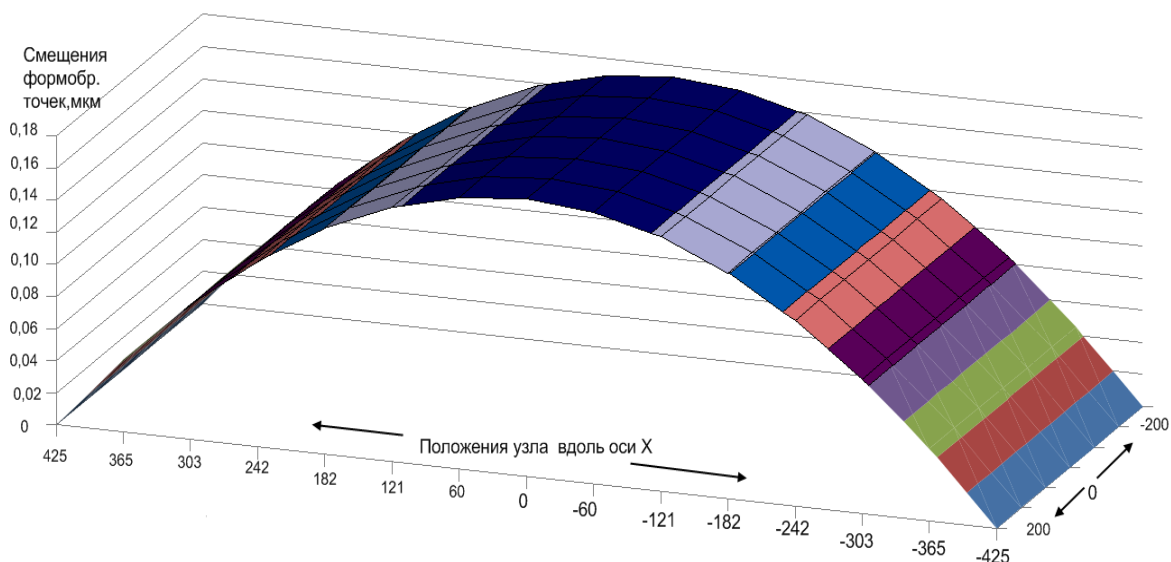


Рис. 5. Оценка объемной точности портального пятиосевого станка

Это позволило выработать уточняющие проектно-технологические мероприятия, улучшающие статические и динамические характеристики упругой системы станка до уровня технологически обусловленной жесткости, обеспечивающей требуемую прецизионность и производительность обрабатывающей системы.

В результате выполненных исследований сформирована методика технологического синтеза мехатронных станочных систем для многокоординатной обработки. Методика наглядна, универсальна и реализована с использованием системы CAD/CAM/CAE/PDM системы SolidWorks.

Работа выполнена в рамках госзадания от Минобрнауки РФ (Проект №9.1548.2014/К, тема: «Система управления качеством обрабатываемой поверхности детали в процессе многолезвийной обработки», научный руководитель темы – Бекаев А.А.).

Литература

1. Лукина С.В., Манаенков И.В. Повышение эффективности многокоординатного фрезерования пространственно-сложных поверхностей на станках с ЧПУ // Известия МГТУ «МАМИ». - 2012, №2 (14), т. 2, с. 124-129.
2. Лукина С.В., Манаенков И.В., Кудрявцева А.Л. Технологический синтез многоосевого станка для лазерной обработки // Ритм. – 2013, №1 (79), с.36-40.
3. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков / Основы компютерики /. - М.: Машиностроение., 1978 г. - 208 с.
4. Иванников С.Н., Манаенков И.В. Модели для расчета тепловых смещений шпиндельных узлов // Известия МГТУ «МАМИ». - 2012, №2 (14), т. 2, с. 83-86.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНОГО ОТКЛОНЕНИЯ ПРИ ВОСПРОИЗВЕДЕНИИ ЭТАЛОННОЙ ОКРУЖНОСТИ НЕСУЩЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ С НЕЛИНЕЙНОСТЯМИ

STUDY OF THE INTEGRAL DEVIATIONS OF THE DRIVE SYSTEM WITH NONLINEARITIES DURING MOVEMENT AROUND TEST CIRCLE

О.В.Пась, Н.А.Серков – к.т.н.,

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. Simulink model of drive system with nonlinearities is presented. Control system tuning is described. Test circle movement modeling technique is described, integral deviations charts are presented. Analysis of the impact of the various movement parameters on the value of the integral deviation is performed.

Развитие машиностроения тесно связано с расширением и ужесточением требований к современным машинам, в частности, повышению быстродействия и точности выполняемых операций.

Существенное влияние на точность воспроизведения пространственной траектории рабочих органов оказывают различные типы нелинейностей в несущей системе машины с ЧПУ: зазоры, силы сухого трения, наличие гистерезиса в деформируемых элементах.

Вредное влияние указанных факторов на точность воспроизведения пространственной траектории рабочих органов пытаются уменьшить или полностью устранить как путем усовершенствования конструкции (переход к конструкциям с натягом (направляющие, использование direct drive-приводов, переход от трения скольжения к трению качения и др.), так и путем синтеза новых систем и алгоритмов управления [1, 2].

Хотя данными способами и удаётся существенно уменьшить вредное влияние нелинейностей в несущей системе на точность воспроизведения заданной траектории, полностью устранить его не удаётся. Особенно сильно это влияние сказывается в работе прецизионных машин с допусками на точность воспроизведения траектории в пределах 0,1 – 10 мкм. На рис. 1 представлены отклонения воспроизведения окружности радиусом 100 мм при различной контурной скорости для станка ФП 27 (ОАО НИАТ), полученные с помощью прибора ballbar QC 10 ф. Renishaw. Здесь мы наблюдаем наличие всплесков динамической ошибки при реверсе по каждой линейной координате (скорость движения одного из узлов «проходит» через ноль).

Поэтому требуются дальнейшие исследования, направленные на поиски новых наиболее эффективных способов устранения вредного влияния зазоров, сил трения и гистерезиса на точность воспроизведения пространственной траектории и на развитие работ по диагностике динамической точности многокоординатных машин с ЧПУ по «всплеску отклонения» при воспроизведении эталонной окружности и эталонного угла.

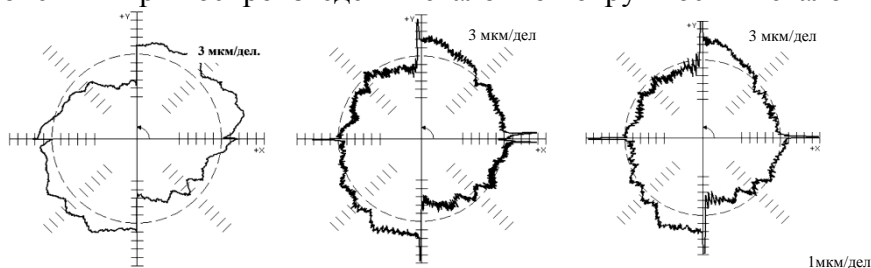


Рис. 1. Отклонения воспроизведения окружности $R 100$ мм на станке ФП 27 при различной контурной подаче: а) $F = 500$ мм/мин б) 5000 мм/мин, некруглость в) 10000 мм/мин

Ниже представлены результаты исследования влияния на точность воспроизведения эталонной окружности при наличии в приводе по линейным координатам кинематического зазора методом моделирования в среде Matlab Simulink.

Модель привода по линейной координате машины с ЧПУ. На рис. 2 представлена в качестве примера механическая часть, охваченной ОС, схема привода подачи с использованием шариковой винтовой передачи (ШВП).

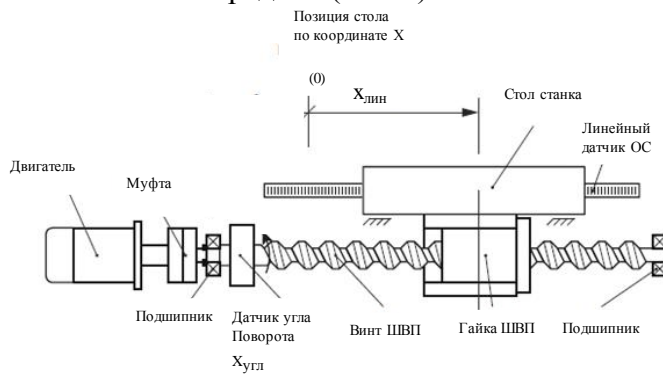


Рис. 2. Схема привода подачи по линейной координате с ШВП

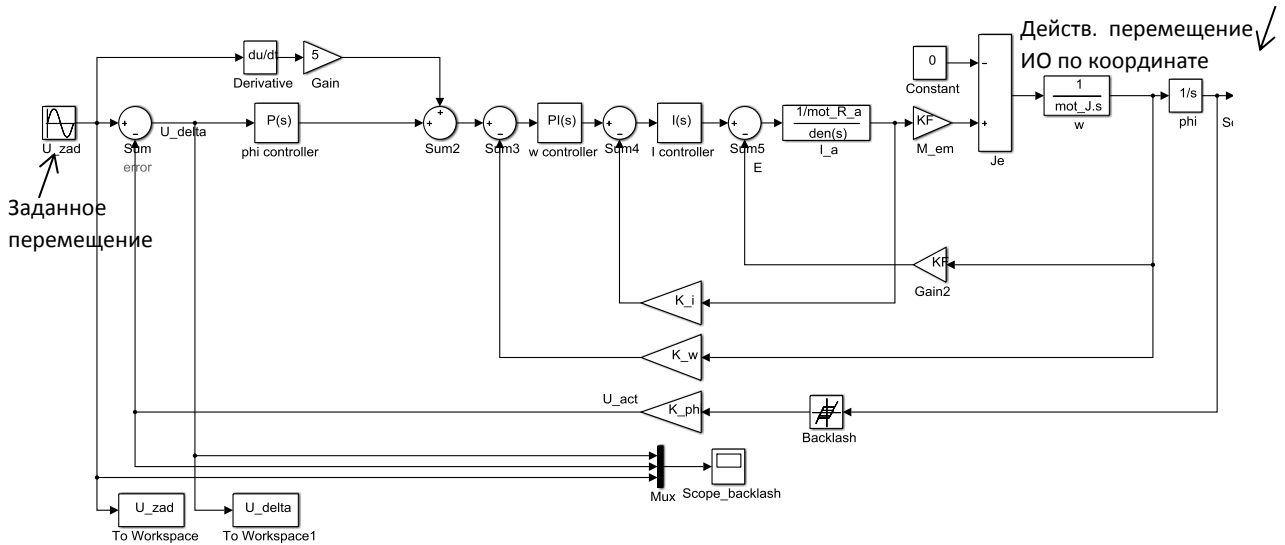


Рис. 3. Simulink модель привода при наличии кинематического зазора (блок backlash) в механической части, охваченной обратной связью по положению

При построении модели электродвигателя было принято допущение, что поле возбуждения считается постоянным при постоянном напряжении возбуждения, а момент сопротивления на валу двигателя не зависит от скорости вращения якоря. Механическая часть привода представлена ротором электродвигателя, охваченным обратной связью по скорости и углу поворота, звенья системы считаются жесткими. Модель регулятора составлена по общепринятой схеме построения СУ, представляющей собой каскад регуляторов контуров тока, скорости и положения. На рис. 3 представлена имитационная модель привода при наличии кинематического зазора (приведённого к конечному звену) в механической части, охваченной обратной связью по положению. В работе [4] описана методика создания модели.

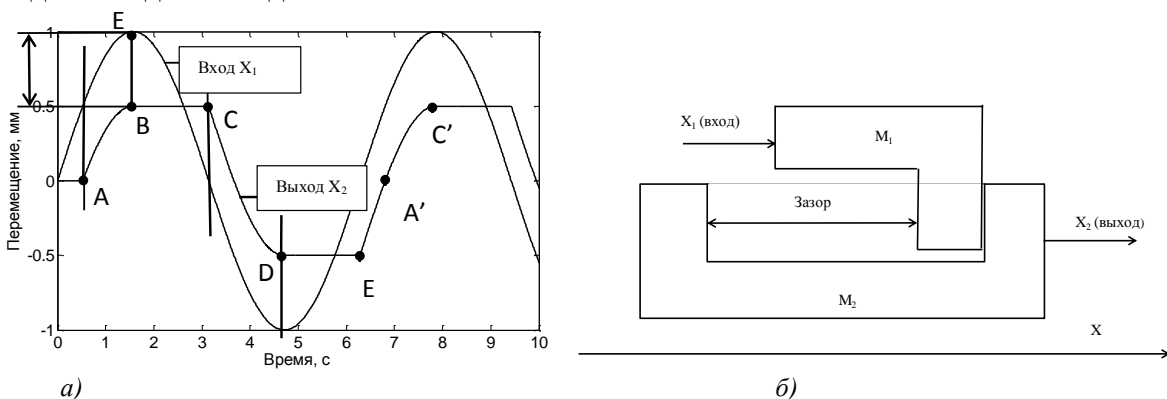


Рис. 4. Зазор в механической системе: а) модель; б) в квазистатическом режиме

В механике (рис. 4,а) под зазором понимается «свободный ход» (люфт), т. е. минимальная величина перемещения задающего элемента механической системы - массы M_1 , при которой не наблюдается никакого перемещения выходного элемента системы - массы M_2 . На рис. 4, б) показано, как трансформируется перемещение $X_1 = \sin(\omega t)$ массы M_1 (входной сигнал) в перемещение M_2 (выходной сигнал) при наличии зазора (backlash).

Влияние зазора на отклонение действительной траектории от заданной эталонной окружности. Применительно к моделированию несущей системы привода по линейной координате отклонение действительного положения исполнительного органа от заданного показано на рис. 5, а). На осциллографе «Scope_backlash» высвечиваются следующие кривые: 1- задающее воздействие по углу поворота двигателя, 2 – показания датчика угла поворота при движении системы с зазором и 3 - сигнал рассогласования, поступающий на вход регулятора. Как видно из графика, изменение направления движения привода сопровождается характерным «выступом», когда сигнал с датчика угла поворота показывает постоянное значение какое-то время.

Если рассматривать движение ИО по эталонной окружности, реализуемой двумя линейными приводами расположенными ортогонально относительно друг друга, то отклонения действительной траектории от заданной принимают вид, показанный на рис. 5, б). Здесь: радиус эталонной окружности – 10 мм, зазор – 0,4 мм.

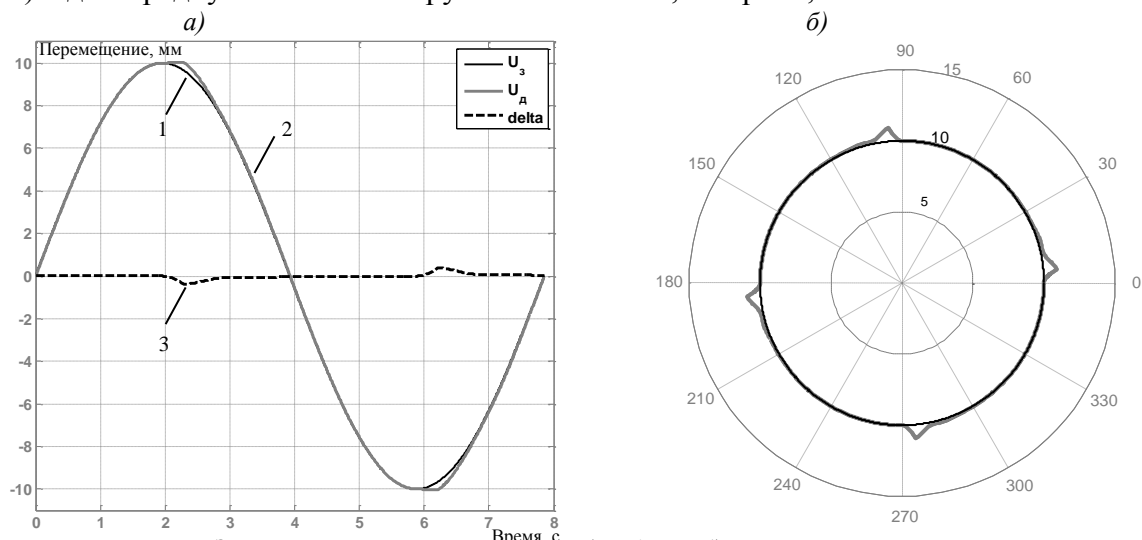


Рис.5. Зазор в механической системе: а) модель; б) в квазистатическом режиме

Следует отметить, что в момент реверса по координате Y будет сохраняться постоянное значение $y_{act}(t) = y_{max}$ (ИО стоит на месте). В этот момент система привода находится в состоянии отключения обратной связи по положению, т. е. система является разомкнутой до момента полной выборки зазора, до соприкосновения поверхностей (рис. 4, а). Отклонение по Y от заданной координаты до полной выборки зазора будет $\Delta y_1 = y_{act}(t) - y_3(t) = y_{max} - y_3(t)$. После полной выборки зазора привод вновь становится замкнутым и ИО начинает двигаться в направлении уменьшения величины рассогласования и, соответственно, уменьшения Δy . Это видно после прохождения точки $x(t_{выб}), y(t_{выб})$ на рис.6, а).

В свою очередь, зазор будет выбран в момент $t_{выб}$, когда привод в разомкнутом состоянии преодолет зазор и поверхность тела M_1 соприкоснется с поверхностью тела M_2 . Из этого условия определяется $t_{выб}$ (система разомкнута и соединение сопрягающихся поверхностей тел M_1M_2). Выходная координата разомкнутой системы должна быть $y_{max} - b$. Из условия становления замкнутости системы в момент полной выборки зазора $y_3(t_{выб}) = y_{max} - b$. Сигнал с датчика обратной связи (датчика положения ИО) равен y_{max} . В этом случае максимальное отклонение по координате Y в состоянии «разомкнутый привод» будет равно

$$\Delta y_1^{max} = y_{act}(t_{выб}) - y_3(t_{выб}) = y_{max} - (y_{max} - b) = b.$$

Таким образом, максимальное отклонение по одной координате системы с

зазором, движущейся по окружности, при отсутствии иных видов отклонений равняется величине зазора и не зависит от других параметров: радиуса, скорости обхода траектории и др.

Напротив, поведение отклонения $\Delta y_2(t)$ по координате Y в состоянии «замкнутый привод» уже зависит от динамических свойств «замкнутого» привода и соответственно моделирование поведения движения вдоль координаты Y зависит от принятой модели поведения соприкасающихся поверхностей тел M_1 и M_2 в момент удара и после удара [5].

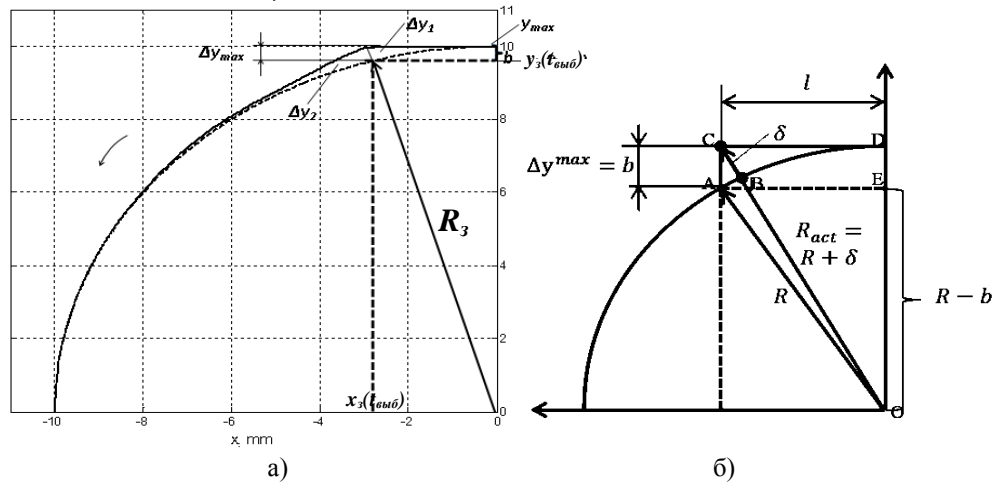


Рис. 6. : а) Отклонения по координате Y при воспроизведении эталонной окружности ($k_m = 1$, $R = 10$ мм, $b = 0,5$ мм; б) отклонения по радиус-вектору при воспроизведении эталонной окружности.

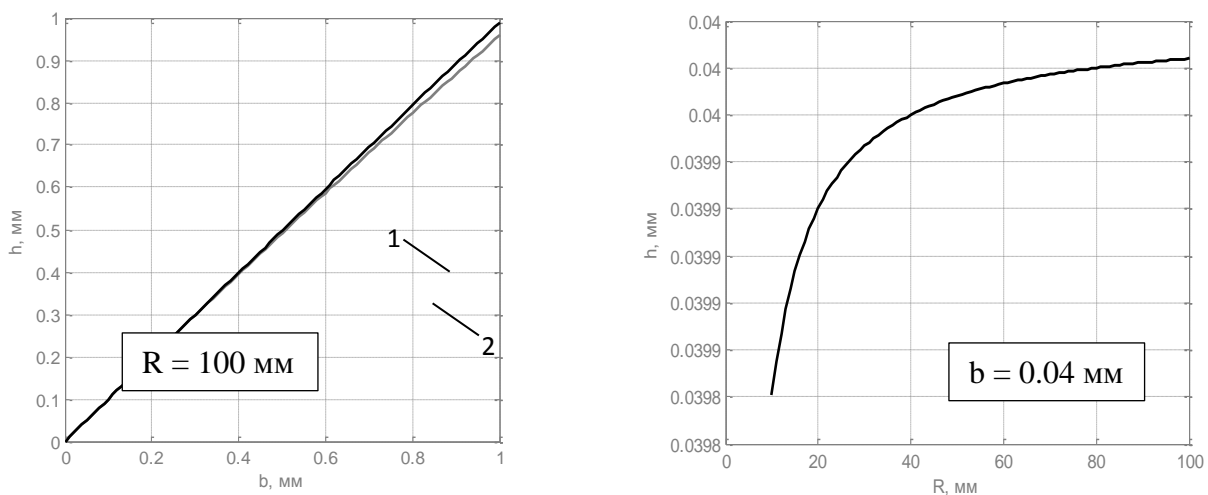
На практике оценка точности воспроизведения эталонной окружности проводится по отклонению, направленному по радиус-вектору с помощью прибора ballbar ф. Renishaw. Это соответствует отклонению по нормали к заданной траектории в данный момент времени t . На рис. 6, б) этим отклонением δ является отрезок BC. Значение отклонения δ зависит не только от зазора b , но и от радиуса окружности R , и определяется следующим соотношением:

(1)

Влияние величины зазора b на размер всплеска рассмотрим на диапазоне значений $b = 0-0,5$ мм с шагом 5мкм при радиусе $R = 100$ мм. На рис. 6, а) приведены результаты, полученные на основе соотношения (1) для δ , а на рис. 6, б) – результаты моделирования движения несущей системы в Simulink, полученные итерационным применением функции “sim”, которая позволяет запустить симуляцию модели Simulink в командном окне Matlab с указанными параметрами модели.

Как видим, величина всплеска в обоих случаях меньше ширины зазора (катет меньше гипотенузы, ΔABC , рис. 6, б). При моделировании, разница между интегральным отклонением h и величиной зазора b чуть больше, так, при величине зазора $b = 0,5$ мм разница составляет 1.192%, что довольно существенно. Но эта разница уменьшается при уменьшении зазора и при более близких к реальным величинам становится пренебрежимо малой (при зазоре $b = 100$ мкм, разница составляет всего лишь 0.0632%).

Влияние радиуса R эталонной окружности на величину всплеска. На рис. 7, б)



представлена зависимость величины всплеска h от радиуса эталонной окружности R при $b = 0,04$ мм. Отклонения h от b при $R \geq 10$ мм составляют менее 0,5 % процентов, поэтому на практике можно считать, что величина всплеска равна величине зазора для всех значений $R \geq 10$ мм. При $R \leq 10$ мм необходимо учитывать влияние радиуса и чем меньше радиус, тем сильнее это влияние.

а)

б)

Рис. 7. а) влияние зазора b на величину всплеска h : 1- результаты аналитического расчёта, 2 - результаты моделирования; б) влияние радиуса R на величину всплеска h по результатам моделирования

Заключение. Разработана модель несущей системы машины ЧПУ с двумя ортогональными линейными приводами (XY). Проведено имитационное моделирование обхода эталонной окружности данной несущей системой при наличии нелинейности типа «зазор». Показано, что размер «всплеска» интегрального отклонения при допущении отсутствия нелинейностей других типов, определяется исключительно величиной зазора в механической части привода, охваченного обратной связью.

Литература

1. Marchi J. A. Modeling of dynamic friction, impact backlash and elastic compliance nonlinearities in machine tools, with applications to asymmetric viscous and kinetic friction identification. Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New York, December 1998, p. 201.
2. Armstrong-Helouvry B., Dupont P. and De Wit C. C. A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction. Automatica, Vol. 30, № 7, pp. 1083-1138, 1994.
3. Андрейчиков Б. И. Динамическая точность систем программного управления станками. М.: Машиностроение, 1964. 368 с.
4. Пась О. В., Серков Н. А. Моделирование отклика несущей системы многокоординатной машины с ЧПУ на ступенчатое силовое воздействие // Научные труды III Международной научной конференции “Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении” FRITME-2014, ИМАШ РАН, Москва, Россия, 13-15 мая 2014 г. С.225-227.
5. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3-е, доп. И переработ. Л., «Машиностроение» (Ленингр. Отд-ние), 1976. 320 с. с ил.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ МЭМС-УСТРОЙСТВ С
ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКИМ НАКАТОМ УПРУГИХ ЛЕНТ НА
СЕГНЕТОЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ ПЛЁНКУ**
*MODELING OF MEMS DEVICES BASED ON THE ELECTROSTATIC ROLLING
OF RESILIENT BELTS ON THE SURFACE OF THIN FERROELECTRIC FILMS*

А.С.Степанов – к.т.н., В.Ф.Устинов – к.т.н.

Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Abstract. Dynamic model of the reverse micromotor rotation and microsensor devices developed. His work is based on a rolling of metal belts on the surface of the thin ferroelectric film. Modeling of quasi-stationary characteristics of the micromotor with regard to quality mating contact surfaces (belt - film) is described. Admissible domains of basic parameters by microsensor device are determined. Character of the influence of the required parameters of the microsensor device on the sensitivity is ascertained.

В работе рассматриваются динамические модели микроэлектромеханических систем (МЭМС) и их элементов в составе реверсивного микродвигателя вращения и сенсорного устройства, основанных на электростатическом накате гибких лент на сегнетоэлектрическую плёнку как пассивную структуру.

Разрабатываемые устройства на основе технологий МЭМС могут найти применение при создании блоков измерения ускорений, датчиков давления, в системах навигации мобильных роботов и авионики.

Реверсивный электростатический микродвигатель вращения [1] (рис. 1) с содержит ротор 1 с упругими лентами 2а, 2б, статор 3 с последовательно нанесенными проводящим слоем 4, сегнетоэлектрической пленкой 5, систему управления и питания 6 (СУиП), датчик угловой скорости 7. Ротор приводится в движение системой микроактюаторов (рис. 2), ленты и проводящие слои которых образуют конденсаторы переменной емкости. Следует отметить, что металлические ленты формируются на роторе посредством напыления, фотолитографии и травления [2].

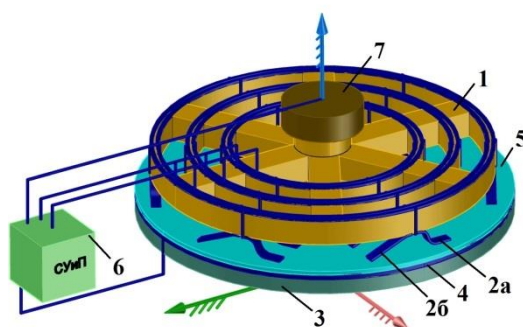


Рис. 1. Конструктивная схема микродвигателя

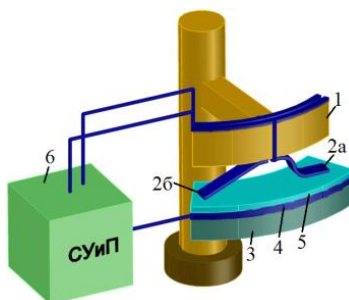


Рис. 2. Конструктивная схема микроактюатора

Микромеханическое сенсорное устройство (рис. 2) включает в себя

чувствительный кремниевый элемент 1 маятникового типа с упругими лентами 2а, 2б, изготовленными из бериллиевой бронзы, и кремниевое основание 2 (подложку), с последовательно нанесенными проводящим слоем 4 и сегнетоэлектрической пленкой 5. Чувствительный элемент, имеющий перфорационные отверстия, посредством торсионов 7 прикреплен к рамке 8. Сенсорное устройство имеет дифференциальный емкостной измеритель перемещений. На ленты малой изгибной жесткости в паре с проводящим слоем кремниевого основания подается исходное (базовое) напряжение, в результате чего формируется электростатическое давление, под действием которого ленты накатываются на сегнетоэлектрическую пленку. При силовом или кинематическом воздействии соответствующая сила либо ускорение определяются по величине смещения инерционной массы чувствительного элемента (в установившемся состоянии). В компенсационном режиме обратная связь в системе реализуется созданием добавочных напряжений между каждой из лент и проводящим слоем кремниевого основания, которые пропорциональны смещению инерционной массы.

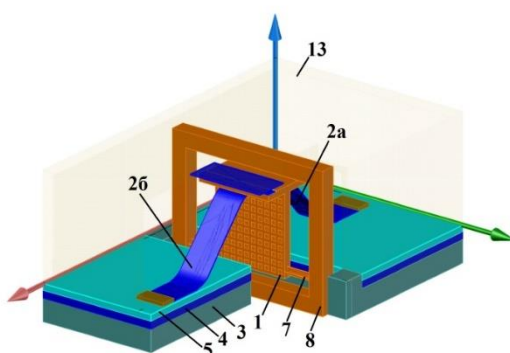


Рис. 3. Конструктивная схема микросенсорного устройства

Для построения квазистационарных характеристик реверсивного микродвигателя вращения рассматривается динамика микроактюатора в системе координат x, y (рис. 4). Характерные параметры микроактюатора: масса слайдера $m_{1*} = 1$ г, сила $F_* = 1$ мН, длина ленты $L_* = 1$ мм, координата $\Delta z_* = 1$ мм, время $T_* = 1$ мс.

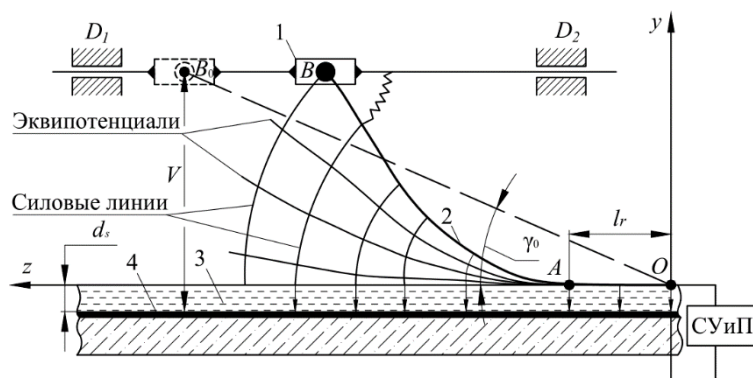


Рис. 4. Динамическая модель микроактюатора

Слайдер 1 поступательно перемещается вдоль направляющих $D_1 D_2$. Связь нерастяжимой металлической ленты 2 малой изгибной жесткостью со слайдером моделируется упругим шарнирным соединением. Параметр толщины сегнетоэлектрической пленки 3 равен d_s . Предполагается, что угол поворота $\theta(1)$ ленты в точке B изменяется в интервале от γ_0 , определяющего исходное положение ленты $B_0 O$ длиной l_r , до $\pi/2$. Расстояние между проводящим слоем 4 и слайдером постоянное и

равно $V = l_\gamma \sin \gamma_0 + d_s \dots$. Все элементы модели, кроме металлической ленты, являются абсолютно твердыми телами. Инерционные свойства системы моделируются двумя сосредоточенными массами – слайдера (в точке B) и ленты (в точке O). В результате, задача сведена к упруго-массовой системе с двумя степенями свободы. В качестве сил сопротивлений принимаются силы сухого трения в направляющих D_1D_2 , а также сухое трение на участке контакта AO ленты с сегнетоэлектрической пленкой.

При моделировании электромеханической системы учитывается неоднородность электрического поля в конденсаторах переменной емкости, качество контактирующих поверхностей (лента-плёнка), проскальзывание ленты по сегнетоэлектрической пленке и жесткость упругого соединения лент со слайдером [3].

Нормализованное дифференциальное уравнение движения ротора микродвигателя имеет вид

$$J_z \frac{d\Omega_z}{d\tau} = \alpha_l M_z,$$

где Ω_z , J_z – безразмерные угловая скорость и момент инерции ротора, M_z – сумма моментов двигателя, сил сопротивления и нагрузки (M_H), τ – безразмерное время.

В уравнении **Ошибка! Источник ссылки не найден.** за коэффициент α_l принято следующее отношение характерных значений:

$$\alpha_l = \frac{M_* T_*^2}{m_* L_*^2 \Omega_*}$$

где M_* – момент ($M_* = 1 \text{ мН}\cdot\text{мм}$), Ω_* – угловая скорость ($\Omega_* = 10^3 \text{ рад/с}$).

Моменты двигателя и сил сопротивления представляют собой функции продольной и поперечной сил в сечениях B ленты (рис. 4). Соотношения для них были получены из решения модельной сингулярно возмущенной краевой задачи о продольно-поперечном изгибе стержня малой изгибной жесткости [4]. Безразмерная жесткость μ^2 стержня (ленты) имеет вид

$$\mu^2 = \frac{EI}{L_*^2 F_*}$$

где E – модуль Юнга, I – момент инерции поперечного сечения ленты, μ – безразмерный параметр жесткости поперечного сечения при изгибе, имеющий порядок 0,04 – 1 (при моделировании принимается $\approx 0,07$).

Методика построения основных (динамических и квазистационарных) характеристик (рис. 5, рис. 6) микродвигателя включает в себя определение зависимостей квазиустановившихся значений приведенного момента (среднеинтегральное значение на i -ой активной фазе движения) двигателя, приведенной угловой скорости (среднее арифметическое значение скорости на том же интервале движения) ротора, момента нагрузки и времени переходного периода в процессе разгона.

Установлено, что повышение момента нагрузки M_H , например, в два раза приводит к уменьшению квазистационарных значений момента микродвигателя M_{kc} – в 1,6 раз, угловой скорости Ω_{kc} – в 35 раз, времени выхода на штатный режим – в 2 раза. Необходимо отметить, что учет качества сопряжения контактирующих поверхностей при принятом уровне напряжения (50В) снижает квазистационарную угловую скорость по сравнению со скоростью при условии идеального прилегания в контактной паре в 5 раз, а возможное повышение жесткости упругого соединения лент с ротором в пять раз сопровождается увеличением установившейся угловой скорости более чем на 25%. Проскальзывание ленты даёт поправку к квазистационарной скорости ротора не более 0,02%.

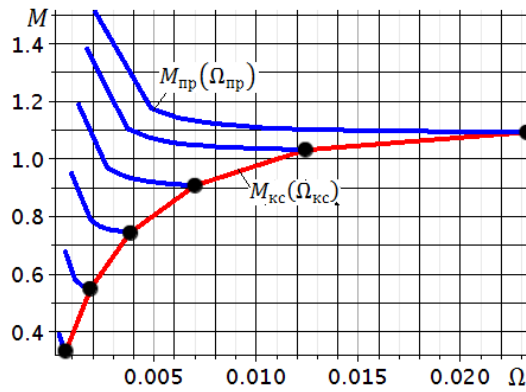


Рис. 5. Динамическая $M_{np}(\Omega_{np})$ и квазистационарная $M_{кс}(\Omega_{кс})$ характеристики

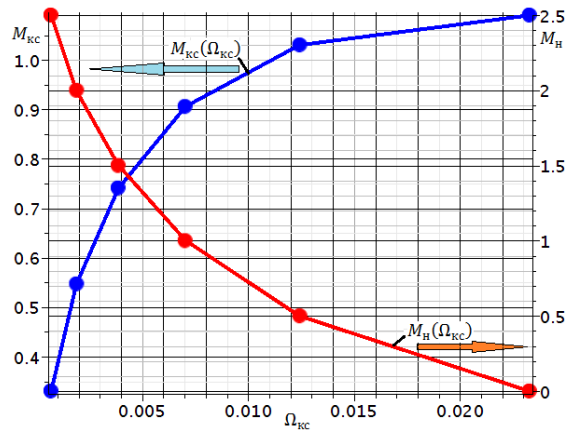


Рис. 6. Квазистационарные характеристики $M_{кс}(\Omega_{кс})$, $M_n(\Omega_{кс})$

Модель микромеханического сенсорного устройства (рис. 5) состоит из чувствительного элемента 1, лепестков 2а, 2б. На подложку 3 последовательно нанесены проводящий слой 4 и сегнетоэлектрическая пленка 5. Металлические ленты 2а, 2б и подложка 3 образуют конденсаторы, емкость которых меняется в результате изменения базовой длины наката l_b (участок OA). Жесткость упругой заделки лепестков 2а, 2б моделируются пружинами 6а, 6б, торсионы моделируются угловой пружиной 7. Перемещение измеряется дифференциальным измерителем, включающий проводящие слои 8а, 8б, 9а, 9б. Смещение инерционной массы чувствительного элемента определяется угловым $\Delta\varphi$ и линейным ΔS перемещениями. В принятой модели изгиб торсионов не учитывается. С учетом малости перемещений, связь между линейной и угловой координатами определяется соотношением $\Delta\varphi = \Delta S/l_s$.

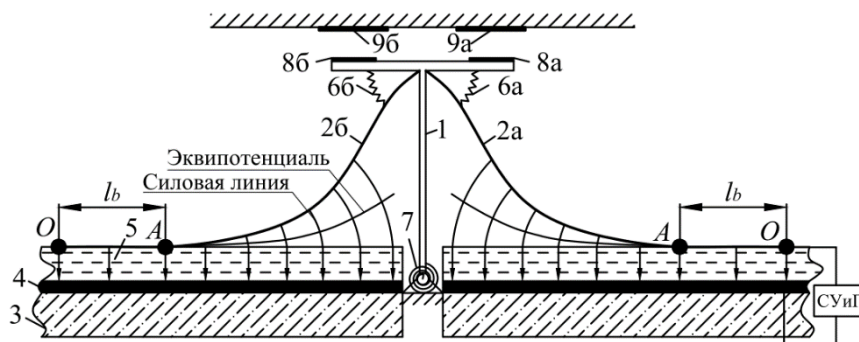


Рис. 5. Динамическая модель микросенсорного устройства

В качестве характерных параметров сенсорного устройства выбраны: инерционная масса $m_{s*} = 1$ мг, перемещение $\Delta S_* = 1$ мкм, напряжение $U_* = 10$ В, характерное ускорение

$w_{s*} = 0,1g \text{ м/с}^2$. Высота чувствительного элемента $L_s = 1 \text{ мм}$, ширина $0,5 \text{ мм}$.

Области возможных значений основных параметров микросенсорного устройства определяются по результатам анализа переходных процессов при внезапном приложении внешнего воздействия исходя из допустимых значений механических напряжений, углов поворота сечений лент и уровня нелинейности для параметра чувствительности устройства S_q , представляющего собой отношение добавочного напряжения, необходимого для возвращения чувствительного элемента в исходное положение, к величине внешнего воздействия [5]. Для принятого в современных МЭМС-устройствах уровня нелинейности параметра чувствительности менее 0,1% построена линейная модель системы, на основе которой оценено влияние исходного состояния на изменение параметра чувствительности. В частности установлено, что увеличение исходного (базового) напряжения в 2,5 раза приводит к повышению параметра чувствительности в два раза.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 12-08-01072-а), совета по грантам Президента Российской Федерации (победитель конкурса 2013 года на право получения стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам № СП-4911.2013.3).

Литература

1. Реверсивный электростатический микродвигатель вращения: пат. на изобр. 2513030 Рос. Федерация: МПК⁵¹ H02N1/00 / В. Ф. Устинов, А.С. Степанов: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ». – 2012113770/07; заявл. 10.04.2012; опубл. 20.04.2014.
2. Baginsky I.L., Kostsov E.G. High-energy capacitive electrostatic micromotors // Journal micromechanical and microengineering. – 2003. – Vol. 13. – P. 190–200.
3. Моделирование разгона и квазиустановившегося режима планарного МЭМС микроактюатора: свидетельство программы для ЭВМ 2012612910 Рос. Федерация / В. Ф. Устинов, А.С. Степанов; заявитель и правообладатель: ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ». – № 2012610711; заявл. 07.02.2012; опубл. 23.03.2012.
4. Устинов В.Ф., Степанов А.С. Анализ динамики разгона и квазиустановившегося режима электростатического планарного устройства // Вестник МЭИ. – 2012. – №1. – С. 78-84.
5. Устинов В.Ф., Степанов А.С. Разработка модели и исследование динамики сенсорного микромеханического устройства с электростатическим накатом упругих лепестков на сегнетоэлектрическую пленку // Вестник МЭИ. – 2013. – № 3. – С. 21-26.

ТЕХНОЛОГИИ КЛАСТЕРИЗАЦИИ БАЗ ДАННЫХ В МЕХАНООБРАБОТКЕ

CLUSTERING TECHNOLOGIES DATABASES IN MACHINING

В.А.Тимирязев – д.т.н., проф., И.А.Хворов – аспирант
ФГБОУ ВПО Московский государственный технологический университет «Станкин»

Abstract. The article examines the main aspects of cluster analysis. Analyzed existing methods for clustering databases. Discusses features of the clustering range of parts in order to improve the loading of machining equipment.

Кластерный анализ (англ. cluster analysis) — многомерная статистическая процедура, выполняющая сбор данных, содержащих информацию о выборке объектов, и затем упорядочивающая объекты в сравнительно однородные группы. Задача кластеризации относится к статистической обработке, а также к широкому классу задач обучения без учителя. [1]

Главное назначение кластерного анализа – разбиение множества исследуемых объектов и признаков на однородные в соответствующем понимании группы или кластеры. Это означает, что решается задача классификации данных и выявления соответствующей структуры в ней. Общим для всех исследований, использующих кластерный анализ, являются пять основных процедур:

- 1) отбор выборки для кластеризации;
- 2) определение множества признаков, по которым будут оцениваться объекты в выборке;
- 3) вычисление значений той или иной меры сходства между объектами;
- 4) применение метода кластерного анализа для создания групп исходных данных;
- 5) проверка достоверности результатов кластерного решения.

Каждый из перечисленных шагов играет существенную роль при использовании кластерного анализа в прикладном анализе данных. При этом шаги 1,2 и 5 целиком зависят от решаемой задачи и должны определяться пользователем. Шаги 3 и 4 выполняются программой кластерного анализа. [2]

Имея пополняемую библиотеку деталей, подходящих по своим характеристикам для обработки, можно представить её как базу данных. Для удобства и конкретизации в дальнейшем статья будет строиться на анализе деталей типа тел вращения.

В производственных условиях для каждой детали разрабатывается технологический маршрут обработки, в котором среди прочего обозначены габариты и материал заготовок. Для изготовления мелких партий обозначенных ранее деталей логично применение гибких токарных производственных модулей. Условно станок с многопозиционной револьверной головкой и пруткоподающим устройством (барфидером) работает исправно со стандартными операционными перерывами.

В мелкосерийном производстве при обработке деталей на данном оборудовании, огромную роль играет эффективная очерёдность обработки деталей. Она выбирается на основе ряда факторов, которые анализируются технологом. К критериям такого анализа относятся: количество обрабатываемых деталей в партии; наличие предустановленной оснастки и её общее количество, необходимое по технологической карте; габарит и материал заготовки.

Эти критерии отбора и служат основой для классификации номенклатуры. На рисунке 1 можно увидеть условное обозначение базы данных на 3D графике. По оси абсцисс количество деталей, которых необходимо изготовить по плану. По оси ординат материал заготовки по прочности, согласно ГОСТ1759-70. По оси аппликата – габариты прутка. Диаметр объекта зависит от количества используемой оснастки (занимаемых слотов в револьверной головке).

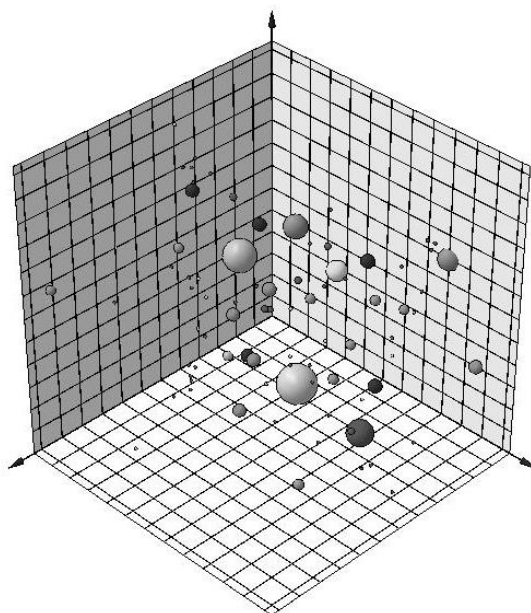


Рис.1. Графическое изображение базы данных

Также цветовая гамма объекта является характеристикой важности изготовления детали в производственном процессе. В отсутствии возможности показа цвета в чёрно-белой статье, цвета были заменены градиентом серого. Так, например, если по всем параметрам деталь должна обрабатываться последней в очереди номенклатуры, но без её скорейшего изготовления может остановиться работа других подразделений предприятия, то она должна быть изготовлена раньше и соответственно на рисунке темнее.

Изготавливая последовательно детали из одного металла с одним и тем же диаметром, можно значительно сократить время перезагрузки материала в барфидер. Обрабатывая разные детали установленным в револьверной головке инструментом можно сократить время на переналадку. Как следствие, правильно упорядочив изготовление всех партий деталей в оптимальную последовательность, можно значительно увеличить производительность оборудования, за счет сокращения межоперационных простоев.

Для того чтобы упорядочить данный массив данных существуют разные методы кластеризации, которые можно разделить на две группы: иерархические и итеративные. При большом количестве наблюдений иерархические методы кластерного анализа не пригодны. В таких случаях используют неиерархические методы, основанные на разделении, которые представляют собой итеративные методы дробления исходной совокупности. В процессе деления новые кластеры формируются до тех пор, пока не будет выполнено правило остановки.

Такая неиерархическая кластеризация состоит в разделении набора данных на определенное количество отдельных кластеров. Существует два подхода. Первый заключается в определении границ кластеров как наиболее плотных участков в многомерном пространстве исходных данных, т.е. определение кластера там, где имеется большое "сгущение точек". Второй подход заключается в минимизации меры различия объектов.

Так как количество переменных в процессе анализа является неизменным, то предпочтение будет иерархическим методам. Каждую деталь можно описать некоторым набором признаков $\{x^p\}$. Множество $\{x^p\} = \{p = 1, 2, \dots, n\}$ представляет собой ряд признаков, по которым классифицируются объекты некоторого множества Y . При этом число признаков n стремится к бесконечности, но реально постоянно ограничено. Если нам известны все элементы множества P , то выбрать наиболее значимые в некотором смысле из них можно в процессе обучения нейронной сети. Для каждого нового объекта мы должны сделать две вещи: 1) найти класс, к которому он принадлежит; 2) использовать новую информацию, полученную об этом объекте, для исправления

(коррекции) правил классификации.

Так как число классов m заранее определено, то задачу классификации можно поставить следующим образом. Пусть $\{x^p\}$ - векторы значений признаков для рассматриваемых объектов и в пространстве таких векторов определена мера их близости $\rho(x, y)$.

Для определенности примем, что чем ближе объекты, тем меньше ρ . С каждым классом будем связывать его типичный объект. Далее называем его ядром класса. Требуется определить набор из m ядер y^*, y^*, \dots, y^m и разбиение $\{x^p\}$ на классы:

$$\{x^p\} = Y_1 \cup Y_2 \cup \dots \cup Y_m, \quad (1)$$

минимизирующее следующий критерий:

$$Q = \sum_{i=1}^m \left(\sum_{x^p \in Y_i} \rho(x^p, y^i) \right) \rightarrow \min. \quad (2)$$

Минимум Q берется по всем возможным положениям ядер y^i и всем $\{x^p\}$ на m классов Y_i . [4]

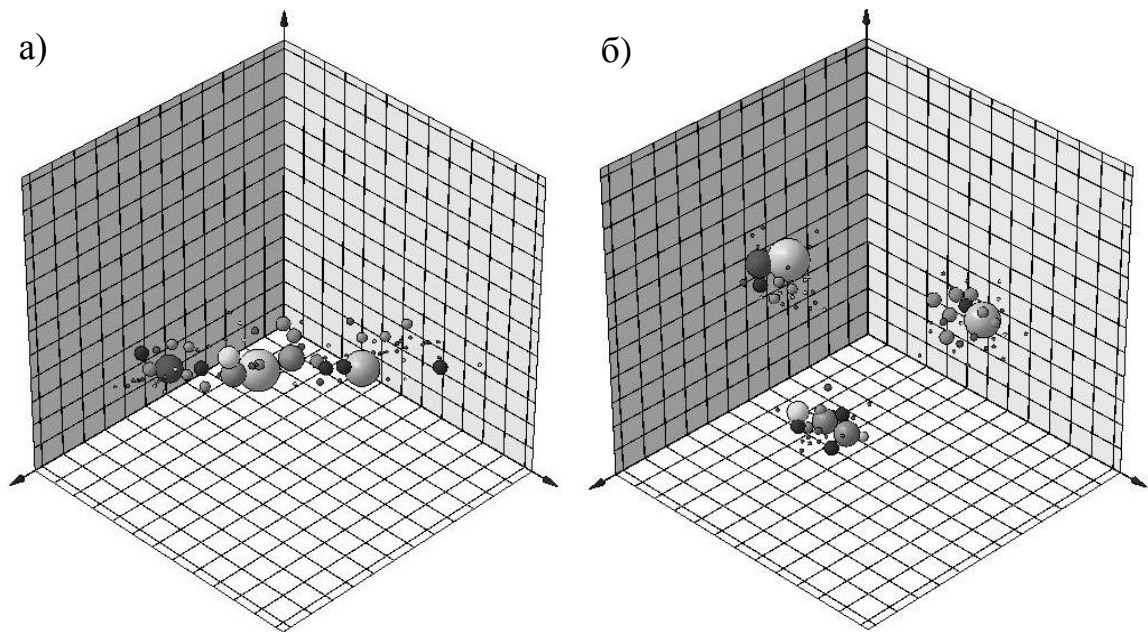


Рис. 3. Графическое изображение созданных групп исходных данных:
а) неудовлетворительное решение; б) удовлетворительное решение.

В зависимости от метода и параметров кластеризации можно получить модель без контрастирования классов как на рисунке 3а. Данная модель не решает поставленных задач. Оптимальным для нас будет получение 3 кластеров триместра (рисунок 3б), каждый из которых будет делиться вплоть до получения единичных значений. То есть деля номенклатуру на группы, которые в свою очередь будут так же разделены можно в конечном счете разложить массив данных линейно. Изготавливая каждую единицу иерархической модели снизу вверх, как показано на рисунке 4, возможно максимально сократить время на переналадку оборудования.

**СЕКЦИЯ 7. Нелинейная волновая
механика и технологии**

**РАСЧЕТ ГРАНИЦ ВОЛНОВОГО РЕЗОНАНСА РОТОРА С
ЖИДКОСТЬЮ И ПЕРЕГОРОДКАМИ МЕТОДОМ
«ЭКВИВАЛЕНТНОГО ЭЛЛИПСА»¹**

*DETERMINATION OF WAVE RESONANCE DOMAIN FOR PARTIALLY FLUID
FILLED AND SECTORED ROTOR BY EQUIVALENT ELLIPSE METHOD*

А.Н.Никифоров – к.т.н.
ИМАШ РАН

Abstract. Analysis of experimental data (photos and movies) in the high rotation and precession of rotor showed the following. The fluid free surface inside rotor cylindrical cavity with a few partitions is an elliptic arc. On this basis the calculation method for the bottom boundary of wave system resonance is suggested. Analytical results conform to the practice.

Аннотация. Анализ экспериментальных данных (фотографий и видеозаписей) в условиях быстрого вращения и прецессии ротора показал, что свободная поверхность жидкости в его цилиндрической полости с перегородками представляет собой эллиптические дуги. На этом основании разработан подход к определению нижней границы волнового резонанса системы. Аналитические результаты хорошо согласуются с опытными.

Механическое объяснение волнообразования на свободной поверхности жидкости связано с её реакцией на прецессию ротора. Когда круговое движение оси быстровращающегося ротора отсутствует, слой жидкости в его цилиндрической полости с перегородками или без них имеет уравновешенную форму полого цилиндра. При неизбежной деформации (прогибе) гибкого ротора получается несбалансированная конфигурация, т.к. ось полости и, следовательно, центр масс периферийного слоя (окружная пристеночная поверхность) жидкости не совпадают с центром масс поверхностного слоя (свободная поверхность) жидкости. Вне области волнового резонанса жидкость внутри полости спокойна, как бы затвердевшая, а её неуравновешенная масса как бы зафиксирована на роторе, что создает условия для их синхронного движения.

В случае роторной прецессии и волнового резонанса жидкость неспокойна и всё время переливается по всей окружности полости при отсутствии или проницаемых перегородках или в пределах секторов полости при герметичных перегородках. Переливная волна, собирающаяся соответственно со всего объема или с заключенного в секторе объема жидкости, движется с угловой скоростью Ω меньше скорости вращения полости ω , в т.ч. как бы проходя через перегородки. Так как $\Omega \neq \omega$, неуравновешенная жидкая масса получается незафиксированной на роторе и периодически совпадающей с роторным остаточным дисбалансом. В результате устанавливается асинхронный режим динамического равновесия системы с кружащейся относительно ротора неуравновешенной формой слоя жидкости с нулевой (с дорезонансным эксцентриситетом его центра масс) на границе и максимальной высотой волны на пике резонанса.

Физическое объяснение волнового резонанса сводится к тому, что по аналогии с простым осциллятором движение жидкости состоит из собственного и вынужденного. Собственное движение жидкости – это совокупность волн [1], сходных с гравитационными, вызванных центробежной силой $h\omega^2$, где h - толщина невозмущенного слоя, которая действует на единицу массы жидкости и играет роль силы тяжести. Эти волны распространяются вдоль градиента гидравлического давления от свободной к периферийной поверхности жидкости, т.е. в радиальных направлениях и во вращающейся со скоростью ω системе отсчета. Вынужденное движение жидкости – это уединенная

¹ Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках проекта № 14-08-01120_a

волна, перемещающаяся синхронно с неуравновешенной конфигурацией жидкости относительно полости ротора, вследствие отклонения роторной оси e и центробежной силы $m_F e \Omega^2$, действующей на всю массу жидкости. Эта волна распространяется в окружном направлении и неподвижна во вращающейся со скоростью Ω системе координат. Волны градиента давления и волна неравномерности слоя затухают вне резонанса из-за вязкости жидкости. Но они активизируются в маловязких жидкостях при резонансе – когда скорости их распространения в радиальных и перпендикулярных к ним направлениях сравниваются.

Поскольку центробежная сила $h\omega^2$ или градиент гидравлического давления вращается со скоростью ω , а центробежная сила $m_F e \Omega^2$ или неравномерность слоя жидкости вращается со скоростью Ω , равновесие сил в роторной системе достижимо через искусственное введение силы Кориолиса, пропорциональной разности скоростей $\omega - \Omega$. С помощью такой фиктивной силы Кориолиса можно математически представить причину волнового резонанса.

Пусть в силу какого-либо возмущения появились волны градиента давления, т.е. началось радиально ускоренное собственное движение жидкости, внутри вращающегося без прогиба ротора:

$$a_n = h\omega^2.$$

Следовательно, к концу пути S_n , что проходят волны, будет:

$$R = r + a_n t^2 / 2, \quad (1)$$

где r - радиус свободной поверхности жидкости, R - радиус полости ротора.

Соответственно время t и скорость $v_n = a_n t$ прохождения волнами расстояния $h = R - r$:

$$t = \sqrt{2h/a_n}, \quad v_n = \sqrt{2h^2\omega^2}.$$

Если возмущение стационарное и вращается с асинхронной угловой скоростью $\Omega \neq \omega$, то ускорение силы Кориолиса, действующей на единицу массы жидкости, выражается как:

$$a_\tau = 2v_n(\omega - \Omega).$$

Отсюда порождается тангенциальная $v_\tau = a_\tau t$ составляющая скорости распространения волн:

$$v_\tau = 2v_n t(\omega - \Omega) \text{ или } v_\tau = 2S_n(\omega - \Omega) = 2R(\omega - \Omega).$$

Условие волнового резонанса состоит в равенстве $v_\tau = v_n$, т.е. $2R(\omega - \Omega) = \sqrt{2h^2\omega^2}$ или:

$$\frac{\Omega}{\omega} = 1 \pm \frac{h}{R\sqrt{2}}. \quad (2)$$

Соотношение (2) подобно приведенному в [2]. Если их выразить их графическим образом, то они оказываются весьма близкими друг к другу.

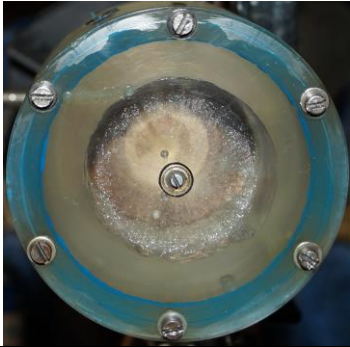
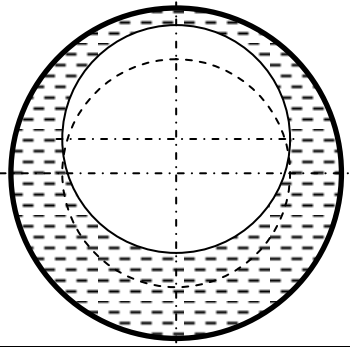

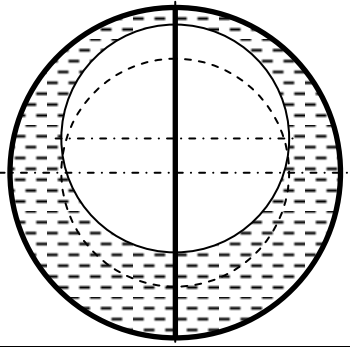
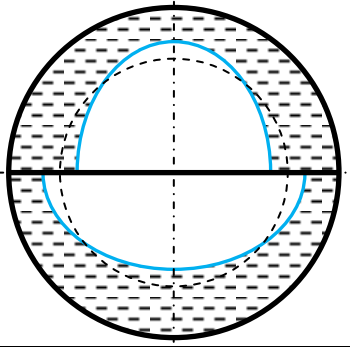
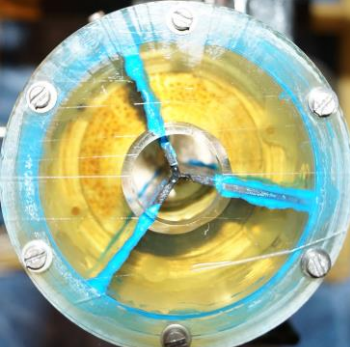
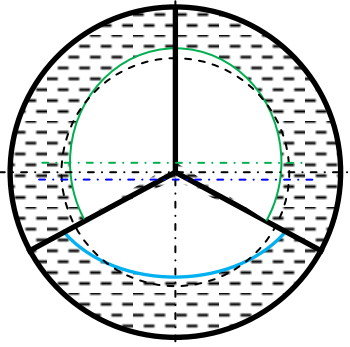
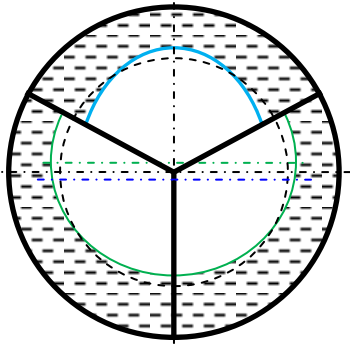
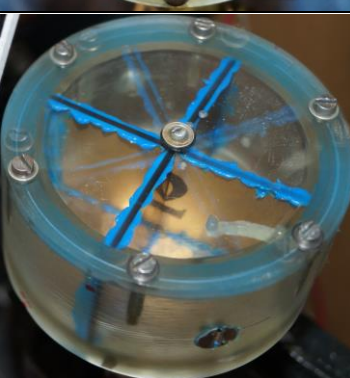
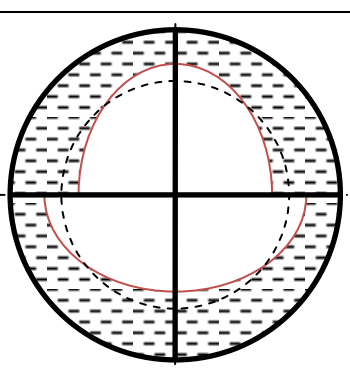
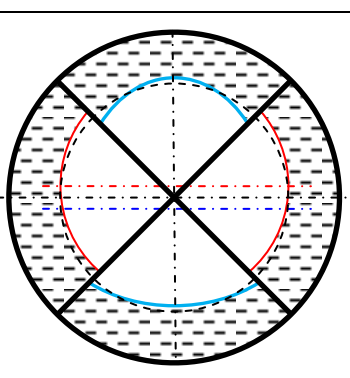
Пусть теперь ротор имеет прогиб, т.е. совершается вынужденное движение жидкости. В этом случае центр масс жидкости C приобретает нормальное ускорение:

$$a_{Cn} = e\Omega^2.$$

Прежде чем перейти к составлению выражения для пути, который проходит центр масс жидкости, необходимо учитывать, что в отличие от собственного движения жидкости (от центробежных волн) на её вынужденное движение (на вращающуюся уединенную волну) влияют радиальные перегородки.

Это влияние легко обнаруживается по фотографиям реального поведения жидкости в движущейся полости, т.е. в условиях вращения и прецессии ротора. Свободная поверхность жидкости принимает различные окружные и/или эллиптические формы в зависимости от количества перегородок (табл.1).

Табл.1. Конфигурация жидкости в полости ротора в зависимости от количества перегородок

Оригинальная	Эквивалентная геометрическая	
		
		
		
		

Для обобщения «картин» поведения жидкости в полости ротора следует отыскать центр масс R периферийного слоя (примыкающего к боковой стенке полости ротора), центр масс P поверхностного слоя (примыкающего к свободной поверхности жидкости) и общий центр масс C этих пограничных слоев жидкости, т.е. требуется знать отклонения каждого из них.

Местоположение R определяется отклонением ротора e (рис.1). Местоположение P разумно связать с R , задавая относительное смещение ε между ними. Параметр ε зависит от неравномерности слоя жидкости, т.е. от того, является ли её свободная поверхность окружностью или совокупностью частей эквивалентного эллипса. Наибольшая величина $\varepsilon=e$ соответствует кругу или роторной полости без перегородок. Чем больше перегородок, тем меньше ε – эксцентricность поверхностного слоя относительно боковой стенки

полости. Таким образом, неопределенным остается лишь центр C .

Как известно из курса строительной механики, положение центра масс материальной системы, состоящей из n масс, вдоль той или иной координатной оси определяется формулой:

$$x_C = \frac{x_1 m_1 + x_2 m_2 + \dots + x_n m_n}{m},$$

где x_i - расстояние от начала отсчета до центра инерции i -ой массы m_i , m - вся масса системы.

Поверхностный и периферийный слой жидкости представляет собой однородную, линейную систему, для которой по аналогии:

$$x_C = \frac{x_1 L_1 + x_2 L_2 + \dots + x_n L_n}{L},$$

где x_i - расстояние от начала отсчета до центра инерции i -ой длины L_i , L - вся длина системы.

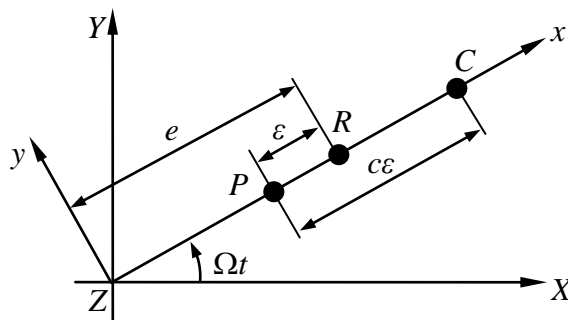


Рис.1. Положения центров масс пограничных слоев жидкости относительно начала координат

Помещая начало отсчета в центр масс поверхностного слоя P , полагая, что кривизна этого слоя по всей его длине пренебрежимо мало отличается от дуги окружности радиуса r , и учитывая, что пустоты рассматриваются как часть системы с отрицательным объемом, можно получить:

$$PC = \frac{2\pi R\epsilon}{2\pi R - 2\pi r} = c\epsilon, \text{ где } c = R/h.$$

По сути ϵ - это координата центра масс воздушного пространства, остающегося в результате частичного заполнения ротора жидкостью. Для ротора с перегородками она может быть найдена, если определить центр масс противоположных (светл. жирн. линии на эскизах табл.1) секторов эквивалентного эллипса, образующихся между смежными перегородками и поверхностью жидкости:

$$\epsilon = \frac{\epsilon_a S_a - \epsilon_b S_b}{S},$$

где $S = \pi r^2$ - сечение пространства без жидкости, $S_a = \pi r^2/n$, $\epsilon_a = \frac{2a}{3\pi/n} \sin \pi/n$ - площадь

и координата центра масс сектора эквивалентного эллипса вдоль его наибольшей выпуклости, $S_b = \pi r^2/n$, $\epsilon_b = \frac{2b}{3\pi/n} \sin \pi/n$ - аналогичные параметры вдоль его наименьшей выпуклости.

Идея эквивалентного эллипса в том, что его большая полуось $a \approx r + e/(n+1)$, а его малая полуось $b \approx r - e/(n+1)$, где r - радиус невозмущенного поверхностного слоя, n - количество перегородок, e - отклонение ротора. Тогда воздушные объемы в секторах полости приближаются к одинаковой величине, что и должно быть с физической точки зрения.

Окончательное выражение для ε как функции r , n и e имеет вид:

$$\varepsilon = \frac{2 \left(r + \frac{e}{n+1} \right) \sin \frac{\pi}{n} \pi r^2}{3 \frac{\pi}{n}} - \frac{2 \left(r - \frac{e}{n+1} \right) \sin \frac{\pi}{n} \pi r^2}{3 \frac{\pi}{n}} \cdot \frac{1}{\pi r^2}$$

После сокращения общих множителей получится, что ε зависит только от n и e :

$$\varepsilon = \frac{4 \sin \frac{\pi}{n}}{3\pi(n+1)} e = \kappa^{-1} e, \text{ где } n=4, 5 \dots \quad (3)$$

Ограничение для n от четырех и больше в выведенной формуле, обусловлено следующим. Ротор без перегородок ($n=0$) дает математическую неопределенность. Ротор с одной перегородкой ($n=1$) порождает поверхностный слой как некруглой, так и неэллиптической формы, т.е. описывающийся непростой геометрической фигурой. Необходимо отметить, что этот случай для практики не интересен, так как одна перегородка априори вызывает разбалансировку ротора. Ротор с двумя перегородками ($n=2$) приводит к неопределенности формы слоя, который может описываться как окружностью с радиусом r , так и эллипсом с полуосями $a-b=e$, где $a \approx r+e/2$, $b \approx r-e/2$. Следовательно, особый случай $n=2$ характеризуется средним арифметическим κ для:

$$\varepsilon=e \text{ и } \varepsilon = \frac{2(r+e/2) \sin \pi/2}{3\pi} - \frac{2(r-e/2) \sin \pi/2}{3\pi}$$

По аналогии для ротора с тремя перегородками ($n=3$) также необходим расчет среднего коэффициента.

Таким образом, метод «эквивалентного эллипса» позволяет отыскать необходимые коэффициенты (табл.2), т.е. решить задачу о положении центров масс пограничных слоев жидкости.

Табл.2. Коэффициенты неравномерности жидкого слоя внутри ротора

	Количество перегородок				
	0	2	3	4	5
Величина коэффициента κ	1	$\frac{1+3\pi/2}{2}$	$\frac{3\pi/2+6\pi/\sqrt{3}}{2}$	$\frac{15\pi}{2\sqrt{2}}$	$\frac{9\pi\sqrt{2}}{\sqrt{5-\sqrt{5}}}$

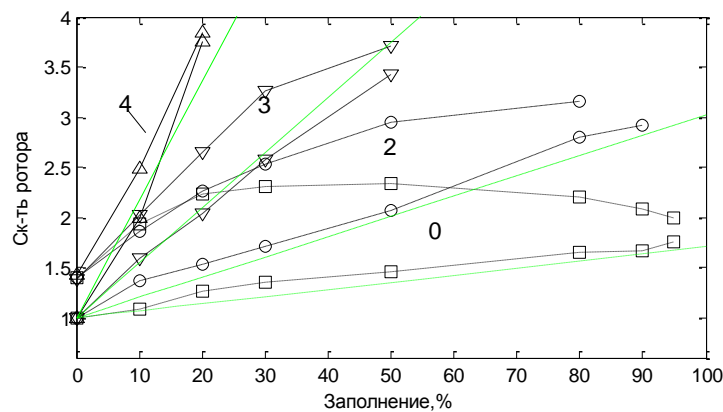


Рис.2. Теоретические нижние границы (светл. линии) и экспериментально обнаруженные диапазоны (темн. линии) скоростей неустойчивого вращения ротора вследствие волнового резонанса в зависимости от критической скорости полного ротора, количества воды и перегородок (от 0 до 4)

Возвращаясь к составлению выражения для пути, который центр масс жидкости вынужден пройти под действием ускорения $a_{Cn} = e\Omega^2$, в т.ч. при наличии радиальных перегородок, по аналогии с (1) будет:

$$c\varepsilon = c\varepsilon - e + a_{Cn}t^2/2.$$

Соответственно время t и скорость $v_{Cn} = a_{Cn}t$ прохождения жидкостью расстояния e :

$$t = \sqrt{2e/a_{Cn}}, \quad v_{Cn} = \sqrt{2e^2\Omega^2}.$$

Скорость смещения массы жидкости также имеет тангенциальную составляющую $v_{Cr} = a_{Cr}t$, обусловленную действием ускорения Кориолиса $a_{Cr} = 2v_{Cn}(\omega - \Omega)$:

$$v_r = 2v_{Cn}t(\omega - \Omega) = 2c\varepsilon(\omega - \Omega).$$

Из условия $v_r = v_n$ или $2c\varepsilon(\omega - \Omega) = \sqrt{2e^2\Omega^2}$ с учетом (3) определяется скорость наступления жидкостного резонанса в роторной системе:

$$\frac{\omega}{\Omega} = 1 \pm \kappa \frac{h}{R\sqrt{2}}. \quad (4)$$

Сравнивая зависимости (2) и (4) при $\kappa=1$, можно прийти к выводу, что одна из пары частот для собственных волн всегда будет близкой к одной из пары частот для вынужденной волны, т.е. при любой скорости вращения. В случаях $\kappa \neq 1$ возникают условия субгармонических резонансов в силу их кратных отношений. Справедливость (4) подтверждается хорошим согласованием теоретических и экспериментальных нижних границ волнового резонанса ротора (рис.2).

Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках проекта № 14-08-01120_a

Литература

1. Miles J.W., Troesch B.A. Surface Oscillations of a Rotating Liquid. Journal of Applied Mechanics, Vol.28, Ser.E, No.4 (1961), pp.491-496.
2. Berman A.S., Lundgren T.S., Cheng A. Asynchronous whirl in a rotating cylinder partially filled with liquid, Journal of Fluid Mechanics, Vol.150 (1985), pp.311-327.

О ВОЛНОВОМ РЕЗОНАНСЕ РОТОРА С СЕКТОРИРОВАННОЙ ПОЛОСТЬЮ ПРИ НЕПОЛНОМ НАЛИВЕ ЖИДКОСТИ¹

WAVE RESONANCE OF PARTIALLY FLUID FILLED AND SECTORED ROTOR

А.Н.Никифоров – к.т.н., О.В.Бармина, А.Н.Брысин – к.т.н.
ИМАШ РАН

Аннотация. Путем экспериментов выяснено, что: самовозбуждающаяся асинхронная прецессия ротора, частично заполненного жидкостью и содержащего радиальные перегородки, имеет характер биений и сопровождается уединенной волной на поверхности жидкости; угловые скорости прецессии и волны близки к критической скорости ротора с жидкостью; диапазон волнового резонанса зависит от критической скорости, количества и вязкости жидкости, количества и проницаемости перегородок.

Abstract. It is clarified by experiments the following: self-exciting asynchronous whirl of rotor partially filled with liquid and with several radial partitions holds a character of the beats and it is accompanied by a solitary wave on the fluid surface; angular velocities of whirl and wave is close to the critical speed of rotor with liquid; the wave resonance range depends on critical speed, volume and viscosity of fluid, amount and permeability of partitions.

Обзор соответствующей литературы [1-12] показал, что для роторных систем, содержащих жидкость, требуется уточнение зависимости границ волнового резонанса от количества и вязкости жидкости, а также от количества и проницаемости перегородок внутри ротора. В связи с этим с помощью экспериментальной базы ИМАШ РАН исследована динамика реального ротора, частично заполненного той или иной жидкостью, с различным числом радиальных перегородок в его полости (рис.1).

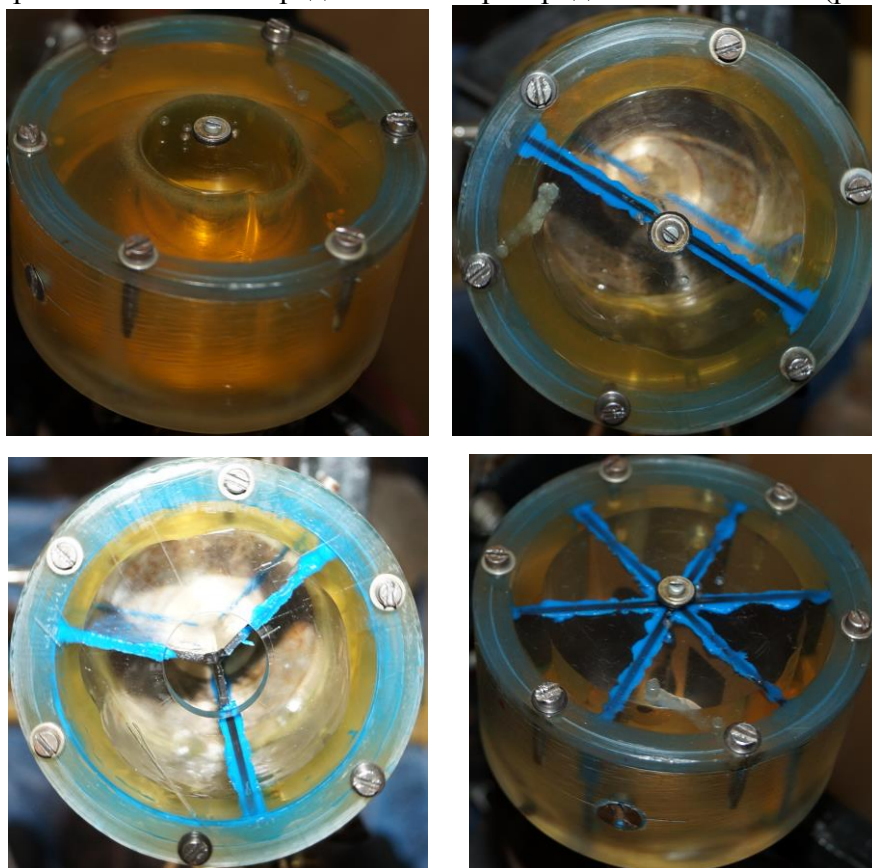


Рис.1. Бегущая против часовой стрелки волна в полости вращающегося по часовой стрелке ротора

¹ Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках проекта № 14-08-01120_a

Присутствие уединенной волны, даже в случаях с перегородками, обнаружилось с самого начала опытов по фотографиям (см. рис.1). С помощью видеосъемки установлено, что её обегание относительно стенки полости, в т.ч. «сквозь» перегородки, всегда происходит в сторону противоположную вращению ротора.

Динамический анализ ротора в области волнового резонанса затруднялся в силу самовозбуждения круговой прецессии большого радиуса, что часто приводило к выбору зазора между ротором и страхующим ограничителем. Тем не менее, при некоторых системных параметрах наблюдались траектории движения ротора в пределах указанного зазора. Анализ умеренных самовозбуждающихся колебаний ротора с жидкостью проведен, судя по научным трудам предшественников, впервые. Во всех случаях они представляли собой биения прецессии ротора с различной степенью выраженности.

Спектральный анализ биений показал, что скорость самовозбуждающейся асинхронной прецессии ротора и угловая скорость волнового возмущения (волны) характеризуются уменьшающейся расстройкой между собой по мере изменения скорости вращения от границ к центру неустойчивого диапазона, т.е. наиболее выраженные биения системы происходили на границах волнового резонанса. Более того, скорости прецессии и волны изменялись строго в пределах от критической скорости полного ротора у нижней границы до критической скорости пустого ротора у верхней границы области неустойчивости.

Серия опытов привела к нескольким выводам. Скоростной диапазон асинхронных прецессий ротора вызываемых волной зависит от низших собственных частот пустого и полного ротора, числа перегородок, количества и вязкости жидкости. Причем нижняя граница диапазона является функцией критической скорости полного ротора Ω_R (рис.2), а верхняя – критической скорости пустого ротора ω_R и Ω_R .

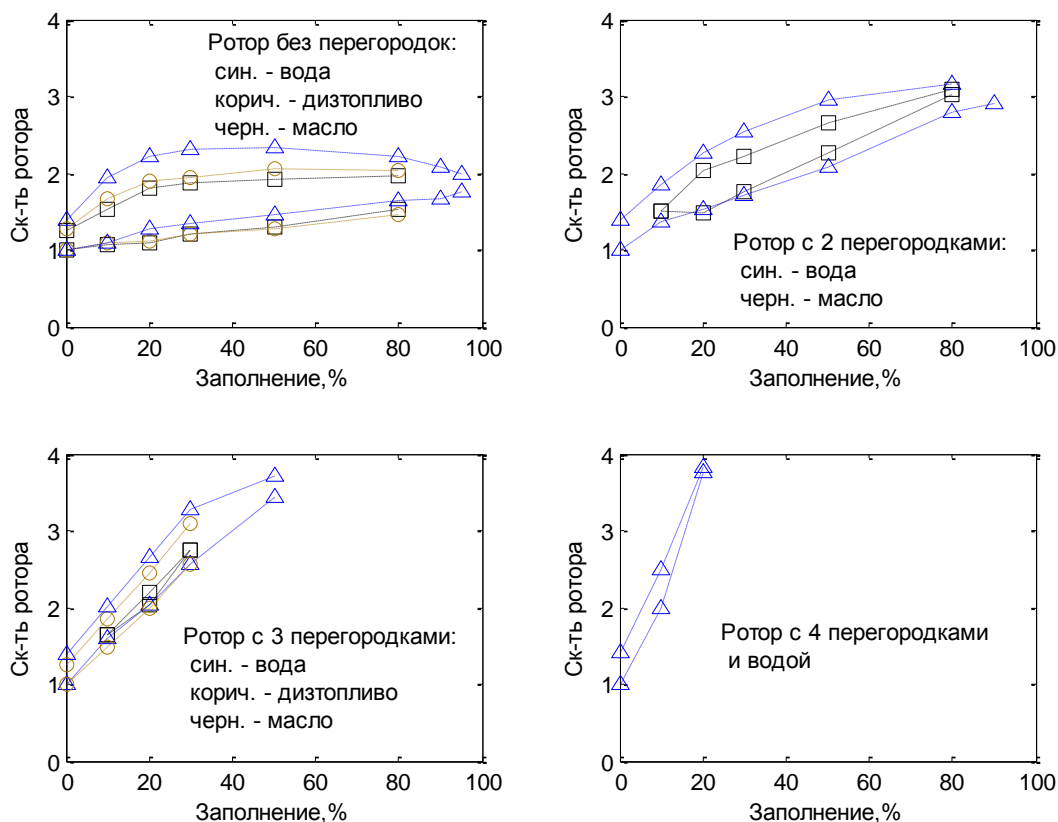


Рис.2. Диапазон скоростей неустойчивого вращения ротора вследствие волнового резонанса в зависимости от критической скорости полного ротора, количества перегородок и жидкости и её вязкости (треугол.-вода, окруж.-дизельное топливо, квадр.-минеральное масло)

Явление волнового резонанса не наступает при скоростях вращения ниже Ω_R и выше $(1+\sqrt{k/\sqrt{2}})(2\omega_R-\Omega_R)$, где коэффициент k зависит от числа радиальных перегородок, в частности, если перегородки отсутствуют $k=1$. С увеличением вязкости жидкости и числа

перегородок область динамической неустойчивости системы уменьшается, более того, вплоть до полного исчезновения. Так, волновой резонанс перестал наблюдаться у экспериментального ротора с водой и шестью перегородками.

Влияние негерметичности секторов полости на диапазон волнового резонанса оценено с помощью ротора, содержащего воду и три перегородки. Каждая из них имела одинаковую проницаемость. Это реализовано за счет либо четырех отверстий с диаметром 2 мм, сосредоточенных на краю перегородки вдоль боковой стенки полости, либо 32-х таких же отверстий, разнесенных подобно сотовой структуре по всей площади перегородки.

Эффект изменения области волнового резонанса за счет проницаемости перегородок иллюстрирует рис.3. Границы диапазона волнообразования определяются удаленностью переливных каналов от свободной поверхности жидкости. Система, состоящая из ротора, частично заполненного жидкостью, и перегородок, в которых переливные каналы разнесены по всей площади перегородки (вариант с 32 отверстиями в каждой перегородке), незначительно отличается от аналогичной роторной системы без перегородок. Они имеют идентичные нижние и несовпадающие верхние границы волнового резонанса.

Ротор с перегородками, в которых ряд переливных каналов сосредоточен на некотором расстоянии от боковой стенки полости (вариант с 4 отверстиями в каждой перегородке), при толщине слоя жидкости меньше этого расстояния характеризуется границами волнообразования герметичного ротора. Этот же ротор при толщине слоя жидкости больше этого расстояния приобретает волновые свойства ротора без перегородок. Однако при заполнении такого ротора – чем дальше переливные каналы оказываются от поверхностного слоя жидкости, тем заметнее верхняя граница волнообразования приближается к нижней, вплоть до полного исчезновения волн в системе.

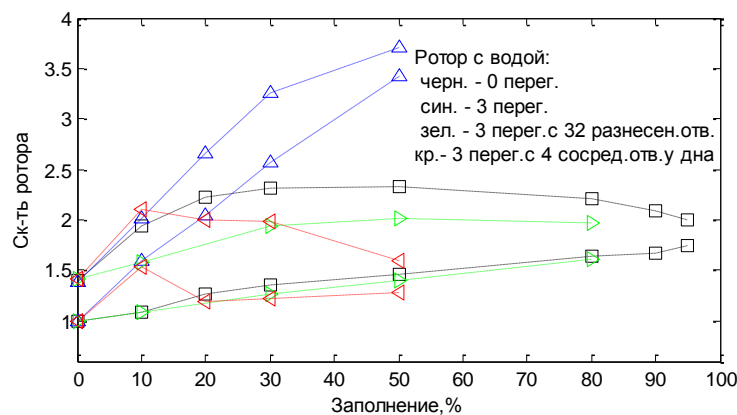


Рис.3. Диапазон волнового резонанса в роторе в зависимости от критической скорости полного ротора, количества воды и особенностей переливных каналов перегородок (квадр. - 0 перегород., треугол. - 3 перегород., > - 3 перегород. с 32 разнесенными отв., < - 3 перегород. с 4 сосредоточенными отв. у дна)

Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках проекта № 14-08-01120_a

Литература

1. Болотин В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. М.: Физматлит, 1961. 339 с.
2. Crandall S.H. Rotating and reciprocating machines. Handbook of Engineering Mechanics. New York: McGraw-Hill, 1962. Pp.58.1-58.24.
3. Микишев Г.Н., Рабинович Б.И. Динамика твердого тела с полостями, частично заполненными жидкостью. М.: Машиностроение, 1968.
4. Дерендяев Н.В., Сандалов В.М. Об устойчивости стационарного вращения цилиндра, частично заполненного вязкой несжимаемой жидкостью // Прикладная

- математика и механика, 1982, том 46, вып.4. С.578-586.
5. Preussner C., Kollmann F.G. On the Stability of a Spinning, Fluid Filled and Sectored Rotor. *Computers and Structures*, Vol.30 (1988), No.1/2, pp.131-141.
 6. Jinnouchi Y., Araki Y., Inoue J., Kubo S. Dynamic Instability of a High-Speed Rotor Containing a Partitioned Cavity Filled With Two Kinds of Liquids. *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.111, No.4 (1989), pp.450-456.
 7. Selmi M., Herbert T. Resonance phenomena in viscous fluids inside partially filled spinning and nutating cylinders. *Physics of Fluids*, Vol.7 (1995), No.1, pp.108-120.
 8. Саночкин Ю.В. Влияние вязкости на свободные поверхностные волны в жидкостях // *Известия РАН. Механика жидкости и газа*, 2000, №4. С.156-164.
 9. Changsheng Z. Experimental investigation into the instability of an over-hung rigid centrifuge rotor partially filled with fluid. *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.124, No.4 (2002), pp.483-491.
 10. Цветков Д.О. Малые движения вязкой стратифицированной жидкости во вращающемся сосуде // *Таврический вестник информатики и математики*, №1, 2003. С.140-149.
 11. Солдатов И.Н. Волновые резонансы и устойчивость вращения роторных систем, содержащих жидкость. Автореферат дисс. на соиск. уч. степ. д.ф-м.н. Нижний Новгород: Изд-во ФГНУ НИРФИ, 2010. 31 с.
 12. Богоряд И.Б., Лаврова Н.П. Численная модель течения жидкости во вращающемся цилиндре с упругими радиально расположенными ребрами // *Прикладная механика и техническая физика*, 2013, Т.54, №2. С.59-64.

**СЕКЦИЯ 8.
Студенческая**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ АДАПТИВНОЙ РОБОТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ

THE EXPERIMENTAL DEVICE FOR ADAPTIVE ROBOTIC ASSEMBLY

Д.Н. Алешин – студент, М.В. Вартанов – д.т.н., проф., Н.А. Мартынович – аспирант
Университет машиностроения (МАМИ)

Abstract. The article presents basic information and a number of technical characteristics of the experimental device for adaptive robotic Assembly connection type "shaft-bush" with the use of low-frequency harmonic vibrations to avoid jamming during mating parts. The Assembly process is controlled force control sensor, and two laser sensors.

Экспериментальный комплекс, общий вид которой представлен на рисунке 1 состоит из двух основных частей: экспериментальной установки и системы контрольно-измерительной аппаратуры, подключенной к компьютеру. Между адаптивным захватывающим устройством 2 и торцом выходного звена промышленного робота расположен высокоточный датчик контроля усилий и моментов 5. При этом схват относительно робота имеет две степени свободы – вращение в горизонтальной плоскости и поступательное перемещение по вертикали. Также на специальном постаменте установлено вибрационное устройство 1, рассмотренного в работах [1] и [2], которое в центре ориентирующего диска выходного звена имеет жестко закрепленную собираемую втулку 7 [3].

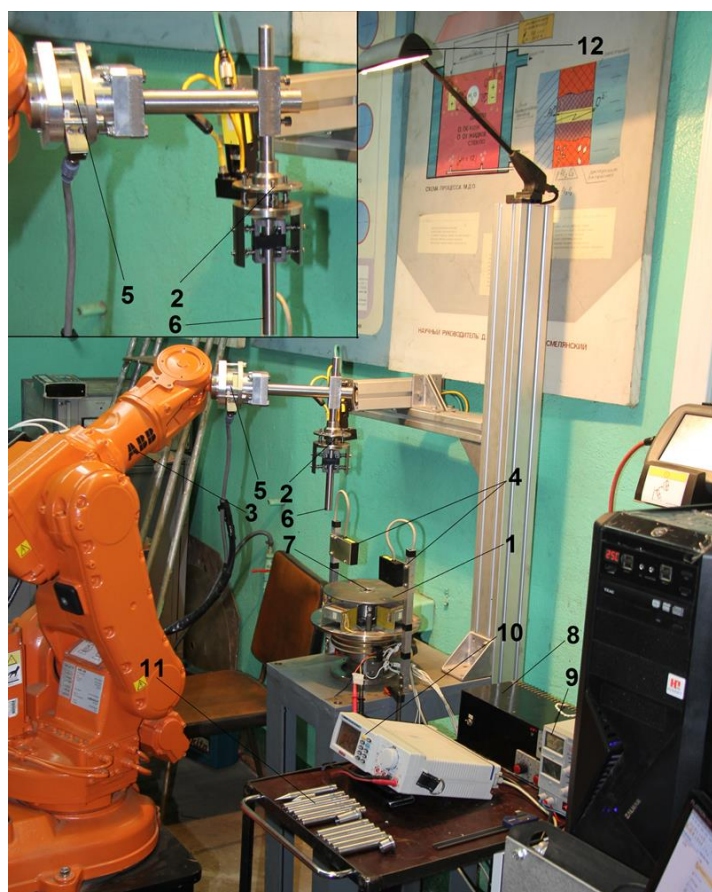


Рис 1. Экспериментальная установка для исследования роботизированной сборки с вибрациями:

1 – вибрационная опора; 2 – адаптивный схват; 3 – промышленный робот; 4 – лазерный триангуляционный датчик; 5 – силомоментный датчик; 6 – присоединяемая деталь (вал); 7 – базовая деталь (втулка); 8 – генератор гармонических сигналов; 9 – источник питания лазерных триангуляционных датчиков; 10 – электронный частотомер; 11 – экспериментальные образцы; 12 – дополнительное освещение.

Вибрационное устройство представляет собой двухзвенный манипулятор. Каждое звено имеет одну степень свободы – вращение. Оси вращения звеньев расположены в одной плоскости и взаимно перпендикулярны. Звенья приводятся в движение четырьмя электромагнитами (по два на каждое звено) за счет их взаимодействия с постоянными магнитами, установленными на звеньях. Напряжение на приводные электромагниты подается от генератора низкочастотных гармонических сигналов 8. Оба звена имеют пружинные демпферы, которые предотвращают удары в крайних положениях.

Адаптивный схват изготовлен в соответствии с кинематической схемой метода, которая предполагает возможность упругих перемещений собираемого вала в вертикальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Схват состоит из корпуса, установленного на штанге и соединенного по направляющим шпилькам через пружины с опорной тарелкой, имеющей упорную шайбу. В корпусе располагаются зажимные губки, выполненные в виде призм и соединенные с корпусом по шпилькам через пружины. Расчет пружин проводится, исходя из величин требуемой жесткости и конструктивных особенностей схвата.

Конструктивные и функциональные особенности экспериментальной установки позволяют варьировать следующие параметры:

- частота колебаний виброопоры – в диапазоне 1...30 Гц с шагом 0,5 Гц;
- линейная амплитуда колебаний выходного звена виброопоры – в диапазоне 0,4...3 мм с шагом 0,1 мм;
- величина линейного рассогласования положения осей собираемых деталей – в диапазоне 0...2 мм с шагом 0,05 мм;
- зазор в соединении (Таблица 1);
- жесткость пружин схвата: 0,125 Н/мм, 0,333 Н/мм, 0,5 Н/мм.

С целью подтверждения возможности использования предлагаемого метода сборки для цилиндрических бесфасочных соединений с малыми зазорами были изготовлены детали по 7-му качеству с соответствующими посадками и геометрией (Таблица 1).

Таблица 1. Размеры изготовленных деталей

№ вала	d , мм	$d_{факт}$, мм	D , мм	$D_{факт}$, мм	зазор в соединении
1	16_{js7}	16,00	16_{H7}	16,01	0,01
2	16_{h7}	15,98			0,03
3	16_{f7}	15,97			0,04
4	16_{e7}	15,96			0,05
5	16_{d7}	15,94			0,07

Литература

1. Божкова Л.В., Варганов М.В., Кольчугин Е.И. Вопросы вибрационной технологии// Межвузовский сборник научных статей «Вопросы вибрационной технологии», 2006, Ростов-на-Дону, с.62-67.
2. Божкова Л.В., Варганов М.В., Кольчугин Е.И. Экспериментальная установка для роботизированной сборки// «Сборка в машиностроении, приборостроении», 2009, №1 с.5-3.
3. Патент на изобретение «Способ сборки соединений типа «вал-втулка». Варганов, Божкова, Кольчугин. № 2381095. Опубл. 10.02.2010 Бюлл. №4

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ УГЛЕВОДОРОДНЫХ
ТОПЛИВ С ДОБАВКАМИ СИНТЕЗ-ГАЗА**
*PROBE OF THE COMBUSTION PROCEDURE OF HYDROCARBON FUELS
WITH ADDITIVES SYNTHESIS-GAZ*

В. А. Алимов – студент, **Е. А. Федянов** – д.т.н., проф.,
Е. А. Захаров – к.т.н., доц., **Д. С. Гаврилов** – аспирант
Волгоградский Государственный Технический Университет

Abstract. Effective method of the solution of environmental problems and problems of deficiency of oil – use of hydrogen as an additive to hydrocarbon fuel. As the similar additives it is necessary to consider not only pure hydrogen, but also hydrogenous synthesis-gas.

Because the synthesis-gas as an additive is still poorly researched, on department "Heat engineering and hydraulics" by VSTU held the experiment was held on a combustion chamber of constant volume where in the liquefied hydrocarbon gas with various coefficients of excess of air the main fuel.

В связи с экологическими проблемами и прогнозируемым исчерпанием запасов нефти одним из перспективных видов топлива, которые могут быть широко использованы для автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), считают водород. Однако, в настоящее время на пути создания ДВС, работающих на водороде, имеется ряд серьезных проблем, в частности, отсутствие относительно дешевых способов производства водорода и сложность его хранения на борту автотранспортного средства. Вследствие этого при современном уровне развития техники и инфраструктуры наиболее эффективным является использование водорода как добавки к углеводородным топливам, получаемым из нефти.

В качестве подобных добавок следует рассматривать не только чистый водород, но и водородсодержащий синтез-газ. Преимущества синтез-газа как добавок к топливу связывают именно с наличием в нем свободного водорода, которое может достигать 12,5–15 % по массе.

Однако синтез-газ как добавка к топливу не достаточно изучен. Так, нет достоверных данных о скоростях сгорания топливовоздушных смесей с добавками синтез-газа, имеются вопросы относительно необходимого для эффективного воздействия на процесс сгорания количества их добавок к топливу.

На кафедре «Теплотехника и гидравлика» ВолгГТУ были проведены эксперименты по исследованию влияния добавок синтез-газа на процесс сгорания углеводородного топлива. Основным топливом служил сжиженный углеводородный газ (СУГ). Синтез-газ, который использовали как добавку к основному топливу, состоял по объему из 88,5 % диоксида углерода CO_2 и 11,5 % водорода H_2 . Такой состав синтез-газа представляется наиболее интересным с практической точки зрения, так как не содержит токсичного оксида углерода CO . Он может быть получен путем паровой конверсии метанола, в том числе непосредственно на борту автомобиля.

Для экспериментов использована цилиндрическая стальная камера сгорания, оснащенная необходимой контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратурой, а также системой для подачи топливовоздушной смеси и удаления продуктов сгорания [1]. С целью исключения влияния на результаты экспериментов погрешностей индивидуального дозирования топлива и воздуха, топливовоздушные смеси различного состава приготавливались в отдельных баллонах. Состав топливовоздушной смеси задавался соотношением величин парциальных давлений СУГ, синтез-газа и воздуха. Давление топливовоздушной смеси перед ее воспламенением в камере сгорания во всех случаях равнялось атмосферному.

Воспламенение топливовоздушной смеси осуществлялось искровой свечой зажигания. При этом специальная лабораторная система зажигания позволяла варьировать

силу тока ($I = 25 \dots 400$ мА) и длительность электрического разряда ($\tau = 0,2 \dots 8$ мс).

Распространение фронта пламени по объему камеры сгорания регистрировалось с помощью двух ионизационных датчиков, сигналы которых через усилители поступали на вход цифрового запоминающего осциллографа. Значение видимой скорости w_b распространения пламени вычислялось делением разности расстояний от источника зажигания до каждого из ионизационных датчиков на разность интервалов времени между началом разряда на свече зажигания и появлением сигнала на каждом из датчиков (рис. 1).

Нормальная скорость распространения пламени w_n вычислялась по значению видимой скорости с учетом текущего значения степени расширения продуктов горения ε_b на момент достижения фронтом пламени каждого из датчиков:

$$w_n = \frac{w_b}{\varepsilon_b} \quad (1)$$

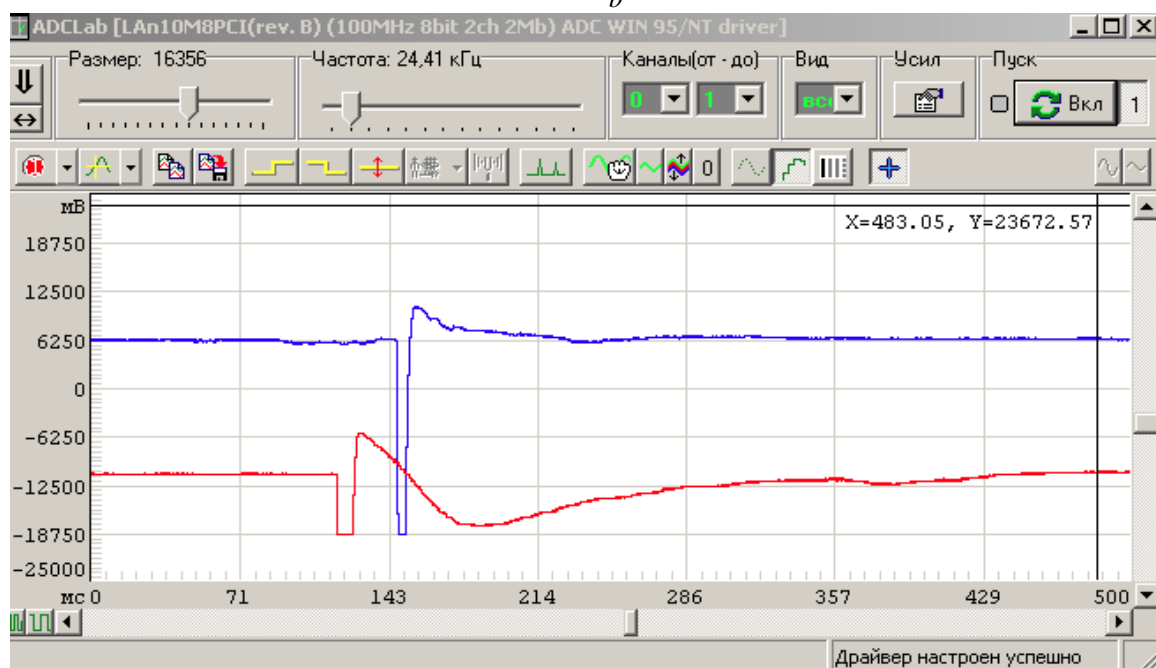


Рис. 1. Сигналы, регистрируемые запоминающим осциллографом

Оценка степени влияния добавок синтез-газа на скорость распространения ламинарного пламени в смесях СУГ и воздуха была сделана по величине изменения нормальной скорости распространения фронта пламени при различных значениях коэффициента избытка воздуха.

На рис. 2 представлены построенные на основе полученных экспериментальных данных зависимости нормальной скорости распространения пламени от доли добавленного в топливовоздушную смесь синтез-газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,07$ и при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,47$.

Как видно, добавки синтез-газа к смесям СУГ с воздухом позволяют значительно ускорить процесс сгорания. Так, при $\alpha = 1,07$ 10-ти % добавка по массе синтез-газа увеличивает скорость сгорания на 11,4 %, добавка 20% – на 17 %, а 50% добавка синтез-газа позволяет увеличить скорость сгорания более чем на 50%. На более бедных смесях $\alpha = 1,47$ при аналогичных добавках прирост нормальной скорости сгорания составил соответственно 4,5%, 9% и 52%.

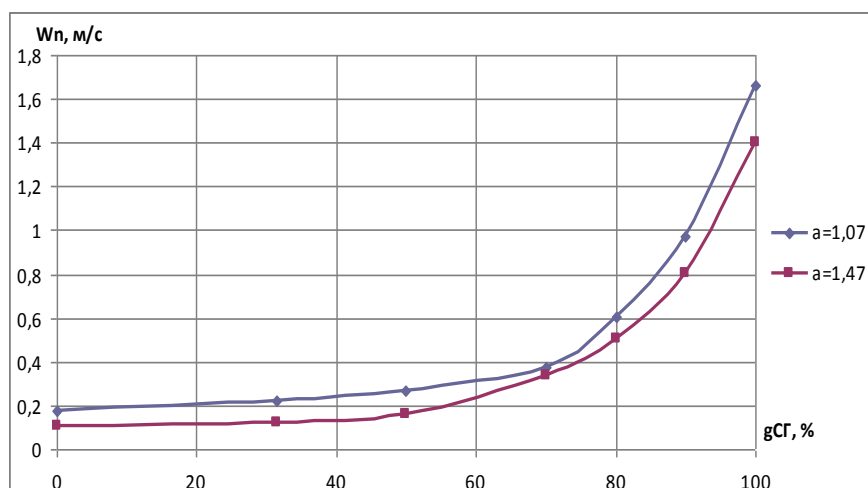


Рис 2. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от массовой доли синтез-газа в горючей смеси

Результаты экспериментов позволяют утверждать, что при реализации рабочего процесса ДВС с добавками синтез-газа к основному углеводородному топливу вследствие сокращения продолжительности процесса сгорания будет обеспечен рост КПД двигателя и снижение расхода углеводородного топлива.

Также в камере сгорания постоянного объема был проведён эксперимент по изучению процесса сгорания топливоздушных смесей с локальными добавками синтез-газа в область, примыкающую к межэлектродному зазору свечи зажигания. Синтез-газ подавался через разработанный ранее на кафедре «Теплотехника и гидравлика» узел зажигания. С помощью данного эксперимента было выявлено, что локальные добавки синтез-газа к сжиженному углеводородному газу увеличивают нормальную скорость сгорания (таблица 1).

Таблица 1. Прирост скорости сгорания

Коэффициент избытка воздуха	Величина нормальной скорости сгорания, м/с		Прирост, %
	Без добавки синтез-газа	С добавкой синтез-газа	
$\alpha=1,0$	0,275	0,367	26,8
$\alpha=1,3$	0,242	0,323	25
$\alpha=1,4$	0,19	0,252	24,6

Полученные в результате экспериментов данные должны учитываться при практической реализации рабочего процесса ДВС с локальными добавками синтез-газа в область электродов свечи зажигания.

Литература

1. Экспериментальные исследования процесса сгорания пропан-бутановоздушных смесей с добавками водорода / Федянов Е.А., Захаров Е.А., Левин Ю.В., Гаврилов Д.С. // Вестник Саратовского гос. техн. ун-та. – 2013. – № 2, вып. 2. – С. 111-116.

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ В КЛЕЕВОМ СОЕДИНЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ СОТОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

THE STRESS IN THE CEMENT JOINT OF THE HONEYCOMB SANDWICH

А.А. Афанасьев - студент, Н.Л. Осипов - к.т.н., проф.
МГМУ "МАМИ"

Abstract. This work considers the formation process of the honeycomb sandwich and determines the dependence between the loading on the pack and bending deformations of the strips. The partition law of the cleavage stress in the cement layer is examined and the assumption is that the contacting elements are elastic and also that the tearing the foil off the cement does not occur.

В работе приведена задача о касательных напряжениях в клеевом слое при сдвиге упругой полоски, приклеенной к жесткому основанию. Представляет интерес так же задача о напряжениях в клеевом слое при отрыве двух склеенных на некотором участке упругих полосок. Такая задача возникает при расчете допустимых растягивающих усилий на пакет склеенных между собой фольговых пластинок (рис.1), из которых образовывается сотовая конструкция.

В работе рассмотрен процесс образования сотовых конструкций и установлена зависимость между нагрузкой на пакет и изгибными деформациями полосок. Закон распределения напряжений отрыва в слое клея при этом не исследовался, так как в решении фигурировали лишь равнодействующие нормальных усилий в клеевом соединении.

Рассмотрим одну из площадок склея смежных полосок фольги (рис.2). В силу симметрии нагружения каждой из ячеек при образовании сотовой конструкции из пакета, достаточно рассмотреть только половину длины одной из площадок склея.

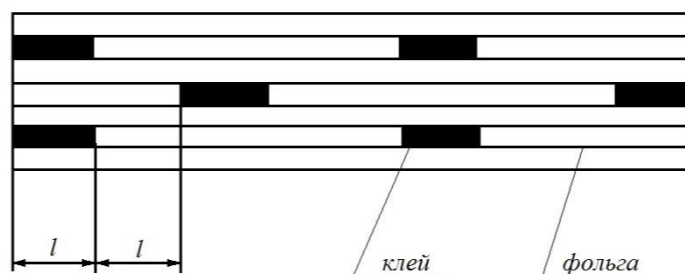


Рис. 1 Схема образования сотового слоя

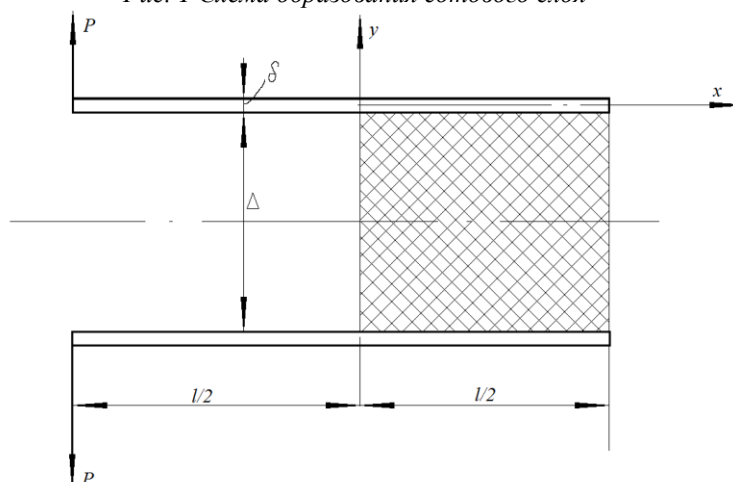


Рис. 2 Расчетная схема

Пусть l - длина площадки склея; δ - толщина пластинки фольги; Δ - толщины слоя клея; n - ширина пластинки фольги; E - модуль упругости материала фольги; E_k - модуль упругости клея; $q(x)$ - погонная интенсивность сил взаимодействия полоски фольги с

клеем; $y(x)$ - прогиб полосы фольги на участке склейки; σ_x - напряжения растяжения в клеевом слое. Очевидно

$$q(x) = h\sigma_x.$$

Каждую полосу фольги в месте склейки можно рассматривать как балку на упругом основании. Реакция такого основания равна растягивающему усилию в клеевом слое и пропорциональна прогибу пластинок $y = y(x)$. относительное удлинение слоя клея в направлении растягивающей пакет нагрузки $\varepsilon_y = 2y/\Delta$.

Полагая, что клей следует закону Гука, найдем растягивающие напряжения в слое клея

$$\sigma = E_k \frac{2y}{\Delta}, \quad (1)$$

а затем погонную интенсивность нормальных сил взаимодействия полосы фольги с клеем на площадке их контакта (рис.3)

$$q(x) = E_k \frac{2y(x)}{\Delta} h \quad (2)$$

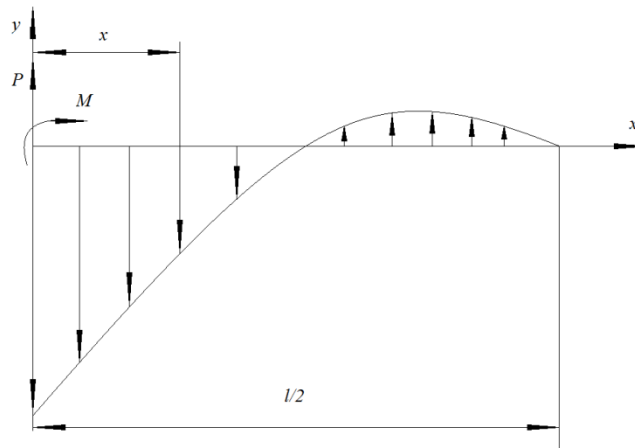


Рис. 3 Погонная интенсивность нормальных сил взаимодействия

Дифференциальное уравнение упругой линии фольги в месте склейки имеет вид

$$EIy^{IV}(x) = q(x), \quad (3)$$

где $I = \frac{h\delta^3}{12}$ -- момент инерции сечения полосы фольги.

Подставляя (2) в (3) и учитывая правило знаков для $q(x)$, получим

$$y^{IV} + \alpha^4 y = 0, \quad (4)$$

где

$$\alpha^4 = \frac{2E_k h}{EI\Delta}. \quad (5)$$

Общее решение этого уравнения имеет вид

$$y = e^{kx}(A \cos kx + B \sin kx) + e^{-kx}(C \cos kx + D \sin kx); \quad (6)$$

$$k = \frac{\alpha\sqrt{2}}{2}.$$

Полоски фольги на участке склейки представляют собой балку конечной длины на упругом основании, прогиб которого уменьшается по мере удаления от начала склея. Однако, известно что при $kl/2 > 5$ балку можно рассматривать как бесконечно длинную. Это дает основание принимать в (6) произвольные постоянные A и B равными нулю и представить уравнение упругой линии полосы фольги в виде

$$y = e^{-kx}(C \cos kx + \sin kx). \quad (7)$$

Согласно (5) и (6)

$$\frac{kl}{2} = \frac{\sqrt{2}l}{4} \sqrt{\frac{2E_k h}{EI\Delta}}, \quad (8)$$

или

$$\frac{kl}{2} = \sqrt{\frac{3E_k}{8E} \left(\frac{l}{\delta}\right)^3 \left(\frac{l}{\Delta}\right)}. \quad (9)$$

В широком диапазоне значений параметров

$$\frac{E_k}{E} = 10^{-3} \div 10^{-1}; \quad \frac{l}{\Delta} = 5 \div 10^2; \quad \frac{l}{\delta} = 10^2 \div 10^3,$$

охватывающем самые разнообразные сотовые конструкции, величина $kl/2$ колеблется в пределах $6,5 < kl/2 < 115$.

Таким образом, условие $kl/2 > 5$ для реальных конструкций выполняется, и в расчетах можно пользоваться выражением (7).

Подчиним выражение (7) граничным условиям

$$EIy''(0) = M, \quad Q\left(\frac{l}{2}\right) = EIy'''\left(\frac{l}{2}\right) = 0. \quad (10)$$

Здесь M изгибающий момент в сечении полоски фольги при $x = 0$ (см.рис.3), зависящий от угла поворота двух смежных участков полоски фольги и определяемый методом, изложенным в [1].

Используя граничные условия (10), получаем систему уравнений:

$$-2Dk^2EI = M(0);$$

$$2k^3EIe^{-\frac{kl}{2}} \left[(C + D) \cos \frac{kl}{2} + (D - C) \sin \frac{kl}{2} \right] = 0. \quad (11)$$

Отсюда

$$D = -\frac{M}{2k^2EI}; \quad C = \frac{M}{2k^2EI} \cot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{kl}{2} \right). \quad (12)$$

Итак, уравнение упругой линии полоски фольги на участке склея имеет вид

$$y(x) = \frac{M}{2k^2EI} e^{-kx} \left[\cot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{kl}{2} \right) \cos kx - \sin kx \right]. \quad (13)$$

Подставляя (13) в (2) и учитывая (4) и (6), получим следующее выражение для погонной интенсивности сил взаимодействия полоски фольги с клеем

$$q(x) = q_0 e^{-kx} \left[\cos kx + \tan \left(\frac{kl}{2} - \frac{\pi}{4} \right) \sin kx \right], \quad (14)$$

где q_0 - интенсивность усилия отрыва в слое клея в начале склейки.

При $x = 0$

$$q_0 = q(0) = 2Mk^2 \cot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{kl}{2} \right). \quad (15)$$

График функции $q(x)$ представляет собой волнообразную кривую с поперечно уменьшающейся амплитудой. Длина a этих волн определяется через параметры клеевого соединения и период функций $\cos(kx)$ и $\sin(kx)$ по формуле $a = 2\pi/k$ или в безразмерном виде

$$\bar{a} = \frac{a}{l/2} = \frac{2\pi}{(kl/2)}. \quad (16)$$

Дифференцируя (14) по x и приравнявая производную нулю, имеем

$$\tan \left(\frac{kl}{2} - \frac{\pi}{4} \right) = \tan \left(\frac{\pi}{4} + kx \right). \quad (17)$$

Таким образом, функция $q(x)$ имеет экстремумы в точках, абсциссы которых находятся из равенства

$$kx = \frac{kl}{2} - \frac{\pi}{2} m, \quad (18)$$

где $m = 1, 3, 5, 7, \dots$

Последнее выражение полезно представить в виде

$$x = \frac{l}{2} \left[1 - \frac{\pi}{2 \left(\frac{kl}{2} \right)} m \right]. \quad (19)$$

Поскольку реальный физический смысл в рассматриваемой задаче имеют только положительные значения координаты x , то согласно равенству (19) должно выполняться неравенство

$$\frac{kl}{2} - \frac{\pi}{2} m > 0. \quad (20)$$

Таким образом, при заданном параметре $kl/2$ целочисленная нечетная величина m ограничена сверху неравенством $m < kl/\pi$.

Подставляя (19) в (14), найдем амплитудные значения функции $q(x)$

$$A = q_0 l^{\left(\frac{\pi}{2}m - \frac{kl}{2}\right)} \frac{\sin \frac{\pi}{2}m}{\cos\left(\frac{kl - \pi}{4}\right)} \sin\left(kl - \frac{\pi}{4}\right). \quad (21)$$

Из формул (17) и (21) следует, что характер распределения напряжений в слое клея по длине склейки зависит от жесткости склеиваемых полосок фольги на изгиб, соотношения модулей упругости материала полосок и клея, толщины слоя клея и длины участка склейки. На рис.4 приведена эпюра усилий $q(x)$ для значений $\frac{kl}{2} = 2\pi$ и $\frac{kl}{2} = 4\pi$.

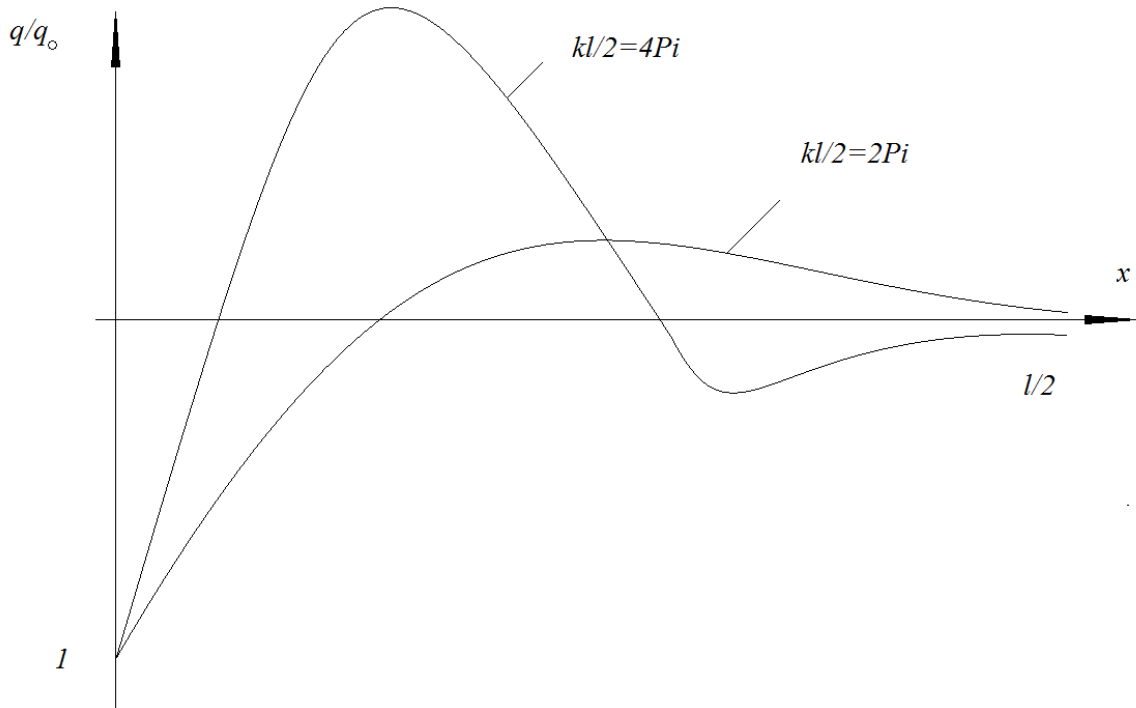


Рис. 4 Эпюра усилий $q(x)$

Литература

1. Заславский Б.В., Грязев Ф.А. Некоторые вопросы при образовании сотовых конструкций. В кн.: "Прочность и устойчивость элементов авиационных конструкций". Труды МАИ, в.298, 1974, с.17-21.
2. Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов. Физматгиз, 1962, с.40-42.
3. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Т.2. Физматгиз, 1965.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

METHOD OF ESTIMATING BRAKING EFFICIENCY OF AUTOMOBILE IN EXPLOITATION

А.С. Гавриченко – студент, А.А. Ревин – д.т.н., проф., С.В. Тюрин
ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет»

Abstract. The braking efficiency is impaired in the exploitation, which affects the safety of road users. Therefore it is necessary to estimate in due time and precisely braking efficiency in exploitation.

Тормозная система предназначена для преднамеренного уменьшения скорости движения автомобиля, его остановки и удержания в неподвижном положении. Исправное состояние тормозной системы напрямую влияет на безопасность движения. В процессе эксплуатации происходит ухудшение тормозных качеств автомобиля в силу протекания различных физических процессов. Детали и узлы тормозной системы работают в тяжёлых условиях. Существует множество факторов, влияющих на работу тормозной системы, такие как: погодные условия, дорожное покрытие, эксплуатационные материалы, применяемые в данной системе, время реакции водителя и множество других. Сам процесс эксплуатации тормозов подразумевает работу с резкими изменениями температур, образованием частиц износа, в условиях пыли, грязи и солей, поэтому поддержание тормозной системы в технически исправном состоянии является важной задачей. Тормозная система требует к себе самого пристального внимания. Эксплуатация автомобиля с неисправной тормозной системой запрещается.

На современных легковых автомобилях применяются тормозные системы с дисковыми тормозными механизмами, которые практически вытеснили барабанные, так как не скапливаются продукты износа.

Главными показателями, по которым оценивают техническое состояние тормозного управления, является относительная разность тормозных сил и удельная тормозная сила. Эффективность тормозного управления определяют дорожными и стендовыми испытаниями.

В данной работе представлена методика оценки эффективности торможения легковых автомобилей в процессе эксплуатации. Методика основана на получении и анализе информации при испытании на роликовом стенде, ЭВМ, дорожного испытания автомобиля.

Целью данной методики является оценка эффективности работы тормозного управления в процессе эксплуатации.

В основе методики лежит подконтрольная эксплуатация автотранспортных средств. Она включает в себя следующие этапы:

1. Определить необходимое число проверок эффективности торможения и количество подконтрольных автотранспортных средств, используя методы статистической обработки эксперимента.
2. Установить новые тормозные колодки в подконтрольные автотранспортные средства.
3. Организовать подконтрольную эксплуатацию автотранспортных средств с характерными режимами движения.
4. Осуществлять проверку эффективности торможения АТС на стенде тормозном силовом СТС–3Л СП–11, фиксируя величины пробега автотранспортных средств при каждой проверке на стенде.
5. Теоретически обосновать критические факторы, влияющие на эффективность торможения в процессе эксплуатации автотранспортных средств.

б. Разработать математическую модель изменения эффективности торможения в процессе эксплуатации автотранспортных средств.

Данная методика позволит получать информацию об изменении эффективности торможения любых автотранспортных средств и давать рекомендации о своевременной замене тормозных колодок, что необходимо для автотранспортных предприятий эксплуатирующих данные автомобили и осуществляющих техническое обслуживание и ремонт.

Литература

1. ГОСТ Р 51709 – 2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 35 с.

ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ОГРАНИЧЕНИЕ СКОРОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

PUSH THE SPEED LIMIT OF VEHICLES

Д.С. Гайдуков – студ., К.В. Егоров – студ., А.Н. Исаев – студ., Д.О. Ключанов – студ.
Волгоградский государственный технический университет

Abstract. Algorithms of the traffic signs recognition system, technical speed limiter and automatic speed limiter were considered in this article.

Россия занимает первое место среди стран Европы и Северной Америки по дорожно-транспортным происшествиям со смертельным исходом на 100 000 жителей и 6-е место при пересчете на 100 000 автомобилей, уступая лишь Украине, Албании, Молдавии, Румынии и Белоруссии. Согласно информации заместителя начальника Главного управления по обеспечению безопасности дорожного движения МВД РФ Владимира Кузина, всего в 2012 году на территории РФ произошло 199 589 ДТП, в которых погибло 27 849 человек (прирост составил 4,8%).

Из 28 тысяч погибших в ДТП в России в 2013 году – 10 с половиной тысяч стали жертвами ДТП вследствие превышения скоростного режима, более 5 тысяч – из-за выезда на встречную полосу.

В период с 1990 по настоящее время число погибших на дорогах Европы уменьшилось в два раза, а в России практически не изменилось.

Специалисты в области автомобильного транспорта могут и должны сыграть важную роль в решении этой задачи. Огромное число людей ежедневно погибает в дорожно-транспортных происшествиях. Причин тому множества, и не всегда они так очевидны, как кажется на первый взгляд.

Предлагаемая в данной работе схема предназначена для минимизации количества дорожно-транспортных происшествий, вызванных такими факторами, как несоблюдение водителями требований знаков дорожного движения (в частности скоростного режима) и смерть участника ДТП вследствие несвоевременного прибытия помощи на место ДТП.

Довольно часто начинающие и уже опытные водители сталкиваются с рядом проблем во время управления транспортным средством. Водителю необходимо успевать следить за разметкой на дороге и видеть все дорожные знаки, чтобы избежать аварийные и непредвиденные ситуации. Для облегчения жизни автомобилистов разработана система распознавания дорожных знаков. Впервые они были установлены в 2008 году на автомобилях BMW 7 серии, а затем на Mercedes-Benz S-Class. Современные системы, которые обнаруживают знаки ограничения скорости, можно найти по всей Европе.

Система распознавания дорожных знаков представляет собой видеочкамеру, которая крепится между зеркалом заднего вида и лобовым стеклом. Ее простая конструкция помогает водителям справиться со многими непростыми задачами в пути следования. Устройство сканирует и распознает дорожный знак, а затем передает сигнал на дисплей, находящийся на приборной панели. Это также может быть и звуковой сигнал. В большинстве случаев эти системы распознают лишь знаки ограничения скорости, но существует и те, которые подают сигнал о запрете обгона и одностороннем движении. Устройства распознавания дорожных знаков постоянно совершенствуются и обновляются, и постепенно встроенная база данных становится более обширной. Для правильной работы в сложных погодных условиях камера оснащается инфракрасным прожектором.

Точность распознавания образов вышеуказанной системы зависит от скорости передвижения транспортного средства, погодных условий, больших автомобилей, находящихся на обочине, и деревьев. Однако, водителям не следует полностью доверяться этой системе, так как она является лишь дополнительной опцией, которая может стать надежным помощником в некоторых ситуациях на дороге.

Система распознавания дорожных знаков имеется у многих автопроизводителей: Audi, BMW, Ford, Mercedes-Benz, Opel, Volkswagen:

а) Система Siemens VDO TSR. Запуск системы в серийное производство планировался в 2008 году, однако он так и не состоялся.

б) Система для распознавания дорожных знаков FOSTS. Разработана НИИ нейрокибернетики им. А.Б.Когана, г. Ростов-на-Дону. Имеет следующие характеристики:

- вероятность распознавания - около 97%;
- степень зашумления знака - до 50% информативной части;
- время распознавания - не более 2 с;
- изменение ракурса - до 30 град.;
- максимальное расстояние до знака - 50 м;
- преимущества перед аналогами: может распознавать любые знаки, занесенные в базу.

в) Opel Eye TSR. Видеокамера Opel Eye распознает дорожные знаки и линии разметки. Имеет следующие характеристики:

- 2 процессора обработки сигналов;
- распознает только знаки, указывающие на ограничение скорости и запрещающие обгон;
- максимальное расстояние до знака - 100 м;

г) Система распознавания дорожных знаков для автомобилей BMW

д) Система распознавания дорожных знаков для автомобилей Ford.

По статистике в России до 80% ДТП происходят из-за превышения максимально допустимой скорости ТС. Вследствие этого последнее время особое внимание уделяют ограничителям скорости.

Технически ограничитель скорости является электронно-механической системой регулирования скорости автомобиля. Система дает возможность поддерживать запрограммированную скорость (выбирается водителем). Настраиваемый ограничитель скорости позволяет выставлять значение скоростного режима от минимального до максимального предела.

Функция ограничения скорости приобрела огромную популярность в системах круиз-контроля.

Адаптивный круиз-контроль (Adaptive Cruise Control, ACC) предназначен для автоматического управления скоростью движения автомобиля. Адаптивный круиз-контроль является дальнейшим развитием системы круиз-контроля, которая поддерживает заданную постоянную скорость движения.

Известными системами адаптивного круиз-контроля являются:

- Preview Distance Control от Mitsubishi;
- Radar Cruise Control от Toyota;
- DISTRONIC (DISTRONIC PLUS) от Mercedes-Benz;
- Active Cruise Control от BMW;
- Adaptive Cruise Control от Volkswagen, Audi, Honda.

Система адаптивного круиз-контроля имеет следующее общее устройство:

- датчик расстояния;
- блок управления;
- исполнительные устройства.

Существует система автоматического ограничения скорости автотранспортных средств, содержащая на передающей стороне задатчики допустимого значения контролируемого параметра.

В качестве примера подобной системы покажем устройство автоматического ограничения скорости автотранспортных средств[2].

Задача устройства - обеспечить недопустимость превышения скорости транспортного средства за предельно допустимые, напереди, по ходу движения,

расположенном участке маршрута движения. Транспортное средство автоматически, исключая субъективизм водителя, ограничивает скорость выше предельно допустимой, а вероятность дорожно-транспортных средств сокращается вне зависимости от воли водителя.

Эта система не совершенна, она предполагает участие водителя в задании предельно допустимой скорости. К сожалению, многие водители на дорогах ведут себя не добросовестно, сознательно превышая скоростные ограничения, создавая при этом, аварийные ситуации.

Для недопущения этого необходимо создать устройство, полностью исключаящее возможность водителя превысить скорость. Это устройство уменьшит аварийность и понизит смертность на дорогах.

В настоящий момент, ведётся работа по созданию подобного устройства на кафедре «автомобильный транспорт» в Волгоградском государственном техническом университете.

Литература

1. Патент РФ №2466882, МПК В 60 К 31/04. Система автоматического ограничения скорости автотранспортных средств/ Скубилин М.Д.; заявл. 27.07.2011; опубл. 20.11.2012.
2. Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б. Организация дорожного движения: Учебник для вузов.– 5-е изд., перераб. и доп. – М: Транспорт, 2001 – 247 с.
3. Постановление правительства РФ от 20.02.06 №100 «Повышение безопасности дорожного движения в РФ»//Собрание законодательства Российской Федерации.

ОСОБЕННОСТИ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ ПРИ НОРМАЛЬНОМ ОТРЫВЕ И АНТИПЛОСКОМ СДВИГЕ
FEATURES OF THE CRACK RESISTANCE OF DISPERSION-STRENGTHENED POLYMER COMPOSITES UNDER NORMAL ISOLATION AND ANTI-PLANE SHEAR

Е.О. Гнатюк – магистрант, **В.А. Пирожков** - к.т.н., доц.,

Московский государственный машиностроительный университет(МАМИ)

Abstract. Modern dispersion-strengthened composite materials are widely used in the manufacture of products for various purposes. Introduction the composite mineral dispersed phase will significantly reduce the consumption of scarce polymer resins, as well as to increase the hardness, toughness and wear resistance of the material. A very tangible impact of dispersed storage and the ability brittle polymer matrix to resist the development of cracks. In this article the author tries to explain the dependence of the energy criterion of brittle fracture under normal isolation and anti-plane shear from the volumetric content of the composite particles of the dispersed phase.

Аннотация. Современные дисперсно-упрочненные композиционные материалы находят широкое применение при изготовлении изделий самого различного назначения. Введение в состав композита минеральной дисперсной фазы позволит существенно сократить расход дефицитных полимерных смол, а так же повысить твердость, жесткость и износостойкость материала. Весьма ощутимое влияние оказывает дисперсный накопитель и на способность хрупкой полимерной матрицы сопротивляться развитию в ней трещин. В настоящей статье автором предпринята попытка объяснения зависимости энергетического критерия хрупкого разрушения при нормальном отрыве и антиплоском сдвиге от объемного наполнения композита частицами дисперсной фазы.

Все большее применение находят в настоящее время композиционные материалы на основе эпоксидных связующих. Эти материалы имеют большую термическую стойкость и удельную прочность, обладают хорошей адгезией к металлу и практически нерастворимы. При высокой скорости отверждения их объемная усадка не превышает 2%.

В целях повышения твердости и износостойкости, снижения уровня термических деформаций, а главным образом для снижения себестоимости путем уменьшения доли полимера в композиции в эпоксидные компаунды вводят мелкодисперсные минеральные наполнители.

Практика применения модифицированных эпоксидных компаундов показывает, что им свойственен хрупкий механизм разрушения. Развитие микротрещин в этих материалах происходит от трещинообразных дефектов и скоплений структурных микрповреждений, которые служат источниками концентрации напряжений [1].

В настоящей работе была предпринята попытка установить зависимость между энергетическими критериями хрупкого разрушения (критериями G_{IC} и G_{IIIc}) и долей объемного содержания в композите дисперсной фазы. С этой целью поставили серию экспериментов, в которых изучали рост трещин нормального отрыва (типа I) и антиплоского сдвига (тип III) [1] в эпоксидных композитах с различным объемным содержанием наполнителя – кварцевого песка марки КП-3 с частицами размером $\sim 10^{-6}$ м. В качестве матрицы исследуемых материалов использовали эпоксидный компаунд холодного отверждения на основе смолы ЭД-20 стандартной рецептуры. Эксперименты проводили на цилиндрических образцах, с внешней кольцевой трещиной (рис 1), которые подвергали осевому растяжению и кручению соответственно.

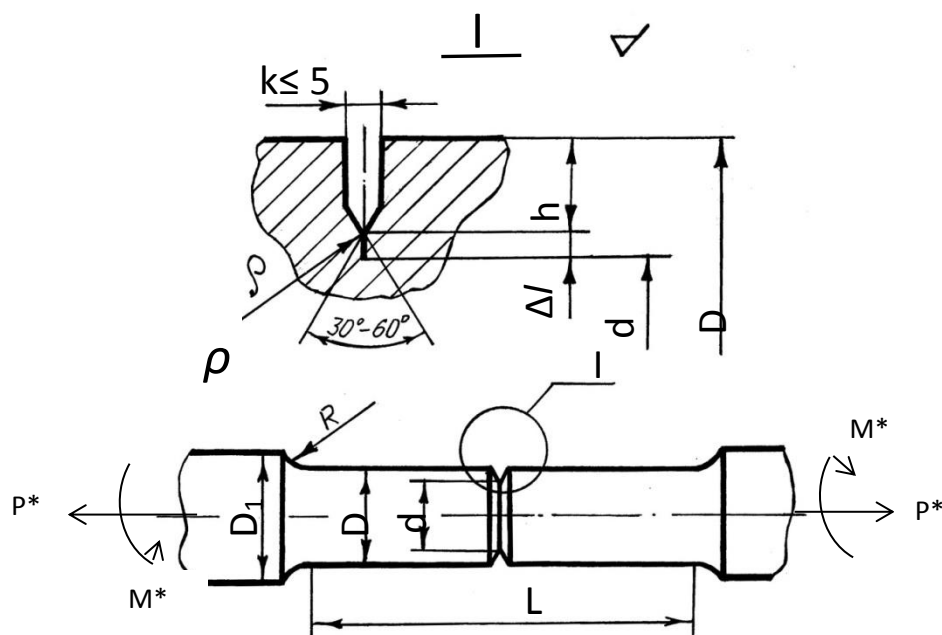


Рис.1. Цилиндрический образец для испытаний на осевое растяжение. Соотношение размеров: $d=(0.6 - 0.7)D$; $D_1=1.5 D$; $h=0.06 D$; $R=0.5 D$; $L=5 D$; Δl – глубина роста усталостной трещины.

Каждую трещину создавали из исходного кольцевого надреза с радиусом при вершине $\rho=0,1$ мм. путем консольного нагружения постоянной силой Q , цилиндрического образца, вращающегося в патроне станка. (рис. 2)

Режимы выращивания усталостных трещин в образцах из эпоксидных композиций с различным объемным содержанием наполнителя подбирали экспериментально. При этом предпочтение отдавали тем из них, которые за сравнительно непродолжительное время циклического деформирования образцов позволяли получать осесимметричные подрастания кольцевых усталостных трещин на глубину 0.20-0.30 мм. Более глубокий рост усталостных трещин приводил к появлению в образцах не концентричности нетто-сечения, которая делала невозможным использование известных аналитических зависимостей.

Все усталостные трещины выращивали при постоянной величине плеча $l=65$ мм и скорости вращения патрона токарного станка, равной $n = 62.8$ рад/сек.

Таблица 1. Режимы создания усталостных трещин

№	Объемное содержание в материале частиц дисперсной фазы (Vf %)	Величина консольной нагрузки Q , Н	Продолжительность периода выращивания усталостной трещины, сек
1	0	30	900-1000
2	12.5	30	1100-1200
3	25.0	40	1100-1200
4	37.5	50	1100-1200
5	50	50	1000-1100

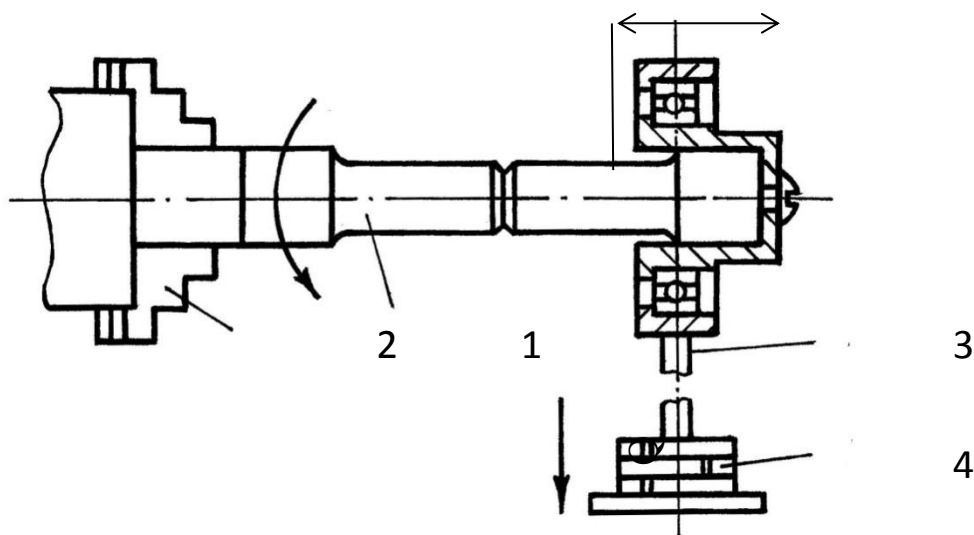


Рис. 2. Схема консольного нагружения цилиндрического образца на токарном станке: 1 – образец; 2 – патрон токарного станка; 3 – тяга с шарикоподшипником; 4 – груз (гири).

В процессе каждого испытания, осуществляемого в соответствии с требованиями ГОСТ 25.506-85, образец доводили до разрушения, в момент которого фиксировали осевую растягивающую силу P^* и крутящий момент M^* .

Энергию разрушения G_{IC} , соответствующую развитию трещины (типа I) с критической скоростью, определяли по известной [1] формуле, полученной в рамках линейной механики разрушения.

$$G_{IC} = \frac{K_{IC}^2}{E} (1 - \mu^2),$$

где K_{IC} – критический коэффициент интенсивности напряжений [2]: при нормальном отрыве

$$K_{IC} = \frac{P^* \sqrt{2}}{d \sqrt{\pi d}} \left[1 - 0,339 \left(\frac{d}{D} \right)^3 - 0,136 \left(\frac{d}{D} \right)^5 \right],$$

E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона; d – диаметр нетто-сечения усталостной трещины; D – диаметр образца.

Энергию разрушения G_{IIIc} , соответствующую развитию трещины антиплоского сдвига (тип III) с критической скоростью, определяли по формуле [3]

$$G_{IIIc} = \frac{K_{IIIc}^2}{E} (1 + \mu),$$

где K_{IIIc} – критический коэффициент интенсивности напряжений при антиплоском сдвиге [3].

$$K_{IIIc} = \frac{16M^*}{\pi d^3} \sqrt{\frac{\pi D}{2}} \cdot F(\varepsilon), \text{ где}$$

$$F(\varepsilon) = 3\sqrt{\varepsilon}/8, \left(\varepsilon = \frac{d}{D} \right)$$

Результаты экспериментов представлены на рисунках: Рис 3 и Рис 4.

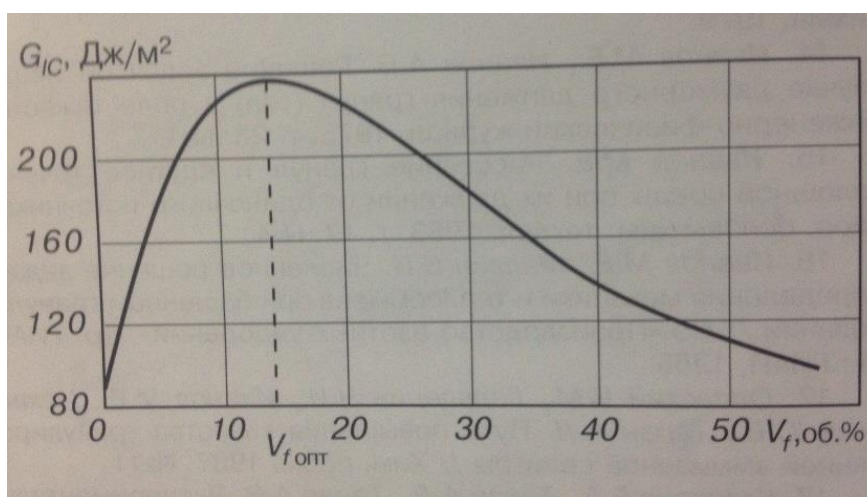


Рис 3. Зависимость энергии разрушения G_{IC} эпоксидного композита от объемного содержания V_f дисперсной фазы

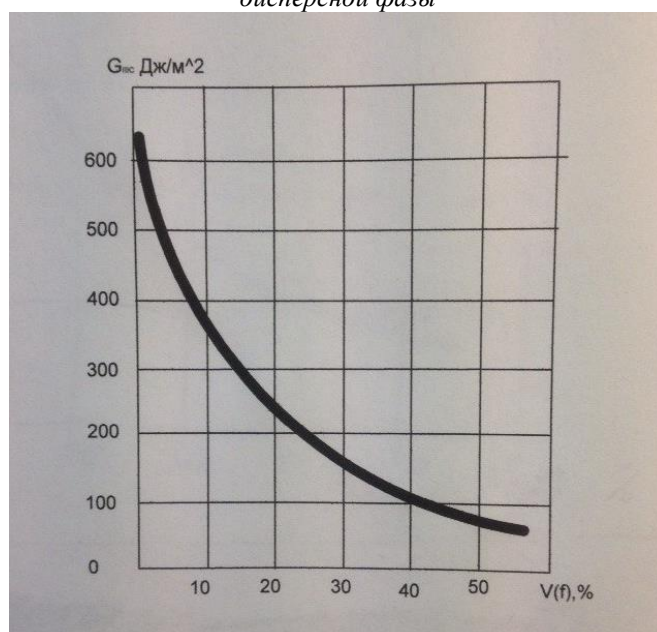


Рис 4. Зависимость энергии разрушения G_{IIIc} эпоксидного композита от объемного содержания V_f дисперсной фазы

Таким образом, полученные экспериментальные результаты позволяют заключить, что введение в хрупкие полимерные композиты частиц дисперсной фазы способствует повышению способности хрупких композитов сопротивляться развитию трещин.

Литература

1. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 2001.
2. Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Ковчик С.Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Киев: Наука думка, 1997.
3. Броск Давид. Основы механики разрушения. -М.: Высшая школа, 2000.
4. [РД 50-260-81]. Методические указания. Определение характеристик вязкости разрушения (трещиностойкости) при статическом нагружении. М.: Издательство стандартов 2002

КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ КОНТАКТНЫХ СЕРДЕЧНИКОВ ГЕРКОНОВ ИЗ ФЕРРОМАГНИТНОГО МАТЕРИАЛА В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

VIBRATIONS AND STABILITY OF CONTACT REED CORES REED MADE FROM FERROMAGNETIC MATERIALS IN A MAGNETIC FIELD

Т. Н. Голубева – аспирант, А. С. Демина - студент, Д. Р. Сверчков - студент
Национальный Исследовательский Университет «МЭИ»

Abstract. Vibrations of structural elements of devices and machines such as rectangular plates and rods made of ferromagnetic material in a transverse magnetic field are considered. The relations for the natural frequencies and mode shapes of course conductive and dielectric ferromagnetic rectangular plates are obtained; the effect of transverse magnetic field on the frequencies of vibrations of plates with different conditions fixing the edges are studied.

Создание оптимальных конструкций для многих объектов электротехнического оборудования связано с вопросами широкого использования конструктивных элементов типа стержней, пластин и оболочек, на упругие колебания которых существенное влияние оказывают магнитные поля [1-3]. Основные уравнения магнитоупругих колебаний для идеально проводящих пластин и оболочек приведены в работе [1]. В [2] уже рассмотрены задачи колебаний пластин и оболочек, выполненных из немагнитных материалов с конечной электропроводностью, а в [3] приведены уравнения колебаний пластин и оболочек, выполненных из ферромагнитных материалов. Исследование влияния продольного и поперечного магнитного поля на спектры частот колебаний прямоугольных пластин, выполненных из диамагнитных и парамагнитных материалов, приведено в [4, 5].

В работах [6, 7] представлена методика расчетов спектров частот колебаний диамагнитных контактных сердечников герконов в поперечном [6] и продольном [7] магнитных полях. Методы расчета спектров частот колебаний пластин, выполненных из ферромагнитных материалов в продольном и поперечном магнитном поле представлены в [8, 9]. В данной работе исследуется влияние поперечного магнитного поля на колебания и устойчивость ферромагнитных контактных сердечников герконов. Работы выполнены по заказу кафедры электрических и электронных аппаратов «НИУ МЭИ» и доложены на отраслевой научно-практической конференции «Магнитоуправляемые контакты (герконы) и изделия на их основе». Геркон – герметизированный магнитоуправляемый контакт, служащий для изменения состояния электрической цепи путем замыкания-размыкания контактов, на поведение которых оказывает влияние магнитное поле.

Рассмотрим тонкую изотропную проводящую ферромагнитную пластину постоянной толщины $2h$, отнесенную к декартовой системе координат $Ox_1x_2x_3$ так, что срединная плоскость недеформированной пластины совпадает с координатной плоскостью Ox_1x_2 . Пластина изготовлена из упругого магнитомягкого ферромагнитного материала с конечной постоянной электропроводностью σ и колеблется во внешнем постоянном поперечном магнитном поле с вектором магнитной индукции $\vec{B}(0;0;B_3)$, нормальным к поверхности пластины (рис. 1).

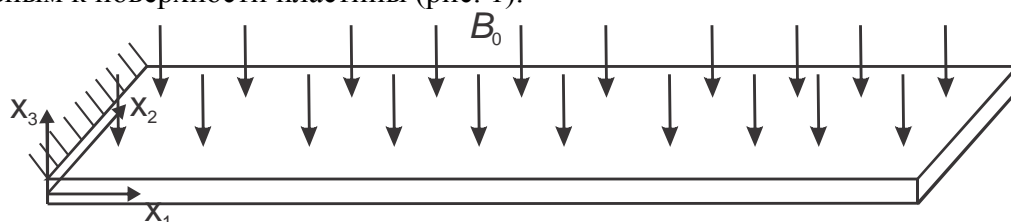


Рис. 1. Прямоугольная пластина в поперечном магнитном поле

Задача решается на основе следующих предположений [3]: а) справедлива гипотеза

магнитоупругости тонких тел; б) магнитные и диэлектрические проницаемости окружающей пластину непроводящей среды считаются равными единице; в) влияние токов смещения пренебрежимо мало.

Уравнения связанных магнитоупругих колебаний пластин в магнитном поле дополняются уравнениями Максвелла для определения компонент невозмущенного и возмущенного магнитного поля. В работах [2, 3], для тонкостенной пластины получены сингулярные интегро-дифференциальные уравнения относительно параметров магнитного поля. При определении параметров магнитного поля решения для возмущений и потенциалов, входящих в уравнение движения пластины, искали в классе гармонических функций [2, 3], зависящих от неизвестных волновых чисел. На основе принятых предположений имеем следующее уравнение колебаний ферромагнитной пластины в поперечном магнитном поле [3, 9]:

$$D\Delta\Delta w + N\Delta w + 2\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

Здесь w - прогиб пластины, $D = 2Eh^3 / 3(1-\nu^2)$ - цилиндрическая жесткость, E - модуль упругости, ν - коэффициент Пуассона, ρ - плотность материала пластины, Δ - оператор Лапласа; где N - величины, зависящие от параметров магнитного поля:

$$N = \frac{2\chi h B_3^2}{\mu_0 \mu_r} \left(1 + \frac{\chi(\chi + 2)}{\mu_r \delta_1} \frac{\text{sh}(kh)}{kh} - \frac{\chi \text{ch}(kh)}{\mu_r \delta_1} \right), \quad (2)$$

где B_3 - нормальная составляющая вектора магнитной индукции в вакууме, $\chi = (\mu_r - 1)$ - магнитная восприимчивость, μ_r - относительная магнитная проницаемость материала пластины, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Н/А² - магнитная постоянная, σ - коэффициент электропроводности пластины, $\delta_1 = \mu_r \text{sh}(kh) + \text{ch}(kh)$, $k^2 = (k_1^2 + k_2^2)$, k_1 и k_2 - волновые числа. На основе численного анализа [9] установлено, что уравнение (1) справедливы как для электропроводящих, так и для диэлектрических пластин.

Частота упругих колебаний пластины определяется по формуле [9]:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{2\rho h} (D(k_1^2 + k_2^2)^2 - N(k_1^2 + k_2^2))} \quad (3)$$

Для построения решений задачи о колебаниях диэлектрической ферромагнитной пластины в поперечном магнитном поле будем применять асимптотический метод В. В. Болотина (АМБ) [10]. Уравнение колебаний имеет вид (2) [3]. Подставляя решение для прогиба в виде $w(x_1, x_2, t) = \phi(x_1, x_2)e^{i\omega t}$ в уравнение (2) получим уравнение для форм колебаний $\phi(x_1, x_2)$

$$D\Delta\Delta\phi + N\Delta\phi - 2\rho h\omega^2\phi = 0 \quad (4)$$

Следуя АМБ [10] порождающее решение ищем в виде:

$$\phi(x_1, x_2) = \text{sin}k_1(x_1 - \xi_1) \cdot \text{sin}k_2(x_2 - \xi_2) \quad (5)$$

где k_1, k_2 - неизвестные волновые числа, ξ_1, ξ_2 - фазы порождающего решения. Это соотношение удовлетворяет уравнению (4). Соответствующая частота колебаний пластины определяется формулой (3). Волновые числа k_1, k_2 , входящие в (3) и (5) определяются из условий стыковки решений, построенных для каждого края пластины в зависимости от вида закрепления края. Удовлетворяя условиям равенства решений, построенных на противоположных краях пластины, приходим к так называемым условиям склеивания для определения волновых чисел [9]:

$$\begin{cases} k_1 a_1 = \arctg u_{11}(k_1, k_2) + \arctg u_{12}(k_1, k_2) + m_1 \pi \\ k_2 a_2 = \arctg u_{21}(k_1, k_2) + \arctg u_{22}(k_1, k_2) + m_2 \pi \end{cases} \quad (6)$$

где m_1 и m_2 - целые числа или нуль. Функции $u_{\alpha\beta}(k_1, k_2)$ равны тангенсам фазовых

постоянных ξ_α , найденных из граничных условий при $x_\alpha = 0$ и $x_\alpha = a_\alpha$ соответственно, и, следовательно, зависят только от граничных условий.

В работе [9] приведена сводка трансцендентных уравнений и констант интегрирования для различных видов закрепления пластин. Для определения частот собственных колебаний прямоугольных пластин с произвольными условиями закрепления краев необходимо определить волновые числа из системы трансцендентных уравнений (6).

Например, для случая колебаний консольной пластины (край $x_1 = 0$ жестко защемлен, остальные свободны, рис. 1) соответствующая система уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} k_1 a_1 = \operatorname{arctg} \frac{k_1}{r_1} + \operatorname{arctg} \frac{k_1(k_1^2 + (2-\nu)k_2^2)(r_1^2 - \nu k_2^2)}{r_1(r_1^2 - (2-\nu)k_2^2)(k_1^2 + \nu k_2^2)} + m_1 \pi \\ k_2 a_2 = 2 \operatorname{arctg} \frac{k_2(k_2^2 + (2-\nu)k_1^2)(r_2^2 - \nu k_1^2)}{r_2(r_2^2 - (2-\nu)k_1^2)(k_2^2 + \nu k_1^2)} + m_2 \pi \end{cases}$$

где $r_1 = \sqrt{k_1^2 + 2k_2^2 - N/D}$, $r_2 = \sqrt{k_2^2 + 2k_1^2 - N/D}$, параметр N - определяется по формуле (2).

После решения системы уравнений и определения волновых чисел k_1 , k_2 , их значения подставляют в соотношение (3) и вычисляют собственные частоты. Для расчета частот и форм колебаний пластин с различными краевыми условиями в среде Borland Delphi 7.0 был разработан программный комплекс и произведен расчет безразмерных собственных частот колебаний при различных комбинациях закрепления краев [11, 12].

Разработанная методика расчета спектров частот магнитоупругих колебаний ферромагнитных прямоугольных пластин при различных условиях закрепления краев позволяет производить проектирование элементов конструкций энергетического машиностроения. Для случая цилиндрического изгиба консольной пластины (стержневая модель, $k_2 = 0$) соотношение для частот и трансцендентное уравнение для определения волновых чисел имеют вид:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{2\rho h} (Dk_1^4 - N_0 k_1^2)} \quad (7)$$

$$k_1 a_1 = 2 \operatorname{arctg} \frac{k_1}{\sqrt{k_1^2 - \frac{N_0}{D}}} + m_1 \pi$$

$$\text{где } N_0 = \frac{2\chi h B_3^2}{\mu_0 \mu_r} \left(1 + \frac{\chi(\chi+2)}{\mu_r (\mu_r \operatorname{sh}(k_1 h) + \operatorname{ch}(k_1 h))} \frac{\operatorname{sh}(k_1 h)}{k_1 h} - \frac{\chi \operatorname{ch}(k_1 h)}{\mu_r (\mu_r \operatorname{sh}(k_1 h) + \operatorname{ch}(k_1 h))} \right)$$

Выражение для частот колебаний стержня-пластины (7), совпадает с выражением для частот из работы [12], проверенных в экспериментальных исследованиях. Установлено хорошее соответствие между теоретическими и экспериментальными значениями частот колебаний стержней в поперечном однородном магнитном поле. В качестве примера практического применения для расчета частот колебаний консольного стержня рассматривался контактный сердечник (КС) геркона КЭМ-1, изготовленный из ферромагнитного материала и имеющий размеры $a_1 = 20$ мм, $2h = 1$ мм. Результаты расчетов первой и второй собственных частот колебаний КС в зависимости от величины индукции магнитного поля приведены на рис. 2 (кривые 1, 2 соответственно). Собственные частоты колебаний стержня при увеличении индукции магнитного поля уменьшаются и при определенном значении индукции магнитного поля стержень теряет устойчивость:

$$B_c = \left[\frac{D(k_1^2 + k_2^2)\mu_0\mu_r}{2\chi h} \left(1 + \frac{\chi(\chi + 2)}{\mu_r(\mu_r \operatorname{sh}(kh) + \operatorname{ch}(kh))} \frac{\operatorname{sh}(kh)}{kh} - \frac{\chi \operatorname{ch}(kh)}{\mu_r(\mu_r \operatorname{sh}(kh) + \operatorname{ch}(kh))} \right)^{-1} \right]^{1/2}$$

Для контактного сердечника геркона КЭМ-1 критическое значение магнитной индукции равно $B_c = 2.3$ Тл.

Аналогичная картина изменения частот колебаний стержней в магнитном поле наблюдается и при экспериментальных исследованиях [13], что подтверждает достоверность представленных теоретических моделей.

Таким образом, на основе обобщенных уравнений колебаний ферромагнитных пластин в поперечном магнитном поле получена система уравнений для определения собственных частот колебаний пластин с различными условиями закрепления краев. Приведены конечные расчетные формулы для расчета частот колебаний консольных стержней в поперечном магнитном поле, соотношения для величины индукции поперечного магнитного поля, приводящего к потере статической устойчивости стержней и пластин.

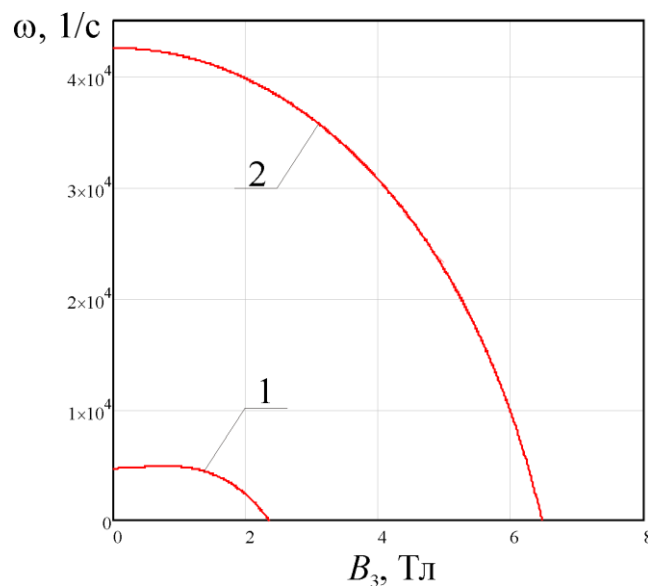


Рис. 2. Зависимость первой (1) и второй (2) частот колебаний консольного стержня от величины индукции магнитного поля

Литература

1. Амбарцумян С.А., Багдасарян Г.Е., Белубекян М.В. Магнитоупругость тонких оболочек и пластин. М.: Наука. 1977. 272 с.
2. Амбарцумян С.А., Багдасарян Г.Е. Электропроводящие пластинки и оболочки в магнитном поле. М.: Физматлит, 1996. 286 с.
3. Багдасарян Г. Е. Колебания и устойчивость магнитоупругих систем. Ереван. Тигран Мец. 1999. 436 с.
4. Багдасарян Г. Е. Применение асимптотического метода В. В. Болотина для исследования магнитоупругих колебаний идеально проводящих прямоугольных пластин // Проблемы машиностроения. 1986. № 25. С. 63-68.
5. Коробков Ю.С., Красова Н.С., Хроматов В.Е. Влияние магнитного поля на спектры частот колебаний прямоугольных пластин // Электротехника. 2007, №4. С. 30-34.
6. Хроматов В. Е., Голубева Т. Н. Влияние магнитного поля на колебания контактных сердечников герконов // Тезисы докладов 3-ей международной научно-практической конференции «Магнитоуправляемые контакты (герконы) и изделия на их основе». 28-30 сентября 2011 г., Рязань. С. 70-75
7. Голубева Т.Н., Хроматов В.Е. Влияние магнитного поля на колебания элементов конструкций энергетического оборудования // Новое в Российской электроэнергетике. Ежемесячный электронный журнал. 2012. № 3.

8. Голубева Т. Н., Коробков Ю.С., Хроматов В.Е. Влияние продольного магнитного поля на спектры частот колебаний ферромагнитных пластин // Электротехника. 2013. №3. С. 44-49.
9. Хроматов В. Е., Голубева Т. Н. О влиянии магнитных полей на колебания и устойчивость пластин из ферромагнитного материала // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 12-16
10. Вибрации в технике. Справочник в 6-и т. Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение. 2-е изд. 1999. 506 с.
11. Demin A. A., Golubeva T. N., Demina A. S. The program complex for research of fluctuations' ranges of plates and shells in magnetic field // 11th Students' Science Conference "Future Information technology solutions", Bedlewo, 3-6 October 2013
12. Голубева Т. Н., Корешкова Н. С., Демин А. А. Разработка программного обеспечения для исследования колебаний и устойчивости пластин и оболочек в магнитном поле // Труды XXI международной научно-практической конференции «Информационные средства и технологии» - Москва 19-21 ноября 2013 НИУ МЭИ, М.: Издательский дом МЭИ. 2013. Т. 1. С. 98-104
13. Мун Ф. С., Пао И-синь. Колебания и динамическая неустойчивость стержня-пластины в поперечном магнитном поле. – Прикл. Механика, 1969, №1 (Тр. Американского общества инженеров-механиков. Сер. Е. ПМ. 1969. Т. 36. С. 98-108)

АВТОМАТИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ СОСУДОВ И АППАРАТОВ, РАБОТАЮЩИХ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

AUTOMATION OF THE HYDRAULIC TESTS OF IMPERMEABILITY PRESSURIZED VESSEL AND MACHINE

Е.В. Голубенкова – студент, В.Г. Шуваев – д.т.н., доц.

ФГБОУ ВПО Самарский государственный технический университет

Abstract. In article illustrated automation of hydraulic tests, the special stand which creates test pressure from 1 MPa to 5 MPas, calculation of protection against the liquid streams which are formed at a rupture of a high pressure is considered.

При осуществлении различных технологических процессов, на транспорте, при проведении ремонтных работ, в быту и т.д. широко распространены различные системы повышенного давления, к которым относятся трубопроводы, баллоны и емкости для хранения или перевозки сжатых, сжиженных и растворенных газов, паровые и водяные котлы, газгольдеры и др. Такое оборудование принято называть сосудами, работающими под давлением и основной характерной особенностью этого оборудования является то, что давление газа или жидкости в нем превышает атмосферное.

Основное требование к этим сосудам это соблюдение их герметичности на протяжении всего периода эксплуатации, то есть непроницаемости жидкостями и газами стенок и соединений, ограничивающих внутренние объемы сосудов, работающих под давлением.

Любые сосуды, работающие под давлением, представляют собой потенциальную опасность, которая при определенных условиях может трансформироваться в явную форму и повлечь тяжелые последствия. Потеря герметичности (разгерметизация) сосудов, работающих под давлением, часто сопровождается возникновением двух групп опасностей: первая из них связана с взрывом сосуда или установки, работающей под давлением; вторая группа опасностей зависит от свойств веществ, находящихся в оборудовании, работающем под давлением. Так, обслуживающий персонал может получить термические ожоги, если в разгерметизированной установке находились вещества с высокой или низкой температурой, если же в сосуде находились агрессивные вещества, то работающие могут получить химические ожоги, кроме того, появляется опасность отравления персонала. Таким образом, для обеспечения безопасности персонала, обслуживающего сосуды под давлением, весьма важно, чтобы эксплуатируемое оборудование сохраняло герметичность.

Имеется ряд способов контроля на герметичность сосудов и аппаратов, работающих под давлением, такие как гелиевая камера (ГОСТ 28517), смачивание керосином (ГОСТ 3242), налив воды без напора (ГОСТ 3242), гидравлический (ОСТ 26-291), обдув гелием поверхности объекта, гелиевый щуп, люминесцентно-гидравлический и другие.

В работе рассматривается гидравлический способ контроля на герметичность, как один из наиболее часто используемых видов неразрушающего контроля, проводящийся с целью проверки прочности и плотности сосудов, трубопроводов, аппаратов, насосов и другого оборудования, работающего под давлением. Всё оборудование, работающее под давлением, подвергают гидравлическим испытаниям после изготовления предприятием-изготовителем оборудования или элементов трубопроводов, после монтажа оборудования и трубопроводов, а также в процессе эксплуатации оборудования и трубопроводов, нагружаемых давлением воды, пара или пароводяной смеси. Сосуд считается выдержавшим гидравлическое испытание, если не обнаружено течи, трещин, потения в сварных соединениях и на основном металле; течи в разъемных соединениях; видимых остаточных деформаций.

Для проведения гидроиспытаний сосудов и аппаратов, работающих под давлением, применяется специальный стенд (рис.1), который предназначен для создания пробного испытательного давления до 10 МПа (100 кгс/см^2), при проверке прочности и плотности испытываемых изделий и их соединений. Он состоит из системы обратного водоснабжения, емкости обратного водоснабжения, системы трубопроводов, оснащенной запорной, присоединительной, предохранительной арматурой, буферной емкости, пневмогидроаккумуляторов, манометров, термодата, контрольно-измерительной аппаратурой и системой насосов.



Рис.1. Стенд для гидроиспытаний сосудов и аппаратов, работающих под давлением

Технология гидравлических испытаний проводится следующим образом. В испытываемом сосуде плавно повышают давление. Скорость подъема давления указывается в инструкции по монтажу и безопасной эксплуатации сосуда. Температура воды при испытании должна быть не ниже $+5^\circ\text{C}$ и не выше $+40^\circ\text{C}$. Температура воздуха в помещении, в котором установлен стенд, должна быть не ниже $+10^\circ$ и не выше $+30^\circ\text{C}$; относительная влажность должна быть 45 – 80 %; атмосферное давление должно быть 720-780 мм.рт.ст, освещенность на стенде должна быть не ниже 300 лк. Не допускается использование сжатого воздуха или другого газа для подъема давления. Давление при испытании контролируется тремя манометрами, которые выбираются одного типа, предела измерения, одинаковых классов точности, цены деления. Под пробным давлением сосуд находится в течение 5 минут, после чего давление снижают до расчетного, при котором производят осмотр наружной поверхности сосуда, всех его разъемных и сварных соединений.

С целью автоматизации проведения гидроиспытаний стенд модернизирован следующим образом: применены манометры с электрическим выходом, дополнительное внешнее устройство аналогово-цифрового преобразования и персональный компьютер для обработки, фиксации и хранения данных автоматизированных испытаний. Были выбраны стрелочные манометры с токовым выходом типа АДМ-100.2.1, которые предназначены для визуального отображения измеряемого избыточного давления жидкостей, паров и газов, а также преобразования значения давления в сигнал постоянного тока 4-20мА, с одновременной выдачей цифрового сигнала, в стандарте RS-485, во внешнюю систему сбора информации. Данные манометры сокращают расходы на монтаж и эксплуатацию оборудования за счет уменьшения количества приборов и мест присоединения, имеют стабильные метрологические характеристики. Манометры подключаются к мультиплексору – устройству, которое объединяет несколько сигналов

(каналов) в один. Его назначение – передавать по одному широкополосному и скоростному каналу некоторое количество потоков различной скорости.

Далее подключается внешнее устройство аналогово-цифрового преобразования, которое предназначено для работы совместно с компьютером. В зависимости от программного обеспечения прибор выполняет различные функции, связанные с обработкой результатов аналого-цифрового преобразования, передачи результатов аналого-цифрового преобразования в цифровой форме. Кроме того, имеется возможность приема цифровой информации от внешних устройств и её передачу для обработки или передачи цифровой информации из компьютера на внешние устройства. Аналоговый выход внешнего устройства позволяет осуществлять автоматическое управление проведением гидравлических испытаний.



Рис.2. Структурная схема автоматизации гидравлических испытаний

Таким образом, автоматизация гидравлических испытаний позволяет гарантировать безопасность и надежность работы оборудования повышенной опасности, своевременно производить ремонтные и наладочные работы, учитывая что гидравлическим испытаниям могут подвергаться схемы тепломеханического оборудования в сборе и даже целые тепловые сети. Это необходимая процедура, свидетельствующая о надежности оборудования и трубопроводов, работающих под давлением, в течение всего срока службы, что крайне важно, учитывая серьезную опасность для жизни и здоровья людей в случае их неисправностей.

Литература

1. Экология и безопасность жизнедеятельности: учебник для вузов/Д.А.Кривошеин, Л.А.Муравей, Н.Н.Роева и др., – Москва: Юнити-Дана, 2000. – 447с.
2. Правила безопасности: ПБ 03-584-03. Правила проектирования, изготовления и приемки сосудов и аппаратов стальных сварных, 2003. – 56с.
3. Руководство по эксплуатации: Стенд для гидроиспытаний аппаратов, - Салават, 2014. – 15с.
4. Руководство пользователя: Внешнее устройство аналогово-цифрового преобразования для IBM PC/AT совместимых компьютеров на шину USB, - Москва, 2004. 44с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ИНЕРЦИОННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА С РОЛИКО-ЛОПАСТНЫМ ГИДРОМОТОРОМ

RESEARCH OF VIBROPROTECTIVE PROPERTIES OF INERTIAL-HYDRAULIC SHOCK ABSORBER WITH ROLLER-BLADE HYDRAULIC MOTOR

И.А. Голяткин – магистрант, А.В. Поздеев – к.т.н., доц., В.В. Новиков – д.т.н., проф.
Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)

Abstract. The article is devoted to the analysis of vibroprotective properties of the inertial-hydraulic damper roller-blade type. The three-dimensional model of shock absorber and the results of the theoretical research of its three-mass mathematical model considering the force on the rod due to the pressure drop across the valve, the area of the piston in the cylinder, the width of the hydraulic motor blades are submitted.

Одной из важнейших проблем современного автомобилестроения является повышение плавности хода грузовых автотранспортных средств (АТС), особенно на неровных дорогах. Этого можно достигнуть путем существенного снижения собственной частоты колебаний подвески, которое можно обеспечить за счет замены традиционных телескопических гидравлических амортизаторов (ГА) на инерционные амортизаторы со сдвигающим элементом [1], в частности на инерционно-гидравлические амортизаторы (ИГА) [2, 3]. Однако известные конструкции ИГА выполнены с гидромотором шестеренного типа, главными недостатками которого являются высокое (до 0,5 МПа) минимальное давление срабатывания, что приводит к блокировке подвески даже на резонансных частотах колебаний (рис. 1), и, как следствие, низкий КПД (80%).

На кафедре автоматических установок ВолгГТУ разработана конструкция ИГА (рис. 2) на базе пневмогидравлической рессоры (ПГР) с ролико-лопастным гидромотором (РЛГ), минимальное давление срабатывания которого составляет всего 0,01 МПа [4, 5].

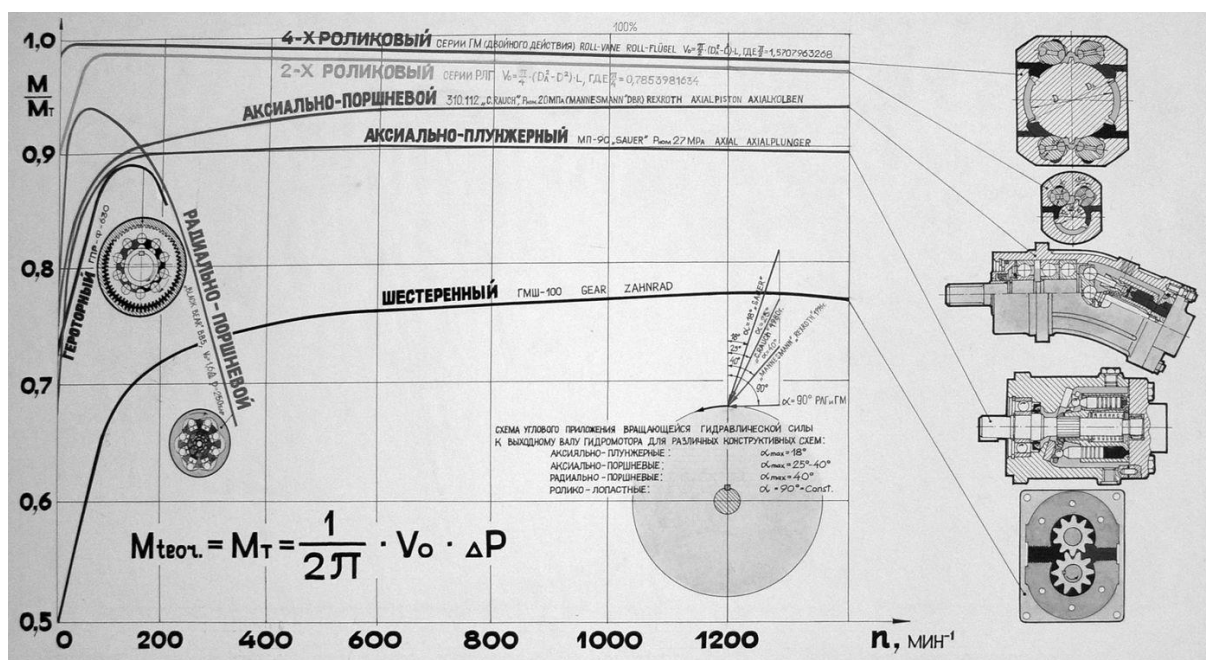


Рис. 1. Зависимость относительного крутящего момента на валу гидромотора при нормальном перепаде давления от частоты вращения ротора

Особенностью данного амортизатора является то, что на корпусе 1 серийной ПГР подвески быстроходной гусеничной машины установлен ролико-лопастной гидромотор 4

с маховиком 6, закрепленным на его выходном валу. При низкочастотных колебаниях подвески жидкость течет через гидромотор 4, вызывая знакопеременное вращение маховика 6, что снижает частоту собственных колебаний подвески. При высокочастотных колебаниях маховик 6 вследствие своей инерционности остается практически неподвижным, а жидкость между полостями 2 и 3 течет через предохранительные клапаны 5, обеспечивающие эффективное гашение высокочастотных колебаний колес. Применение данного типа ИГА позволит значительно снизить частоту собственных колебаний при сохранении высокой жесткости существующих подвесок, что необходимо для обеспечения заданной грузоподъемности грузовых автомобилей.

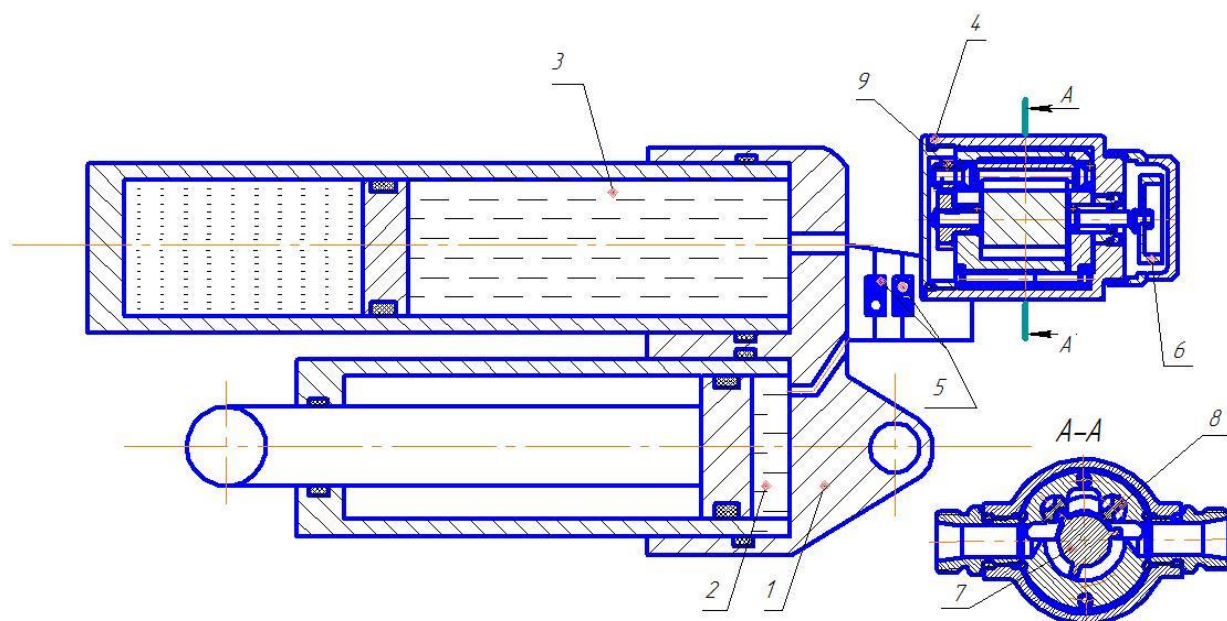


Рис. 2. Схема инерционно-гидравлического амортизатора на базе ПГР с ролико-лопастным гидромотором:
 1 – пневмогидравлическая рессора; 2 и 3 – гидравлические полости рессоры;
 4 – ролико-лопастной гидромотор; 5 – предохранительные клапаны ходов сжатия и отбоя; 6 – маховик;
 7 – ротор с тремя лопастями; 8 – ролики с двумя пазами; 9 – шестерни

Основные параметры ИГА рассчитываются по следующим зависимостям.

Объемная постоянная гидромотора (объем жидкости, проходящей через гидромотор при одном обороте маховика):

$$q = \pi(D_2^2 - D_1^2)L/4, \quad (1)$$

D_2 , D_1 и L – диаметры и ширина лопастей гидромотора.

Тогда

$$F_{\text{п}} x_{\text{об}} = q, \quad (2)$$

$$x_{\text{об}} = \frac{q}{F_{\text{п}}} = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)L}{4F_{\text{п}}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня в цилиндре рессоры, $x_{\text{об}}$ – ход поршня за один оборот маховика.

$$\varphi = 2\pi \frac{x}{x_{\text{об}}} = 2\pi 4F_{\text{п}} \frac{z - q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)L} = \frac{8F_{\text{п}}}{(D_2^2 - D_1^2)L} (z - q). \quad (4)$$

$$\frac{\varphi}{z - q} = \frac{8F_{\text{п}}}{(D_2^2 - D_1^2)L},$$

$\frac{z-q}{\varphi} = \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\Pi}}$ – аналог радиуса шестерни r в уравнениях

$$\frac{J}{r} \ddot{\varphi} + m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \quad (5)$$

и
$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) + \frac{J}{r}(\ddot{z} - \ddot{q}) = 0 \quad (6)$$

Математическая модель гидравлического инерционного гасителя колебаний (рис. 2) без сдающего звена выглядит следующим образом:

$$\frac{8F_{\Pi}J}{(D_2^2 - D_1^2)L} \ddot{\varphi} + m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \quad (7)$$

или
$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) + \left(\frac{8F_{\Pi}}{(D_2^2 - D_1^2)L} \right)^2 J(\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (8)$$

Здесь J и φ – момент инерции и угол поворота маховика; m и z – подрессоренная масса и ее перемещение; c – жесткость упругого элемента; k – коэффициент сопротивления амортизатора (коэффициент демпфирования); q – кинематическое возмущение.

Разделим левую и правую часть на m :

$$\ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q) + J_{\text{отн}}(\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (9)$$

Здесь $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$, $2h = \frac{k}{m}$, $J_{\text{отн}} = \frac{J}{m} \left(\frac{8F_{\Pi}}{(D_2^2 - D_1^2)L} \right)^2$.

Преобразуем уравнение:

$$\ddot{z} + J_{\text{отн}}\ddot{z} + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = J_{\text{отн}}\ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q, \quad (10)$$

$$\ddot{z}(1 + J_{\text{отн}}) + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = J_{\text{отн}}\ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q. \quad (11)$$

В остальных моделях можно менять r на $\frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\Pi}}$ или $\frac{1}{r}$ на $\frac{8F_{\Pi}}{(D_2^2 - D_1^2)L}$.

Например, в системе с клапанами

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q) + \left(\frac{8F_{\Pi}}{(D_2^2 - D_1^2)L} \right)^2 \frac{J}{m}(\ddot{z} - \ddot{q}) + \\ + \frac{F_{\Pi}}{F_{\text{кл}}} \cdot \frac{c_{\text{пр}}x_0}{m} \cdot \text{sgn} \left(\dot{z} - \dot{q} - \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\Pi}} \dot{\varphi} \right) = 0, \\ \ddot{\varphi} + \frac{F_{\Pi}}{F_{\text{кл}}} \cdot \frac{c_{\text{пр}}x_0}{J} \cdot \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\Pi}} \cdot \text{sgn} \left(\dot{z} - \dot{q} - \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\Pi}} \dot{\varphi} \right) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

где $F_{\text{кл}}$ – площадь поверхности клапана, x_0 – предварительное поджатие пружины клапана.

Здесь $\frac{F_{\Pi}}{F_{\text{кл}}} c_{\text{пр}} x_0$ – усилие на штоке вследствие перепада давлений на клапане.

Модель аналогична модели маховика с фрикционной муфтой. Она не учитывает объемного КПД гидромашины.

Математическая модель двухмассовой колебательной системы подвески АТС, в которой используется ИГА с РЛГ, с учетом неподдресоренной массы, обеспечиваемой колесом, имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} & M\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{\zeta}) + c(z - \zeta) + J \left(\frac{8F_{\text{п}}}{(D_2^2 - D_1^2)L} \right)^2 (\ddot{z} - \ddot{\zeta}) + \\ & + \frac{F_{\text{п}} c_{\text{пр}} x_0}{F_{\text{кл}}} \cdot \text{sgn} \left(\dot{z} - \dot{\zeta} - \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\text{п}}} \dot{\varphi} \right) = 0, \\ & m\ddot{\zeta} - k(\dot{z} - \dot{\zeta}) - c(z - \zeta) - J \left(\frac{8F_{\text{п}}}{(D_2^2 - D_1^2)L} \right)^2 (\ddot{z} - \ddot{\zeta}) - \\ & - \frac{F_{\text{п}} c_{\text{пр}} x_0}{F_{\text{кл}}} \cdot \text{sgn} \left(\dot{z} - \dot{\zeta} - \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\text{п}}} \dot{\varphi} \right) + c_{\text{ш}}(\zeta - q) + k_{\text{ш}}(\dot{\zeta} - \dot{q}) = 0, \\ & J\ddot{\varphi} + \frac{F_{\text{п}} c_{\text{пр}} x_0}{F_{\text{кл}}} \cdot \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\text{п}}} \cdot \text{sgn} \left(\dot{z} - \dot{\zeta} - \frac{(D_2^2 - D_1^2)L}{8F_{\text{п}}} \dot{\varphi} \right) = 0. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

где M – подрессоренная масса; m – неподрессоренная масса; k – коэффициент сопротивления амортизатора (коэффициент демпфирования); c – жесткость упругого элемента; J – момент инерции маховика; φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ – угол поворота маховика, его угловая скорость и угловое ускорение; z , \dot{z} , \ddot{z} – перемещение, скорость и ускорение подрессоренной массы; ζ , $\dot{\zeta}$, $\ddot{\zeta}$ – перемещение, скорость и ускорение неподрессоренной массы; q , \dot{q} – кинематическое возмущение и его первая производная; $F_{\text{кл}}$ – площадь поверхности предохранительного клапана; x_0 – предварительное поджатие пружины предохранительного клапана. $F_{\text{п}}$ – площадь поршня в цилиндре амортизатора, $x_{\text{об}}$ – ход поршня за один оборот маховика. D_1 , D_2 и L – диаметры и ширина лопастей гидромотора; $c_{\text{пр}}$ – жесткость пружины клапана; $k_{\text{ш}}$ – коэффициент демпфирования шины; $c_{\text{ш}}$ – жесткость шины.

Для уменьшения требуемого момента инерции маховика, а значит его размеров и массы, необходимо увеличивать передаточное число ИГА. Из рис. 2 видно, что для увеличения передаточного числа необходимо увеличивать площадь поршня ПГР и уменьшать диаметры и ширину лопастей гидромотора.

Исходя из условий сборки рекомендуются следующие соотношения параметров гидромотора: $D_2 = (2,5 \dots 4)d$; $L = (2 \dots 6)d$, где d – диаметр роликов гидромотора ($d = 4, 5, 8, 10, \dots 150$ мм).

Например, при $F_{\text{п}} = 20 \text{ см}^2$, $D_2 = 25$ мм, $D_1 = 15$ мм, $L = 20$ мм, $d = 10$ мм, $m = 1000$ кг, $\omega_{01} / \omega_{02} = 2$ получаем $i_a = 40$, $m_{\text{экв}} = 3000$ кг, $J_M = 7,5 \text{ кг}\cdot\text{см}^2$. Данный момент инерции обеспечивает маховик в виде диска с диаметром 50 мм, толщиной 5 мм, массой 0,077 кг.

В процессе теоретического исследования проведена сравнительная оценка виброзащитных свойств классического гидроамортизатора (ГА) и ИГА с РЛГ по АЧХ перемещений и ускорений подрессоренной массы (рис. 3).

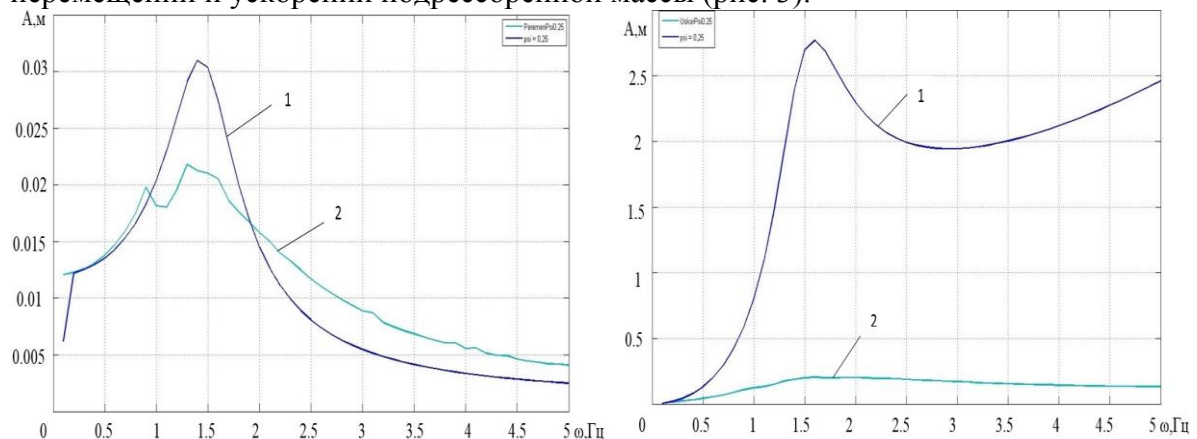


Рис. 3. АЧХ перемещений и ускорений подрессоренной массы $M = 1000$ кг при относительном коэффициенте затухания $\psi = 0,25$ для различных амортизаторов: 1 - классический ГА; 2 - ИГА с РЛМ

Из полученных графиков, изображенных на рис. 3, видно, что в сравнении с классическим нерегулируемым гидравлическим амортизатором ИГА с РЛГ обеспечивает снижение абсолютных перемещений в области низкочастотного резонанса в 2 раза, а вертикальных ускорений – в 10 раз во всем транспортном диапазоне частот.

Таким образом, благодаря предлагаемой конструктивной схеме обеспечивается преобразование возвратно-поступательного движения штока ИГА в возвратно-вращательное движение маховика РЛГ с минимальными потерями на внутренне трение, что снижает силу срабатывания амортизатора на ходах сжатия и отбоя и значительно повышает плавность хода транспортного средства.

Литература

1. Рябов, И. М. Инерционные амортизаторы со сдвигающим элементом для подвесок АТС/ И.М. Рябов, В.В. Новиков, В.В. Воробьев, С.В. Данилов, О.В. Смолянов // Грузовик &. – 2005. – №4. – С. 9 – 10.
2. Новиков, В. В. Методика расчета инерционно-гидравлического амортизатора /В. В. Новиков, О. В. Смолянов // Прогресс транспортных средств и систем - 2005: матер. междунар. науч.-практ. конф., (20-23 сент. 2005 г.) / ВолгГТУ и др. – Волгоград, 2005. – Ч.1. – С. 118 – 119.
3. Новиков, В. В. Инерционно-гидравлические амортизаторы / В.В. Новиков, К.В. Чернышов, Т. В. Пылинская, И. Н. Уруков, В. В. Воробьев // Россия периода реформ: матер. XIII междунар. отраслевой науч.-практ. конф. (20 – 22 мая 2009 г.) / НОУ СПО "Волгогр. колледж газа и нефти" ОАО "Газпром" [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 208 – 214.
4. Патент РФ 2230194, МПК F01C1/14. Ролико-лопастная машина / В. В. Домогацкий, И. В. Левченко, В. В. Левченко, В. В. Громов – 2004.
5. Инерционно-гидравлический амортизатор с гидромотором ролико-лопастного типа / В.В. Новиков, И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.С. Дьяков, А.В. Поздеев, И.А. Голяткин // Прогресс транспортных средств и систем – 2013 : матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24-26 сент. 2014 г. / ВолгГТУ [и др.]. - Волгоград, 2013. - С. 78-79.

ОЦЕНКА ЗАГРУЗКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЛИНИИ СБОРКИ ВАЛОВ С ПОМОЩЬЮ СТАТИСТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

EVALUATION OVER CAPACITY OF AN EQUIPMENT'S ASSEMBLING LINE'S SHAFTS USING A METHOD OF STATISTICAL MODELING

Г.Ю.Горбатенков - студент, А.В.Погорелый - студент

С.Л.Петухов - к.т.н., доц.

Университет Машиностроения

Abstract. In order to optimize selected variant of the flexible assembly of the transmission's shafts the choice of transport system's and assembling line parameter's most rational structure has to be made. Thus resulting in maximum performance of process equipment. Due to change of task's variants, the program of modeling of an assembling line gave an opportunity to choose the number of positions and type of connection/bond between an assembling line's position. Also, it made it possible to determine the concentration of the assembling mechanisms at each position, groundwork's location and its volume, the total amount and speed of spurns, line's layout, etc.

Выбор принципа организации и взаимодействия сборочных модулей зависит от их технологических возможностей, обеспечения оперативной смены запрессовочных, резьбозавертывающих и других устройств, от номенклатуры подлежащих сборке изделий и заданной программы их выпуска. Принятая организация взаимодействия сборочных модулей может быть изменена путем переналадки оборудования.

Оптимизация выбранного варианта связана с выбором наиболее рациональной структуры транспортной системы и параметров сборочной линии, получения максимальной суммарной загрузки основного технологического оборудования. При сборке изделий в гибких производственных системах затраты времени на вспомогательные операции (установка, транспортировка, хранение узлов и деталей), а также время ожидания зависят в значительной степени от структурного построения этой системы. Исходя из этого, на стадии проектирования необходимо уделить особое внимание правильности выбора структурного варианта ГПС. В настоящее время при проектировании сложных структур и компоновок многопозиционных автоматизированных линий используется метод статистического моделирования работы технологического оборудования, существенно повышающий качество проектных решений и точность расчетов на стадии проектирования. Статистическое моделирование представляет собой имитацию функционирования сложных автоматизированных комплексов на основе использования закономерностей, полученных с помощью производственного эксперимента.

Для сборки валов коробок передач, выбранных на разных заводах-изготовителях, была спроектирована гибкая автоматизированная линия, в которой использовалось однотипное оборудование с переналадкой установочных приспособлений, ориентирующих и подающих устройств и механизмов.

При создании гибкой переналаживаемой линии решались задачи обеспечения максимального использования ее ресурсов, расход которых обусловлен выбором наиболее экономичной гибкости и организационно-планового обеспечения.

Сборка изделий на линии производится партиями, размеры которых экономически обоснованы и соответствуют оптимальной загрузке оборудования, предусмотрена оптимальная периодичность смены отдельных партий для гарантированного выпуска конечной продукции в заданные сроки и с минимальными приведенными затратами.

За базовую конструкцию изделия была принята конструкция, обладающая наибольшим числом общих признаков всей группы валов. Для этой схемы групповой сборки была выбрана компоновка гибкой автоматизированной линии. Шестерни на сборку должны поступать комплектом с ранее прикатанными и подобранными по контактному пятну ведущей и ведомой шестернями. Принятая схема базирования собираемого узла обеспечила минимальную погрешность установки.

Линия оснащена устройствами, автоматизирующими подачу, ориентацию и установку роликовых подшипников и сальников. Предусмотрены специальные устройства для смазки подшипников, нанесения консистентной смазки и подачи герметизирующей пасты в гнезда картера. Также автоматизированы операции по измерению положения подшипников в картере, завертыванию гайки с тарированным крутящим моментом, контроль биения соединительных

фланцев и клеймения узлов в сборе.

Основным методом повышения производительности является деление линии на участки с промежуточными накопителями заделов. Расчет производительности сборочного оборудования сводится к расчету коэффициента использования с помощью статистического моделирования.

При моделировании работы сборочной линии для каждой позиции определяется и запоминается случайное время до очередной смены состояния i -й позиции TO_i . Из этих времен TO_i , выбирается минимальное $TO_{\min}=TO_k$, т.е. устанавливается, что очередная смена состояния произошла на k -ой позиции, и рассматривается, в какое из пяти состояний попала эта позиция. В результате, текущее время TO_k увеличивается на ту или иную величину (в зависимости от состояния позиции). Затем, снова из всех разыгранных в соответствии с экспоненциальным распределением времен выбирается минимальное и повторяется та же операция с новым TO_{\min} .

Анализ значительного количества экспериментальных данных показал, что случайное время безотказной работы сборочных позиций ($t_{\text{раб}}$) может быть описано законом Вейбулла:

$t_{\text{раб}} = \frac{\bar{t}_{\text{раб}}}{\Gamma(1 + \frac{1}{b})} \sqrt[b]{-\ln X}$, а время восстановления распределено по экспоненциальному закону:

$t_{\text{рем}} = \frac{1}{\mu_{\text{об}}} \ln(1 - X)$, где $\bar{t}_{\text{раб}}$ - наработка на отказ; Γ - гамма-функция; b - показатель степени,

определяющий форму кривой распределения; $\mu_{\text{об}} = \frac{1}{t_{\text{рем}}}$ - интенсивность восстановления отказов

оборудования ($t_{\text{рем}}$ - среднее время ремонта позиции).

Предполагалось, что со стороны сборочной линии в потоке отказов отдельных позиций не вносятся дополнительные отказы.

При очередной смене состояния позиция будет работать в том случае, если:

- в предшествующем k -м накопителе есть хотя бы одно изделие ($NB_k \geq 1$);
- в последующем $(k+1)$ -м накопителе есть место для собранного изделия (текущая емкость $(k+1)$ -го накопителя $NB_{(k+1)}$ меньше его максимальной емкости $NA_{(k+1)}$; на позиции не произошел параметрический отказ (полученный зазор в соединении оказался в пределах допуска).

При выполнении всех этих условий текущее время TO_k и суммарное рабочее время на k -й позиции увеличивается на величину времени сборки изделия на k -ой позиции. По стандартной программе на ЭВМ разыгрывается случайное число X , распределенное по закону равной вероятности в интервале $[0,1]$ и по закону распределения Вейбулла рассчитывается время $t_{\text{раб}}$.

При автоматической сборке большие трудности вызывает обеспечение безотказности выполнения сопряжения деталей. Величина погрешности относительной ориентации деталей получается путем моделирования погрешностей составляющих звеньев размерной цепи и их суммирования. Параметрический отказ происходит в случае, если полученный зазор вышел за пределы поля допуска. В этом случае число бракованных изделий увеличивается на единицу. Текущее время k -й позиции TO_k увеличивается на величину времени, необходимого для удаления бракованного изделия с позиции.

Моделирование работы автоматизированных линий при достаточной точности исходных данных позволяет получить полную и объективную информацию об их функционировании, которая, в свою очередь, является исходной для расчета параметров исследуемой линии.

Автоматизированная линия сборки пяти различных типов валов коробок передач с возможностью перехода на другие типы, имеет модульную структуру и включает в себя модули сборки на базе роботов с числовым программным управлением, а также манипуляторов и механизмов с пневматическими и гидравлическими приводами, управляемых от программных контроллеров.

Так как производительность линии в первую очередь зависит от надежности отдельных позиций, то было проанализировано влияние удельной длительности простоев оборудования

лимитирующей позиции B_i ($B_i = \frac{\bar{t}_{\text{рем}}}{\bar{t}_{\text{раб}}}$) на величину коэффициента технического использования (рисунок 1). За исходные данные для моделирования 11-позиционной сборочной линии были приняты: такт выпуска $\tau = 1,2$ мин; максимальная емкость накопителей между позициями $NB_k=5$, величина среднего времени работы $\bar{t}_{\text{раб}}$ оставалась постоянной. При этом менялись величина среднего времени ремонта $\bar{t}_{\text{рем}}$. Как видно из рисунка 1, необходимая производительность для рассматриваемого варианта линии обеспечивается лишь при значении удельной длительности простоев оборудования лимитирующей позиции B_i не выше 0,15. Следовательно, усредненные хронометражные данные о потерях времени из-за отказов, нормализованных и типовых сборочных узлов, используемые для оценки надежности проектируемого сборочного оборудования, должны обязательно включать в себя значения, как среднего времени безотказной работы узла $\bar{t}_{\text{раб}}$, так и среднего времени на устранение отказа $\bar{t}_{\text{рем}}$.

η 0,7

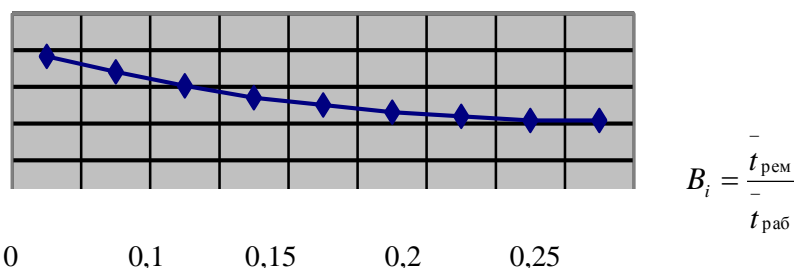


Рисунок 1. Влияние величины средней удельной длительности простоев B_i лимитирующей позиции на коэффициент технического использования η

Коэффициент технического использования зависит от емкости межпозиционных накопителей заделов. Полученная зависимость $\eta = f(Z)$ (рисунок 2) позволяет сделать вывод, что между позициями достаточно иметь расстояние для четырех-пяти спутников, так как дальнейшее увеличение задела не приведет к повышению производительности. Расстояние между позициями принято $L=4$ м и определяется конструктивно.

η

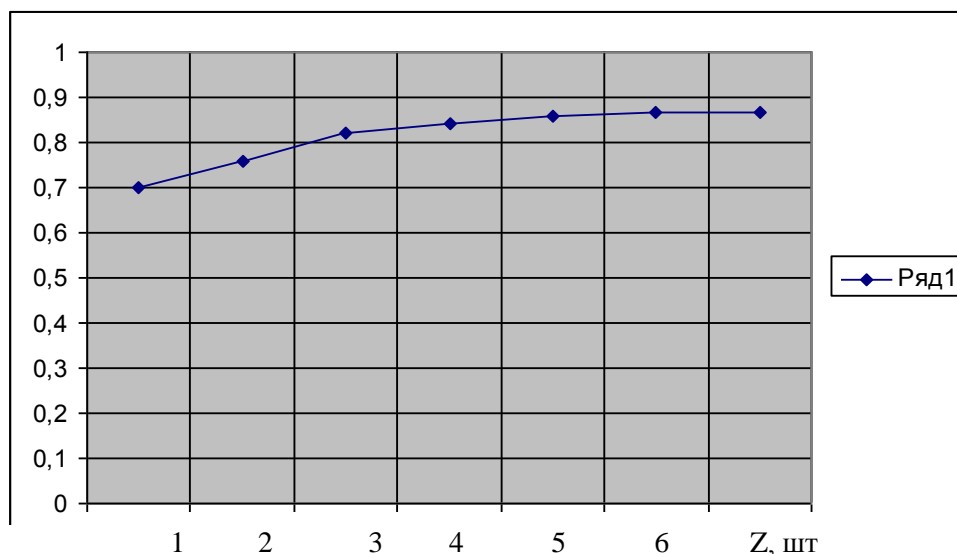


Рисунок 2. Зависимость коэффициента технического использования η несинхронной автоматической линии от емкости межпозиционного накопителя Z

В случае опустошения накопителей между позициями время простоя позиции увеличивается на время перемещения спутника от предшествующей позиции к последующей,

рассчитываемое как $\frac{L}{V}$, где V - скорость перемещения спутников. Если скорость перемещения спутников не обеспечивает своевременной подачи изделия на позицию, то происходит снижение величины коэффициента технического использования η . Исследования производительности действующих сборочных линий показало, что скорость перемещения спутников на них часто является заниженной. Моделирование дало возможность установить, что скорость перемещения спутников на проектируемой линии не должна быть ниже 12 м/мин. При такой скорости практически полностью исключается ее влияние на производительность линии.

С помощью моделирования можно оценить влияние параметрических отказов на производительность сборочной линии (рисунок 3). На всех одиннадцати позициях заданы в качестве исходных данных для сопрягаемых деталей математические ожидания, средние квадратичные отклонения диаметров, нижние и верхние границы допусков на зазор. На пяти позициях производится напрессовка шестрен на промежуточный вал. При крупносерийном и массовом производстве, отличающихся стабильностью процесса, рассеяние размеров сопрягаемых отверстия и вала не превышают $\pm 3\sigma$ от среднего значения совокупности.

Условие собираемости двух деталей соединения выражено величиной: $n_T = (S_{\max} - S_{\min}) / (6\sigma_O + 6\sigma_B)$, то есть отношением допуска зазора $(S_{\max} - S_{\min})$ к удвоенной погрешности относительного положения центров отверстия и вала при выбранной схеме базирования $(\Delta = 6\sigma_O + 6\sigma_B)$, где σ_O и σ_B - средние квадратичные отклонения параметров отверстия и вала.

η

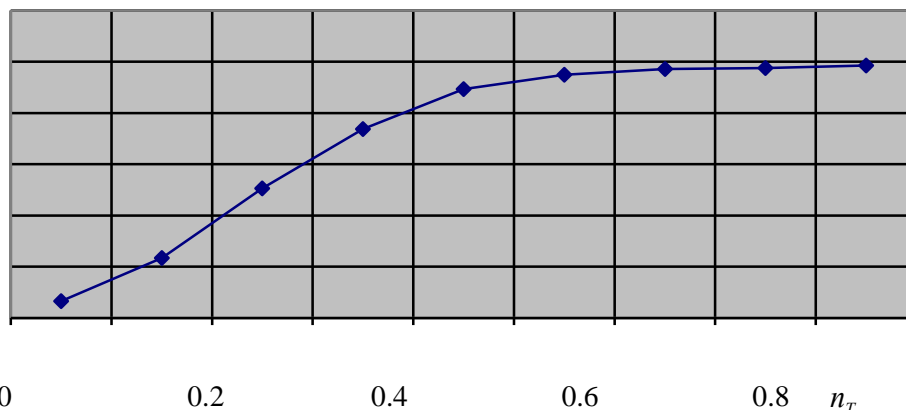


Рисунок 3. Влияние точности собираемых изделий на производительность линии

На рисунке 3 представлены результаты моделирования, проведенного с целью определения коэффициента технического использования η в зависимости от величины коэффициента собираемости n_T , который показывает, что с уменьшением n_T уменьшается η . Изменение n_T от 1 до 0,5 дает изменение η всего на 10%, поэтому желательно для эффективного использования линии обеспечивать точность сопрягаемых деталей, необходимую для получения n_T от 0,5 до 1.

Разработанная программа моделирования работы гибких сборочных автоматизированных линий дает возможность путем изменения вариантов задачи выбрать количество позиций и тип связей между позициями линии сборки (жесткая, гибкая, комбинированная), определить концентрацию сборочных механизмов на каждой позиции, расположение заделов и их объемы, общее количество спутников, скорость их перемещения, компоновочные размеры линии и т.д. С использованием статистических данных о точности поступающих на сборку деталей возможно установить величину коэффициента технического использования η с учетом не только функциональных отказов, но и технологической и структурной надежности.

ТРЕХМЕРНОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ ГИНЕЛЯ 3-DIMENSIONAL AND MATHEMATICAL MODELING OF GINEL'S ENGINE

Е.Э. Ильина – студент, З.В. Зарубин
ФГБОУ ВПО ИГЭУ им. В.И. Ленина

Abstract. There is a number of materials which when heating after preliminary deformation show the return phenomenon to an initial form. Such alloys possess the property allowing them to show a peculiar memory. The effect found practical application and created a new class of the alloys having the effect of shape memory (ESM). In 1962 an alloy from a nickel and titanium with ESM was developed. Object of research in this work is Ginel's engine. In the engine springs with ESM from an alloy Nitinol with temperature transition of 45 °C are used. The equation of the movement of model is considered. Obtaining schedules of dependence of angular speed and an angle of rotation from time is result of work.

Одно из базовых восприятий людьми явлений внешнего мира – это стойкость и надежность металлических изделий и конструкций, стабильно сохраняющих свою функциональную форму продолжительное время. Однако, существует ряд материалов, которые при нагреве после предварительной деформации демонстрируют явление возврата к первоначальной форме. Эти сплавы обладают свойством, позволяющим им проявлять своеобразную память. Этот эффект нашел практическое применение и создал новый класс сплавов, обладающих эффектом памяти формы (ЭПФ).

Эффект памяти формы характеризуется двумя основными параметрами: маркой сплава со строго выдержанным химическим составом и температурами мартенситных превращений.

В 1962 году был разработан сплав из никелида титана с ЭПФ. Принятое за рубежом название – «Нитинол» – происходит от аббревиатуры NiTiNOL, где NOL – сокращенное название Лаборатории морской артиллерии США, в которой материал был разработан. Данный элемент может исполнять функции как датчика, так и исполнительного механизма.

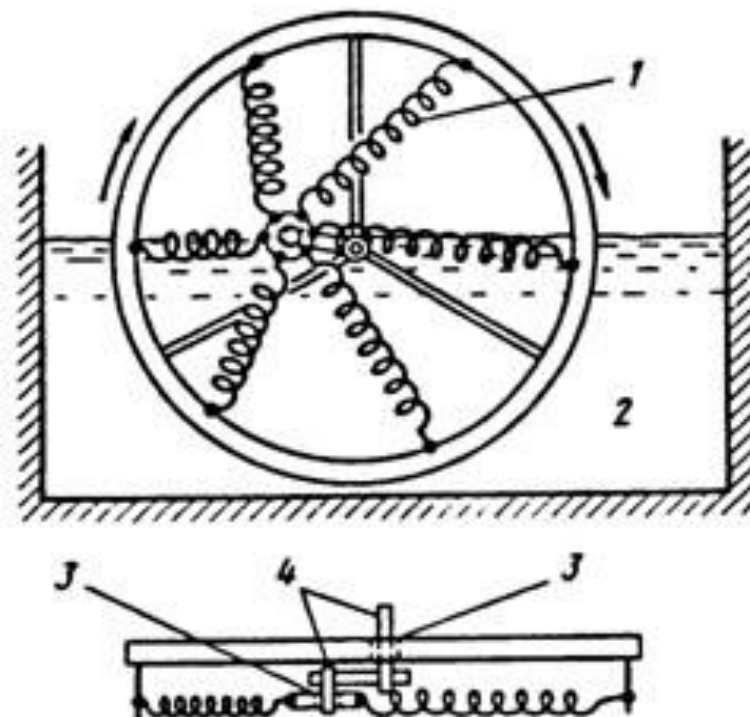


Рис.1. Двигатель Гинеля

Объектом исследования в данной работе является двигатель Гинеля с кривошипно-шатунным механизмом (рис.1). В двигателе используются пружины с ЭПФ из сплава Нитинол (эквипотенциальный сплав, то есть состоящий в приблизительно равных долях из Никеля (55%) и Титана (45%)) с температурным переходом 45°C.

Кинематическая модель двигателя Гинеля в системе Mathcad (рис.2).

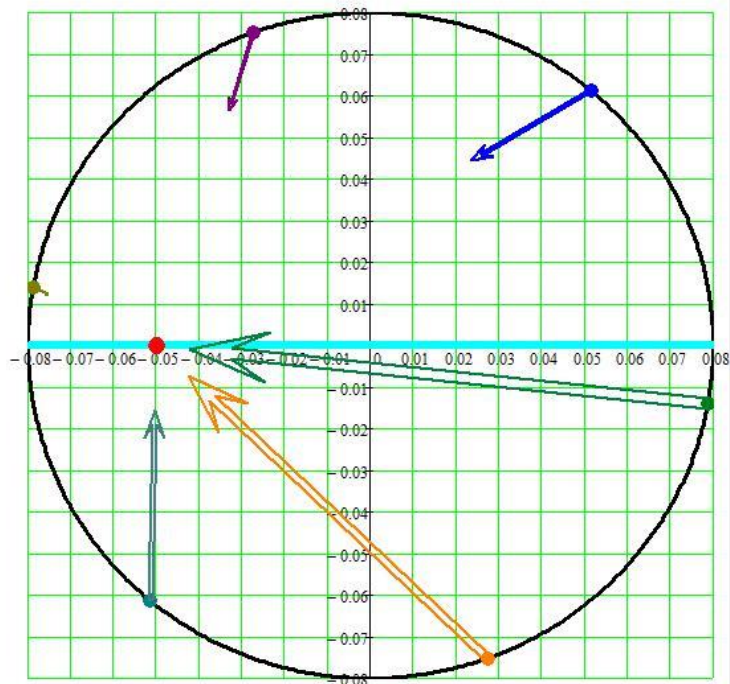


Рис.2. Кинематическая модель двигателя

Рассмотрим уравнение движения модели.

Уравнение имеет вид:

$$J \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M(\varphi) - K \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \text{ где:}$$

K – коэффициент сопротивления воды ($\frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{с}}$); J – момент инерции данной модели ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$); φ – угол вращения, зависящий от времени t (рад); $M(\varphi)$ – крутящий момент, зависящий от угла поворота (Н·м); $\dot{\varphi}$ – угловая скорость (первая производная угла вращения по времени) (рад/с); $\ddot{\varphi}$ – угловое ускорение (вторая производная угла вращения по времени) (рад/с²).

Данное уравнение решается методом Рунге- Кутта.[3] Метод Рунге- Кутта можно использовать только для работы с дифференциальными уравнениями первого порядка, поэтому понижаем порядок данного нам уравнения методом замены переменных:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \psi \quad (1)$$

Уравнение принимает вид:

$$J \cdot \frac{d\psi}{dt} = M(\varphi) - K \cdot \psi \quad (2)$$

Для исключения времени поделим (2) на (1) и на J :

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{M(\varphi)}{J \cdot \psi} - \frac{K}{J} \quad (3)$$

Имеем уравнение первого порядка для функции $f(\varphi, \psi)$.

Для нахождения более точного решения выбираем четырехшаговый метод Рунге- Кутта:

$$\psi_{i+1} = \psi_i + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4), \text{ где:}$$

$k_{1i} = h \cdot f(\varphi_i, \psi_i)$ – первая точность, считаемая в данной точке;

$k_{1i} = h \cdot f(\varphi_i + \frac{h}{2}, \psi_i + \frac{k_1}{2})$ – вторая точность, считаемая с отступом в полшага от данной точки;

$k_{1i} = h \cdot f(\varphi_i + \frac{h}{2}, \psi_i + \frac{k_2}{2})$ – третья точность, считаемая с отступом в полшага от данной точки;

$k_{1i} = h \cdot f(\varphi_i + h, \psi_i + k_3)$ – четвертая точность, считаемая с отступом в шаг от данной точки.

Шаг для данного расчета выбран: $h = \frac{\pi}{24} = 0.131$

Для решения уравнения необходимо задать начальные условия задачи Коши:

$$\varphi_0 = 0; \psi(\varphi_0) = \psi_0.$$

Результат вычислений выводим на экран в виде графика зависимости угла поворота и угловой скорости от времени (рис. 3)

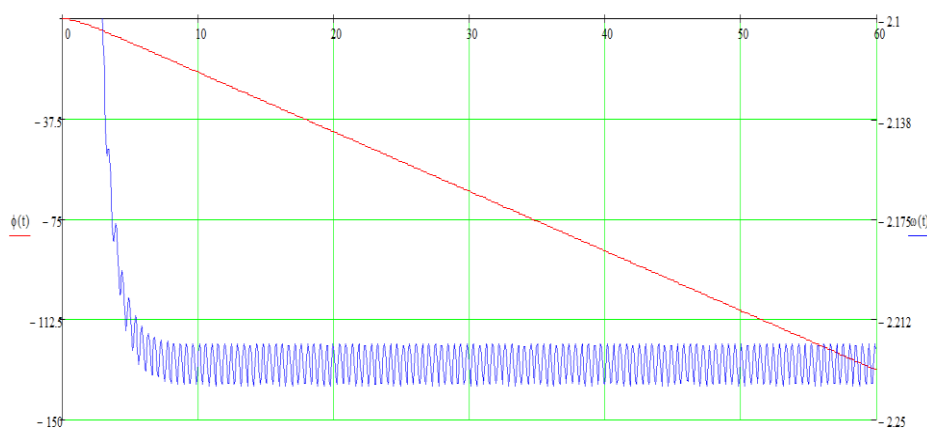


Рис.3. График зависимости

Литература

1. Ильина, Е.Э. Энергия-2013. Сплавы с эффектом памяти формы / Е.Э. Ильина, Е.С. Шильцев; ИГЭУ.– Иваново, 2013.- с. 180-182
2. Зарубин, З.В. Деформационные расчеты материалов с эффектом памяти формы. / З.В. Зарубин, М.А.Ноздрин: ИГЭУ.- Иваново,2012
3. Самарский, А.А. Введение в численные методы./ А.А. Самарский.- СПб.: Машиностроение, 2005. – с.176-183

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ПЕШЕХОДНЫХ ПЕРЕХОДАХ С ПОМОЩЬЮ ИННОВАЦИОННЫХ ИСКУССТВЕННЫХ НЕРОВНОСТЕЙ

THE IMPROVEMENT OF THE PEDESTRIAN CROSSINGS PASSING SAFETY WITH THE HELP OF INNOVATIVE SPEED HUMPS

А.Н. Исаев – студ., С.В. Ганзин – к.т.н., доц.,

Д.С. Гайдуков – студ., Д.О. Ключанов – студ.

Волгоградский государственный технический университет

Abstract. In this article the complex solution of the problem of safety at crosswalks by means of installation of innovative humps which change the height depending on car speed is proposed. Besides, crosswalks are equipped with the motion sensors including the warning lighting in the presence of pedestrians.

Проблема обеспечения безопасности дорожного движения в России приобрела особую остроту и значимость в начале XXI века, в связи с несоответствием дорожно-транспортной инфраструктуры потребностям общества и государства в безопасном дорожном движении, что усугубляется крайне низкой дисциплиной участников дорожного движения.

Согласно официальной статистике, за 2013 год в России зафиксировано 204 068 ДТП, в которых погибли 27 025 человек и были ранены 258 437.

Основными видами дорожно-транспортных происшествий в России являются наезды на пешеходов (62 647 происшествий). В результате таких ДТП пострадало – 7 798 человек. Значительная часть наездов на пешеходов происходит по вине водителей и имеет тяжкие последствия.

Основными причинами совершения подобных ДТП являются:

- превышение водителями установленной скорости движения;
- ограниченная видимость пешеходного перехода в темное время суток;
- отсутствие у пешеходных переходов элементов активной безопасности для принудительного снижения скорости движения автомобилей при подъезде к пешеходному переходу.

По статистике 2013 г. наезды на пешеходов в тёмное время суток составляют 32,5 % всех ДТП, что превышает дневной показатель примерно на 10 %, а риск получить смертельные травмы в тёмное время для пешеходов повышается в несколько раз.

Существуют разные способы повышения безопасности движения на пешеходных переходах. Сюда можно отнести и оповещение водителей о наличии пешеходов на пешеходном переходе [1].

Установка существующих дорожных знаков, особенно в местах, где отсутствует освещение, не всегда оказывает дисциплинирующее воздействие на водителей и поэтому нужны другие, более эффективные средства, которые потребуют дополнительных инвестиций и комплексного подхода.

Установка существующих дорожных знаков, особенно в местах, где отсутствует освещение, не всегда оказывает дисциплинирующее воздействие на водителей и поэтому нужны другие, более эффективные средства, которые потребуют дополнительных инвестиций и комплексного подхода.

Решение данной проблемы возможно с использованием комплексного подхода, где наряду с традиционными техническими средствами организации дорожного движения (знаки, разметка освещение и т. п.) предлагается использовать искусственные неровности динамического типа. Данное устройство размещается за 40-50 м до пешеходного перехода, при этом, поперечный профиль которой имеет вид трапеции, большее основание которой расположено на поверхности дороги, а большая боковая сторона выполнена для наезда на нее движущегося в прямом направлении транспортного средства. Неровность имеет прорезиненное покрытие, тем самым обеспечивается возможность плавного наезда на нее транспортного средства (рисунок 1).

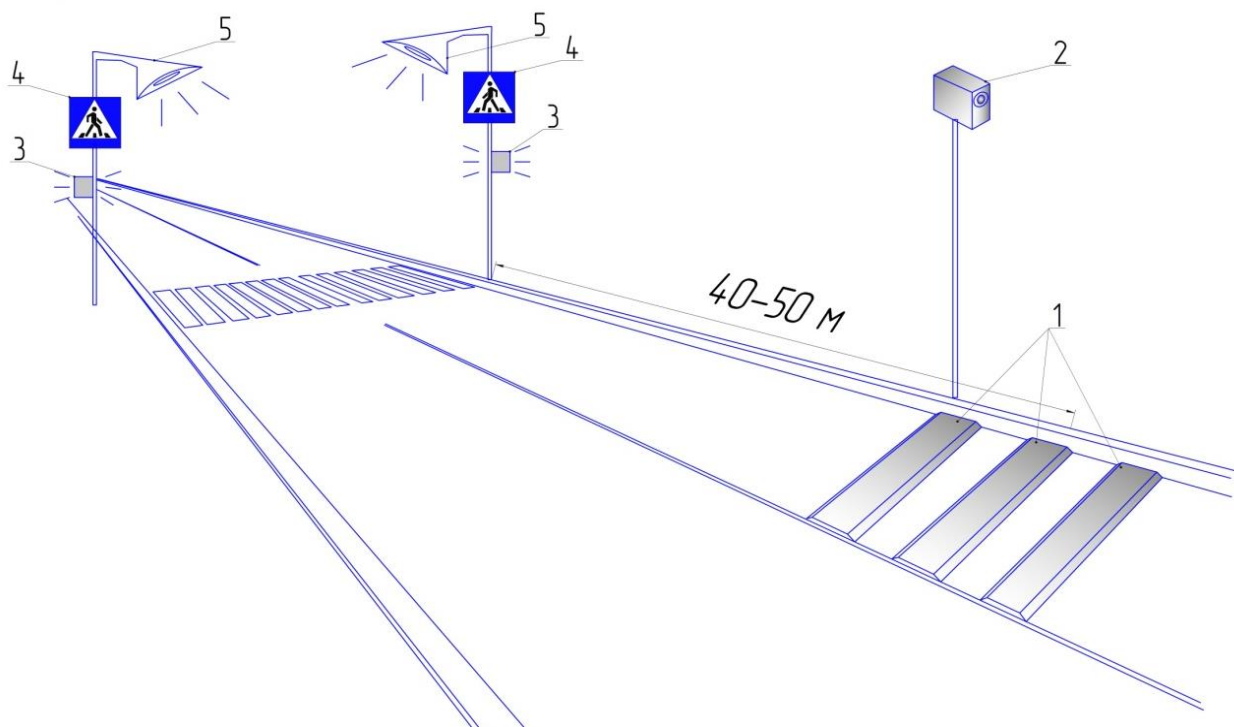


Рис.1. Общая схема установки комплексного пешеходного перехода: 1 – инновационные искусственные неровности; 2 – измеритель скорости; 3 – датчик движения; 4 – интерактивный цифровой знак «Пешеходный переход»; 5 – фонарь освещения.

Соответственно, на ближней границе первой неровности устанавливается знак 5.20 «Искусственная неровность» и за 150 м до неровности устанавливается знак 3.24 «Ограничение максимальной скорости» со значением 40 км/ч.

При выполнении требования знака «Ограничение максимальной скорости», выдвижные стопоры примут крайние положения и при переезде через искусственную неровность, за счет массы автомобиля будут возникать возвратно-поступательные движения платформы. Вследствие этого будет происходить выработка электрической энергии, которая накапливается в течении дня в аккумуляторных батареях (рисунок 2).

Преимущество данной конструкции заключается в том, что данный механизм будет работать автономно. Выработанная и накопленная энергия будет расходоваться на действия необходимые для функционирования инновационных искусственных неровностей и освещения пешеходного перехода.

В случае, если водитель проигнорирует требования знака «Ограничение максимальной скорости», выдвижные стопоры примут ближние положения и при переезде через искусственную неровность платформа не изменит своего положения, вследствие чего водитель получит толчки колес автомобиля (рисунок 2).

Пешеходный переход выполнен и оборудован таким образом, что бы снизить вероятность наезда автомобилей на человека в зоне пешеходного перехода.

Целью данного обустройства перехода является: повышение информативности пешеходного перехода, увеличение концентрации внимания водителя при наличии пешеходов в зоне пешеходного перехода. Для этого пешеходный переход содержит элементы сигнального освещения, датчик движения, источник питания, блок управления.

Датчик движения представляет собой устройство, способное на расстоянии фиксировать передвижение пешехода на подходе и непосредственно на нем, и передавать сигнал на блок управления для включения элементов сигнального освещения пешеходного перехода и интерактивного знака «Пешеходный переход».

Во время присутствия людей на подходе или на пешеходном переходе датчик движения передает информацию в блок управления и загорается освещение перехода

красного цвета. Красный цвет имеет наибольший спектральный диапазон (620-780 нм). Цветовая информация, имитирующая сигнал светофора, направленная в сторону приближающегося транспорта будет предупреждать водителей о возможной опасности и предотвращать наезд на пешеходов. Включение освещения зоны пешеходного перехода в момент присутствия пешехода в зоне пешеходного перехода обеспечивает снижение потребления электрической энергии.



Рис.2. Блок - схема работы искусственной неровности

Основная задача же искусственных неровностей - снижать скорость потока автомобилей, заставляя водителей пропускать пешеходов на наземных нерегулируемых переходах, а с учетом датчиков движения, освещение пешеходного перехода будет включаться только при подходе или присутствии пешеходов, что будет акцентировать внимание водителя. Благодаря инновационному предложению усовершенствования искусственных неровностей появится возможность освещать пешеходные переходы без лишних затрат на электроэнергию и в местах, где подвод электричества затруднен или нерентабелен.

Таким образом, предложенное техническое решение обеспечивает безопасность как пешеходов при пересечении им зоны пешеходного перехода, так и водителя, оповещая его на расстоянии о наличии пешехода, предоставляя время для принятия необходимых действий для пропуска пешеходов через пешеходный переход.

Литература

1. Патент РФ № 2506368, МПК E 01 F 9/00. Способ оповещения водителей о наличии пешехода на пешеходном переходе / Кузнецов Н. А.; заявл. 04.05.2012; опубл. 10.02.2014.
2. Госавтоинспекция МВД России: [Электронный ресурс]. 2007–2014. URL: <http://www.gibdd.ru>. (Дата обращения: 18.09.2014).

СТЕНД ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ *THE STAND FOR CONTROL OF THE INHALING OF THREADED CONNECTIONS*

В.В.Каримова – студент, **Г.В.Шуваев** – к.т.н., доц.
ФГБОУ ВПО Самарский государственный технический университет

Abstract. In article methods of an assessment of quality of an inhaling of threaded connections on a torque, an angle of rotation and lengthening are considered. The technology of assembly of threaded connections with imposing of ultrasound is given.

Одним из наиболее распространенных в машиностроении видов соединений являются резьбовые соединения, эти соединения относятся к ответственным, определяющим прочность, надежность и безопасность всей конструкции, обеспечивающие возможность разборки и вторичной сборки изделия без повреждения сопрягаемых поверхностей деталей. В машиностроительном производстве доля резьбовых соединений составляет 20...35% от всех собираемых узлов, в автомобилестроении используется около 5000 резьбовых соединений, а в авиастроении 100000. Поэтому к качеству затяжки резьбовых соединений предъявляются повышенные требования из за возможного преждевременного усталостного разрушения или само отвинчивания в процессе эксплуатации

К преимуществам резьбовых соединений, в первую очередь, относятся: 1) высокая технологичность (соединение выполняется легко и быстро); 2) взаимозаменяемость (детали креплений: болты, гайки, шпильки, всегда можно заменить новыми); 3) универсальность применения (с помощью болта и гайки возможно соединение самых различных деталей, вне зависимости от размеров, материала изготовления, назначения); 4) высокая надежность соединения (резьбовые соединения выдерживают самые высокие нагрузки).

Недостатки резьбовых соединений: 1) концентрируют напряжения в отверстиях под соединения; 2) возможность самоотвинчивания под воздействием переменных нагрузок; 4) необходимость в использовании

Многие вопросы по обеспечению надежности резьбовых соединений, возможно решить еще на стадии сборки за счет более тщательного выполнения этапов технологической подготовки и непосредственного выполнения сборочных операций. В частности, обеспечение качества сборки (затяжки) резьбового соединения за счет уменьшения разброса контролируемого параметра также будет способствовать снижению явления ослабления[1].

Одним из решений проблемы качества резьбосборочных операций является более эффективное использование средств контроля и диагностирования на стадии подготовки резьбосборочных операций.

При сборочных операциях для контроля качества резьбовых соединений чаще всего применяют средства, в основу которых заложен принцип измерений прикладываемого крутящего момента: это динамометрические и предельные ключи, резьбовые динамометры и т.д. Однако их технологические возможности недостаточны для оценки всей "картины" физики процесса нагружения резьбовых соединений[1].

Одним из перспективных направлений сборочных работ является сборка с контролем параметров резьбовых соединений: по моменту, углу поворота испытываемого болта и удлинению в условиях ультразвуковых воздействий. Введение в зону сопряжения дополнительных ультразвуковых колебаний оказывает существенное влияние, как на сам технологический процесс сборки, так и на формируемые параметры качества соединений. Одновременное воздействие ультразвуковых волн и статических нагрузок способствует увеличению производительности и снижению энергоемкости процесса[2].

Принципиальной особенностью ультразвуковой сборки (УС) является то, что на

обычную кинематическую схему процессов накладываются дополнительные колебания соединяемых деталей в направлении одной из координатных осей x , y или z . Наложение вибраций сопровождается уменьшением нагрузок на технологическое оборудование и снижением энергозатрат без ухудшения несущей способности соединения. Кроме того, вибрации приводят к изменению как физико-механических свойств, так и микрогеометрии деталей.[2]

Наиболее достоверные результаты получают при учете одновременно всех параметров затяжки резьбовых соединений.

Для этого пригодны конструкции контрольно-диагностических стендов, позволяющие проследить одновременно все используемые при затяжке резьбовых соединений параметры, а так же установить временную взаимосвязь между ними.

Стенд для контроля резьбовых соединений состоит из следующих измерительных модулей: датчик момента, угла поворота, удлинения (перемещения) и датчик вибрации. (Рис.1.)

Датчик удлинения 1 выполняет следующую работу. Если болт удлиняется, то под действием силы, он двигает подвижный упор 2 сжимая пружину 3, которая упирается в датчик 1. Удлинение мы рассчитываем как разность начального и конечного положения.

Датчик вибраций 4 закреплен возле испытываемого болта, колебания прошедшие через соединение воспринимаются датчиком и преобразуются в электрический сигнал, который поступает на вход аналого-цифрового преобразователя и после преобразования подается на вход персонального компьютера (ПК).

Датчик угла поворота 6 испытываемого болта 5 при вращении последнего вокруг оси фиксируется как разность конечного и начального положения зубчатого колеса 6 датчиком (в количестве импульсов) и передается на цифровое табло тахометра или через усилитель поступает на показывающий прибор.

Момент на торце M_T испытываемого болта 5 возникает от взаимодействия опорной головки последнего и сменной втулки 8, передается через корончатую втулку 9, кронштейны на упругие элементы 10, которые изгибаются и формируют сигнал рассогласования с мостовой схемой тензодатчиков 11.

Момент в резьбовой части сопряжения M_R при затяжке возникает от взаимодействия резьбовых поверхностей испытываемого болта 5 и гайки 12, через вторую корончатую втулку 13 передается через кронштейны на упругие пластины 14, которые изгибаются и формируют сигнал рассогласования с мостовой схемой тензодатчиков 15.

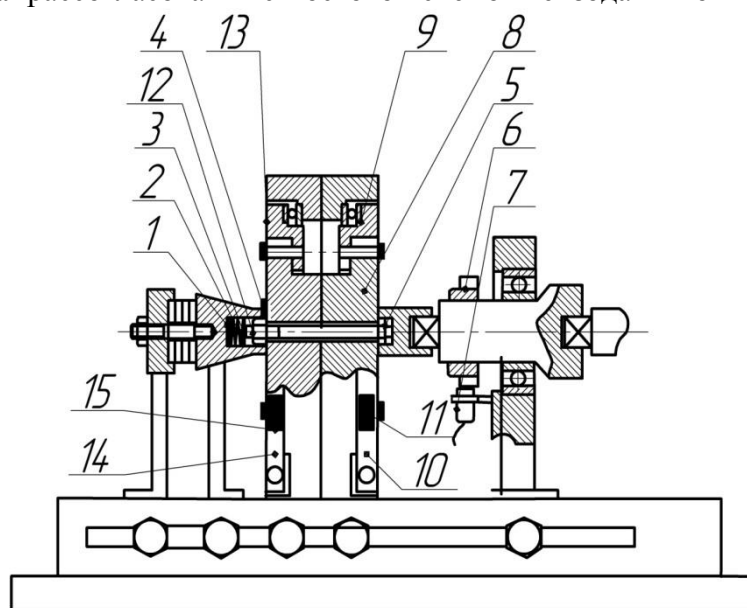


Рис.1. Стенд для контроля резьбовых соединений

Сигналы с этих датчиков поступают на мультиплексор, который в свою очередь передает собранную информацию на вход аналого-цифрового преобразователя. В итоге аналоговый сигнал преобразуется в дискретный код и попадает на компьютер, где мы можем сравнить полученные значения с эталонными и сделать вывод о качестве затяжки резьбового соединения.

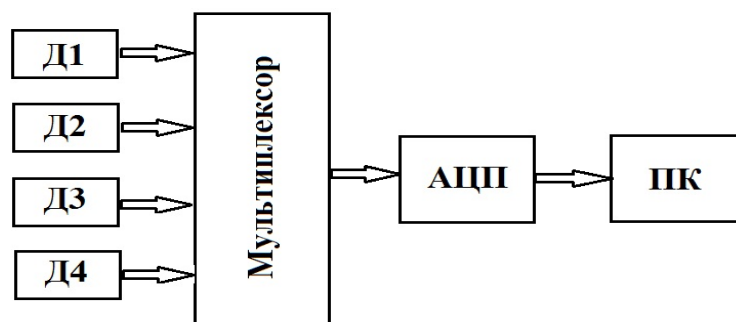


Рис.2. ИИС стенда для контроля резьбовых соединений

Вывод

Применение подобных диагностических стендов позволяет повысить качество выполнения операций сборки резьбовых соединений за счет контроля позволяющего проследить одновременно за всеми используемыми при затяжке резьбовых соединений параметрами.

Литература

1. Ланциков А.В. Селиверстов А.А. Диагностическое обеспечение операций сборки резьбовых соединений. Сборка в машиностроении, приборостроении, №4, 2010. с 43
2. Патент РФ №2319603 Способ ультразвуковой сборки резьбовых соединений/ Шуваев В.Г. Шуваев И.В. Опубл. 20.03.2008.
3. Патент РФ №2337336 Контрольно-диагностический стенд/ ГОУ ВПО Пензенская государственная технологическая академия

**ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПРИ ВНЕДРЕНИИ
СИСТЕМЫ СБАЛАНСИРОВАННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
INTRODUCTION OF A BALANCED SCORECARD WILL IMPROVE SAFETY
ON RUSSIAN RAILWAYS**

Е.Ф.Карпова – магистрант

Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

Abstract. Introduction of a balanced scorecard in Russian railways enterprises will help to evaluate staff skills, and also will improve safety of Russian Railways.

Аннотация. Внедрение системы сбалансированных показателей на предприятии железнодорожного транспорта позволяет не только оценивать эффективность работы отдельных сотрудников, но и помогает повысить безопасность движения поездов в целом.

Как известно, безопасность движения поездов – одна из важнейших задач ОАО «РЖД». В 2013 году было создано и утверждено Руководство по созданию менеджмента безопасности движения в ОАО «РЖД». Это Руководство представляет собой один из базовых организационных документов ОАО «РЖД» в области создания и поддержания функционирования системы менеджмента безопасности движения (СМБД), в соответствии с которым СМБД или ее элементы должны создаваться, вводиться в действие и функционировать во всех филиалах и структурных подразделениях ОАО «РЖД».

Руководство содержит список процедур, которые должны быть проведены в структурных подразделениях. Одной из процедур является разработка, ввод в действие и ведение системы стандартов в области учета регистрируемой информации а также разработка, ввод в действие и ведение документации СМБД.

В рамках данной процедуры, в Путьевой машинной станции – структурном подразделении Московской дирекции инфраструктуры в июле 2014 года было утверждено Положение о книге замечаний машинистов. Данное Положение распространяется на бригады специального самоходного подвижного состава (ССПС). В состав бригад входят машинисты автотомтрис, мотовозов, водители дрезин (включая помощников), которые осуществляют работу на таких путевых машинах как: АДМ-1С (универсальная машина, способная выполнять весь комплекс работ по строительству и обслуживанию контактной сети); 1АДМ-1.5Б (используется для установки опор контактной сети); МПТ-4 и МПТ-6 (предназначены для погрузки, выгрузки и перевозки грузов на собственной платформе); АГМУ (представляет собой самоходный экипаж общего назначения) и других путевых машинах.

В Московской дирекции инфраструктуры – структурном подразделении Центральной дирекции инфраструктуры – филиала ОАО «РЖД» для общего улучшения работы структурных подразделений, а также для усиления мотивации сотрудников внедряется система сбалансированных показателей.

При организации работы с книгой замечаний машинистов используется Информационно-аналитическая система «Замечания машинистов» (АСУ ЗМ), при помощи которой осуществляется круглосуточная передача информации, в адрес причастных руководителей структурных подразделений с указанием даты и времени передачи.

Положение о книге замечаний машинистов предусматривает дополнительное премирование в размере 20% месячной тарифной ставки работникам, выявившим более 10 нарушений безопасности движения поездов. Стимулирование бригад ССПС производится ежемесячно, за истекший период.

Таким образом, данное Положение является элементом дополнительной мотивации работников, позволяет оценивать работу отдельных бригад и отдельных сотрудников и одновременно повышает безопасность движения поездов за счет выявления серьезных нарушений, которые могут представлять угрозу для жизни людей и работы железнодорожного транспорта.

В ОАО «РЖД» активно используется инновационная Корпоративная автоматизированная система контроля знаний работников (КАСКОР), назначением которой является автоматизация процесса проверки знаний работников ОАО «РЖД», связанных с обеспечением безопасности движения поездов, позволяющая получить объективные оценки возможности самостоятельной трудовой деятельности работников в соответствующих должностях (профессиях) и создающая основу для корректировок планов обучения кадрового состава на базе отчетов по анализу уровня знаний проверяемых работников.

На данный момент инновационная система КАСКОР внедрена на Октябрьской железной дороге. В дальнейшем планируется расширение внедрения КАСКОР для ведущих должностей (профессий) работников основных хозяйств: локомотивного, пути и сооружений, движения, электрификации и электроснабжения, автоматики и телемеханики, вагонного с последующим тиражированием и масштабированием на всю сеть ОАО «РЖД». На Московской железной дороге ведущими должностями хозяйства пути являются должности, входящие в состав бригад ССПС: машинисты автомотрис, мотовозов, водители дрезин (включая помощников). Основным минимум знаний и навыков, которыми должны владеть работники соответствующих профессий, прописаны в Едином тарифно-квалификационном справочнике (ЕТКС). Эти навыки и знания можно взять за основу для составления программы проверки знаний машинистов автомотрис.

Система КАСКОР позволит оценить профессиональные знания работников и выявить «узкие» места. На основании оценки этих знаний будет возможно разрабатывать программы мероприятий по дальнейшему обучению работников, а так же по расширению знаний сотрудников о процессах компании. Таким образом, в структурных подразделениях Московской дирекции инфраструктуры рабочие будут лучше знать все свои обязанности, смогут сами оценить уровень своей профессиональной подготовки, и будут чувствовать персональную ответственность за выполняемую работу. Создание условий включенности всего персонала в достижение целей и понимание того, что и зачем они делают, является неотъемлемой задачей внедрения системы сбалансированных показателей.

Также, система КАСКОР позволит полностью автоматизировать процесс проверки знаний. А автоматизация всех процессов является одной из важных задач перспективы «бизнес-процессов».

Система КАСКОР используется для оценки знаний работников, чья работа непосредственно связана с обеспечением безопасности движения поездов, однако было бы целесообразно разработать подобную систему для оценки и контроля знаний руководителей, специалистов и служащих аппарата управления, чья работа не связано непосредственно с обеспечением движения поездов.

Таким образом, внедрение системы КАСКОР в рамках разработки системы сбалансированных показателей позволяет повысить уровень профессиональных знаний работников, что в свою очередь способствует уменьшению случаев нарушения безопасности движения поездов.

Литература

1. Концепция единой технической политики ОАО «РЖД» от 18 июля 2009.
2. «Прикладные информационные системы управления надежностью, безопасностью, рисками и ресурсами на железнодорожном транспорте» Замышляев А.М., Москва – 2013 г.
3. Руководство по созданию системы менеджмента безопасности движения в Холдинге «ОАО» РЖД
4. «Сбалансированная система показателей. От стратегии к действию» Р.С.Каплан, Д.П.Нортон, - 2003 г.
5. «Процессный подход в управлении качеством» Скрипко Л.Е., - 2011.
6. Положение «О книге замечаний машинистов» утвержденное приказом железной дороги № МОСК-1.
7. Единый тарифно-квалификационный справочник работ и профессий рабочих. Выпуск №52,56.

РАЗРАБОТКА НАМОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ПАКОВОК С УПРАВЛЯЕМОЙ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРОЙ

DEVELOPMENT OF THE WINDING MECHANISM FOR THE FORMATION OF FORGINGS WITH A CONTROLLED VARIABLE STRUCTURE

В.А.Колесников - студент, **Н.В.Рокотов** - к.т.н., доц.,

К.И.Молчанов - к.т.н., доц., **А.В.Марковец** - д.т.н.

Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна

Abstract. The paper describes the developed mechanism for obtaining forgings with controlled variable structure. The design is a mechanism built into the kinematic chain between the traverse and spindle babinoderzhatelya differential mechanism receives control the movement of the extra drive. The proposed scheme allows the mechanism to implement the so-called step-precision winding, allow you to combine the advantages of precision and friction winding.

Технологический процесс наматывания широко применяется в различных отраслях промышленности. Исторически, наиболее широко наматывание используется в текстильной промышленности [1]. В последнее время оно нашло широкое применение и в других областях, являясь при этом важнейшим технологическим процессом производства различных изделий. Например, с помощью наматывания производят топливные баки и корпуса летательных средств [2], электротехнические обмотки, сетчатые трубы [3], фильтры, осуществляют армирование конструкций. При этом в отличие от текстильной промышленности, где процесс наматывания носит вспомогательный характер, во многих областях намоточные изделия представляют собой законченный продукт или элемент готовой продукции. Каждая из предметных областей предъявляет свои требования к намоточному изделию. Качество наматываемых паковок во многом зависит от структуры, которая, в свою очередь, определяется взаимным расположением нитей друг относительно друга, зависящим от кинематических и геометрических параметров намотки.

Существуют два основных способа наматывания цилиндрических паковок с прямыми торцами [1]: фрикционный и бесфрикционный. При фрикционной намотке, шпиндель с паковкой вращаются от фрикционного цилиндра. Передаточное отношение между частотой возвратно-поступательного движения нитераскладчика и частотой вращения шпинделя с паковкой (winding ratio) изменяется с ростом диаметра паковки (рис.1) проходя за цикл наматывания непрерывный интервал передаточных отношений. Таким образом, в теле паковки образуются различные структуры, в том числе сотовая ленточная и жгутовая. Это обстоятельство приводит к тому, что при сматывании нити с паковки на соответствующих диаметрах возникает, как правило, повышенная обрывность нити. Влияние структуры, то есть взаимного расположения витков на свойства паковки, рассматривалось многими авторами применительно к различным отраслям промышленности. В текстильной промышленности на способность к разматыванию и равномерность крашения, для композиционных материалов на прочность и виброустойчивость конструкций, в фильтровальной технике на фильтрующую способность фильтровального слоя.

Фрикционный способ

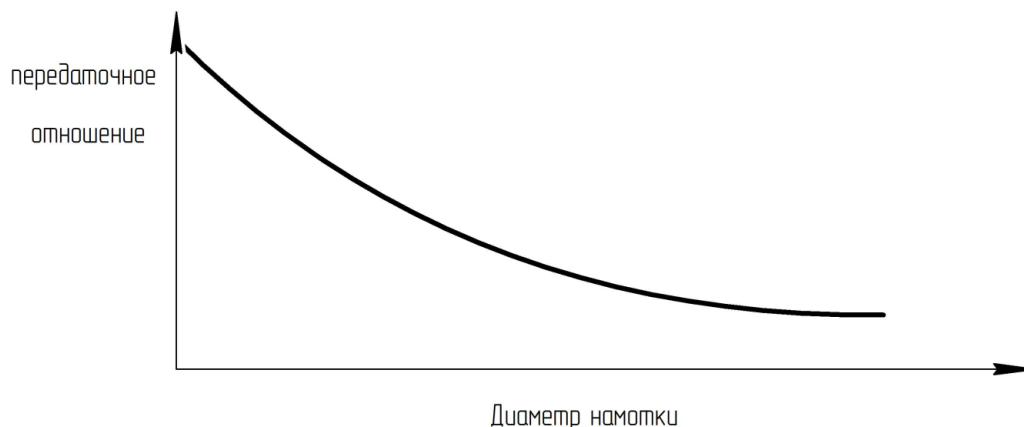


Рис.1. Фрикционный способ

При бесфрикционном способе намотки, передаточное отношение между частотой возвратно-поступательного движения нитераскладчика и частотой вращения шпинделя с паковкой поддерживается постоянно в течение цикла намотки. Это осуществляет за счет механической связи (рис.2) или за счет системы управления отдельными приводами.

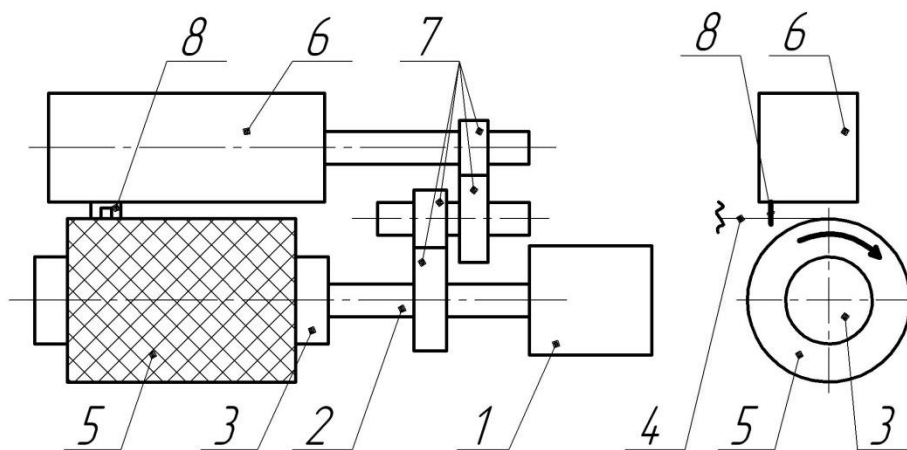


Рис.2. Схема намоточного устройства для наматывания бесфрикционным способом

На рисунке 2 представлен один из вариантов схем намоточных устройств, применяемых на практике. Механизм включает в себя двигатель 1, который вращает вал бобинодержателя 2. На вал 2 насажен без возможности проворота патрон 3, на который наматывается нить 4 для получения бобины 5. Раскладочное устройство 6 связано посредством зубчатых передач 7 с валом бобинодержателя 2. Раскладочное устройство 6 представляет собой цилиндрический кулачок с винтовой канавкой, в пазу которой движется лодочка, соединённая с нитеводителем 8.

Основной особенностью намотки бесфрикционным способом является постоянное передаточное отношение (рис.3) и как следствие уменьшение угла намотки. Это приводит к незначительному увеличению ширины паковки, образованию выгнутых торцов, склонности крайних витков к сваливанию и повышенной обрывности при разматывании.

Бесфрикционный способ

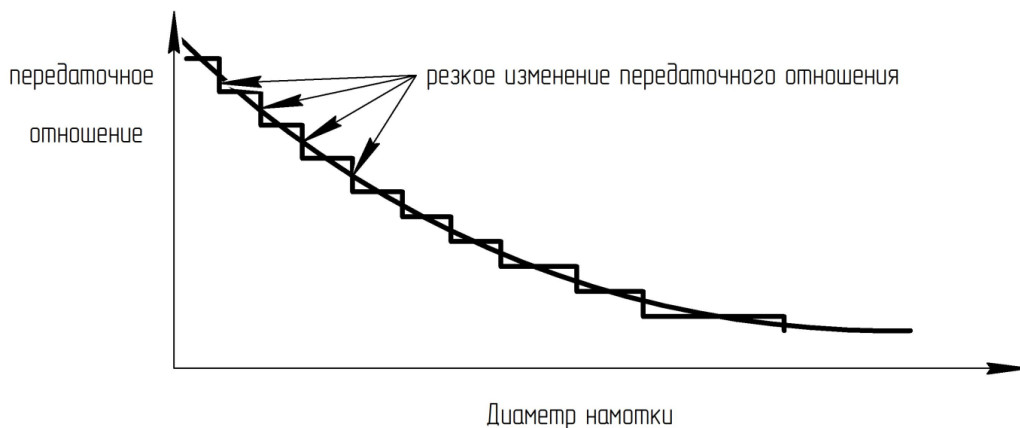


Диаметр намотки
Рис.3. Бесфрикционный способ

Альтернативой двум рассмотренным способам намотки, каждый из которых имеет свои достоинства и недостатки является метод ступенчатой прецизионной намотки.

Этот метод заключается в том, что прецизионная намотка осуществляется на коротком интервале времени, в течение которого угол остается в заданных пределах (рис.4). При достижении нижнего предела значения угла, происходит резкое изменение передаточного отношения (рис.5), приводящего к скачкообразному изменению угла наматывания до верхнего предела. После чего цикл прецизионной намотки повторяется.

Ступенчатый способ



Диаметр намотки
Рис.4. Ступенчатый способ

Ступенчатый способ



Диаметр намотки
Рис.5. Ступенчатый способ с углом

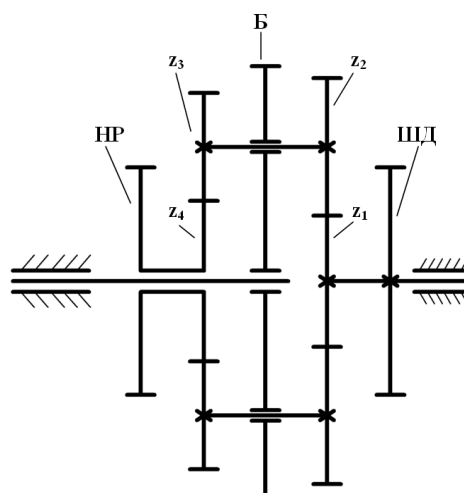
Исходя из анализа отмеченных способов намотки, может быть предложен механизм, позволяющий устранить недостатки фрикционного и бесфрикционного

способов за счет изменения передаточного отношения в процессе намотки. При изменении передаточного отношения получается так называемая ступенчатая намотка, что позволит нам объединить плюсы фрикционной и бесфрикционной намотки.

Для реализации ступенчатой намотки предлагается модернизированный приемно-намоточный механизм, конструкция которого представлена на рисунке 2. В кинематическую цепь был встроен дифференциальный редуктор с дополнительным приводом. Схема редуктора представлена на рисунке 6. В этом механизме Б — зубчатый шкив, получающий вращение от вала бобинодержателя. Он же является водилом и несёт на себе сателлиты z_2 и z_3 . Солнечное колесо z_1 жёстко связано с зубчатым колесом ШД, получающим вращение от шагового двигателя. В свою очередь, зубчатый шкив НР, передающий вращение нитераскладчику, жёстко связан с солнечным колесом z_4 .

Это конструктивное решение позволило реализовать ступенчатую прецизионную намотку.

Рис.6. Кинематическая схема дифференциального редуктора.



Использование в качестве приводов сервопривода или шагового двигателя с компьютерным управлением позволят программировать цикл намотки с возможностью быстрого изменения получаемых структур.

Литература

1. Матюшев И.И., Климов В.А., Мазин Л.С. и др. Высокоскоростные приёмно-намоточные механизмы для химических нитей / И.И. Матюшев. М.: Легпромбытиздат, 1991. 256 с.
2. Комков М.А., Тарасов В.А. Технология намотки композитных конструкций ракет и средств поражения: Учеб. пособ. М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2011. 431 с.
3. Мэттьюз Ф., Ролингс Р. Композиционные материалы. Механика и технология. М.: Техносфера, 2004. 408 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СВОЙСТВ СОЕДИНИТЕЛЬНОГО СЛОЯ ПРИ БОЛЬШОЙ СДВИГОВОЙ ДЕФОРМАЦИИ

DETERMINING THE PROPERTIES OF THE COMPOUND LAYER AT LARGE SHEAR DEFORMATION

Ю.П.Кучковский – студ., С.А.Типалин – к.т.н., доц., Н.Ф.Шпунькин – к.т.н., проф.
Университет Машиностроения (МАМИ)

Abstract. Accurate determination of material properties is one of the most urgent tasks for the reliable prediction of the behavior of the workpiece during deformation. This is particularly important when using composites.

To measure the properties of the laminated material with viscoelastic bonding layer with shear test, a scheme of plane deformation of the annular sample with torsion in the plane of the sheet. On the basis of the new technique have made experimental snap which had shear test. Experimental results show the characteristics of large shear strain viscoelastic layer in the samples.

В современном машиностроительном производстве все большее распространение получают многослойные композиционные листовые материалы. Некоторые материалы представляют собой сочетание металлических и полимерных слоев. Полимерные составляющие могут иметь различные свойства. В частности для получения листовых материалов обладающих шумо и вибропоглощающим эффектом применяют материалы имеющие упруговязкие свойства.

Подобные материалы материал способен выдерживать такую же нагрузку, как и обычный сплошной металл. В результате использование подобных материалов не увеличивает общий вес изделия, не ухудшает ее прочностные характеристики. Кроме этого нет необходимости применять к конструкции дополнительные операции позволяющие снижать шум или вибрации возникающие в процессе работы различных агрегатов.

В качестве примера использование подобных материалов можно привести детали, такие как картеры, кожухи, перегородки, капот автомобиля и др.

Технологические особенности деформирования подобных материалов вызывают существенные отличия в плане силовых составляющих и штампуемости материала. В результате деформации подобного материала может возникнуть сдвиг одного металлического слоя относительно другого [1-3]. Для выявления особенностей деформирования проведены испытания на сдвиг полимерной связующей прослойки.

В данном случае обычная схема определения силы сдвига не даёт полной картины, из-за возможных больших смещений слоев относительно друг друга. В результате наиболее целесообразно воспользоваться следующим способом определения свойств соединительного слоя материала на сдвиг [4,5]. Чтобы предотвратить расслаивание многослойного материала при сдвиге необходимо обеспечить стабильность деформационной схемы и сохранения площади в процессе сдвига. Для этого была предложена схема деформирования кольцевого образца посредством кручения одного металлического слоя относительно другого в плоскости листа. Чтобы уменьшить влияние неоднородности сдвиговой деформации из за различия скоростей сдвига по радиусу, ширину кольца необходимо выбрать по возможности минимальной [4,5].

Были произведены опыты на кручение кольцевых образцов в плоскости листа по схеме, приведенной на рисунке 1. Применяемая экспериментальная оснастка показана на рисунке 2.

Для проведения экспериментов образец вырезается из готового многослойного материала на токарном станке в виде кольца. Внутренний диаметр кольца составлял 50 мм, наружный - 70мм. Общая площадь кольцевого образца - 1884,9 мм². Экспериментальная оснастка состоит из двух половин, с помощью которых происходит

смещения одной части образца относительно другой, при кручении в плоскости листа. Обеспечение соосности данных частей оснастки между собой происходит за счет центрального пальца, по которому осуществляется вращение одной части оснастки относительно другой. На данный палец устанавливается образец на котором изготавливается уступ за который фиксируется нижний и верхний слой при вращение оснастки.

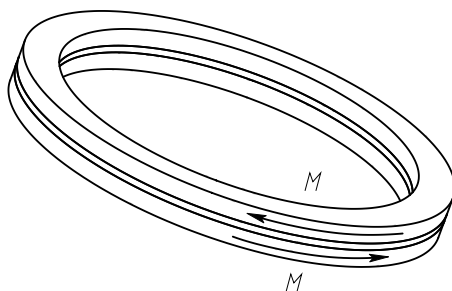


Рис.1. Схема сдвига слоев кольцевого образца кручением в плоскости листа

Пересчет относительной силы сдвига τ и угловой деформации γ производился по формулам:

$$\gamma = \frac{\Delta \ell}{z} \quad (1),$$

где $\Delta \ell$ - текущее перемещение, мм,
 z – толщина связующего слоя, мм.

$$\tau = \frac{P}{F} \quad (2),$$

где P – сила сдвига, Н,
 F – площадь, связывающая два металлических слоя, мм².



Рис.2. Оснастка и установленный образец

Образцы были испытаны с различными скоростями при деформации. Обобщенные результаты влияния скорости на относительную силу сдвига от угловой деформации представлены на рисунке 3.

Из графиков, представленных на рисунке, видно, что падение относительной силы сдвига τ (2) происходит при различной величине сдвиговой деформации γ (1).

Величина сопротивления сдвигу возрастает с увеличением скорости смещения металлических слоев. Из графиков видно, что возрастание напряжений сопротивления сдвигу происходит до определенного значения, после которого величина сдвиговых напряжений начинает падать. Это снижение обусловлено потерей адгезионного взаимодействия.

В ходе испытаний фиксировались значения крутящего момента от угла закручивания образца.

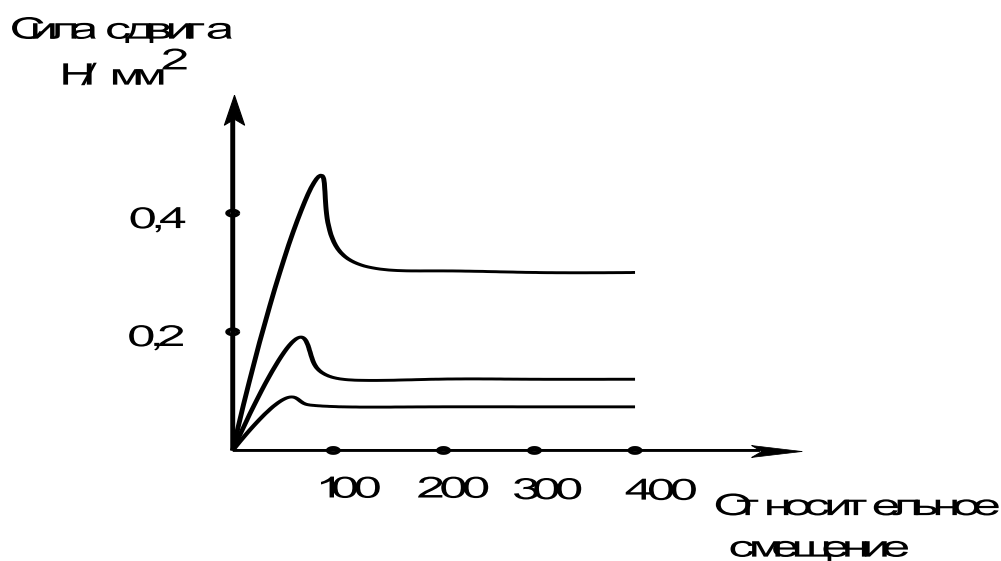


Рис.3. График зависимости относительной силы сдвига от угловой деформации при кручении кольцевого образца с упруговязким соединительным слоем

Испытания проводились при различных скоростях испытаний. Средняя скорость сдвига слоев при кручении для среднего радиуса кольцевого образца в процессе испытания составляла 100, 10 и 1 мм/мин.

Как показали испытания, с увеличением скорости сдвиговой деформации возрастает сила сопротивления сдвигу.

Площадь при испытании остается постоянной, поэтому при использовании кольцевого образца обеспечивается получение более точных данных. Если в случае со сдвигом по традиционной схеме при уменьшении площади требовалась меньшая нагрузка, то при кольцевом образце нагрузка возрастает до «первичного проскальзывания». Идет смещение клеевой прослойки до разрыва первоначальных связей, а поскольку клей довольно вязкий, происходит образование новых связей. Пиковое значение напряжений при кручении соответствует разрыву первоначальных связей, а выравнивание силы сдвига свидетельствует о стабилизации процесса сдвига слоев при образовании новых связей, что необходимо учитывать при больших деформациях.

Литература

1. Типалин С.А., Сапрыкин Б.Ю., Шпунькин Н.Ф. Краткий обзор многослойных листовых деформируемых материалов используемых для защиты от шума / Известия МГТУ «МАМИ» 2012. №2., том 2 С.194-199
2. Типалин С.А.Гладков В.И., Власов А.И., Никитин М.Ю. Моделирование конструкции клапанной крышки двигателя на основе применения клеевых соединений/ Известия МГТУ "МАМИ". Научный рецензируемый журнал. - М., МГТУ "МАМИ", №1 (5), 2008. С.201-206.
3. Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А., Гладков В.И., Никитин М.Ю. Исследование обтяжки с растяжением листового материала / Известия МГТУ "МАМИ". Научный рецензируемый журнал. - М., МГТУ "МАМИ", №1 (5), 2008. С.206-212.
4. Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А., Никитин М.Ю. Образец и способ испытания плоского клеевого слоя кольцевой формы на кручение в его плоскости / Патент РФ №2431128.от. 20.06.2011
5. Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А. Исследование свойств многослойных листовых материалов / Заготовительные производства в машиностроении 2013 №1 С.28-31

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ ЧПУ НА ОСНОВЕ ЭЛЕКТРОННОЙ МОДЕЛИ, В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ "CATIA"

THE DEVELOPMENT OF CNC PROGRAMS BASED ON AN ELECTRONIC MODEL, IN A CAD SYSTEMS "CATIA"

А.А.Леонов – студент. М.М.Стржемечный - к.т.н., проф.
Университет Машиностроения «МАМИ»

Abstract. This article deals with the technological preparation of engineering production. Describes in detail the method of construction of the operating blank in system Catia v5, and the use of electronic model of the operating blanks for calculation and optimization of the structure of the technological processes and parameters, as well as the formation of the CNC program.

Современные системы CAD/CAM/CAE (Catia v5, ProEngineer, Unigraphics NX7,5) обладают возможностями, позволяющими создавать электронные модели (Гост 2.052-2006) операционных заготовок путем последовательного изменением размеров обрабатываемых поверхностей электронной модели детали (добавление припусков) [2,3,4,5]. Нарращивание припуска осуществляется на основе сохраняемой в CAD системе **дерева построения** процесса проектирования заготовки с помощью инструментальных средств CAD системы одним из методов: булевых операций, сборки, логической операции сборки.

В основу метода сборки положен принцип сборки электронной модели «общей» заготовки детали (.CATProduct) в модуле Catia v5 «Сборка» из электронной модели детали и электронных моделей операционных заготовок, хранящихся в отдельных файлах. Каждая модель операционной заготовки состоит из тела, созданного в модуле *Part Design* для конкретного переход конкретной операции, а так же набора допусков и аннотаций, необходимых для выполнения перехода операции.

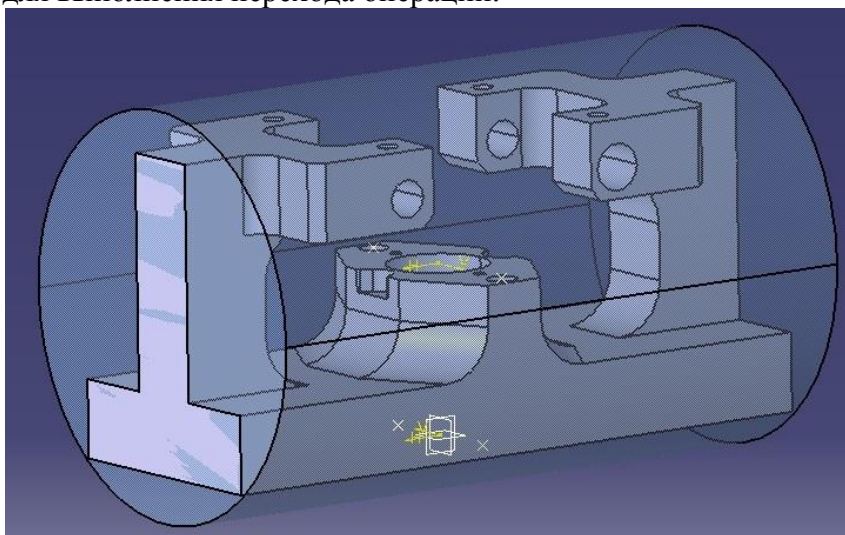


Рис.1. Электронная модель операционной заготовки детали

Электронные модели операционных заготовок создаются в следующей последовательности:

формирование в основной плоскости «приблизительного» контура операционного припуска;

вытягивание контура по направляющей или вращение вокруг оси;

заполнения тела припуска материалом и получение электронной модели операционного припуска;

Расчет операционных размеров и припуска в управляющей таблице «Desing Table» интегрально-аналитическим методом, связанной с электронной моделью операционного

припуска [1,2]. Это позволяет в кратчайшие сроки выявить все необходимые параметры, пока изделие находится на стадии обработки.

	A1	Корпус 1\Тело детали\Полость.13\Эскиз.17\Радиус.240\Радиус` (mm)											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1	Корпус 1
2	16.25	210	80	100	6	6	31	40	31	30	40	8	27
3													
4													

Рис.2. Управляющая таблица « Design Table»

Уточнение конфигурации, параметров и геометрии «приблизительного» тела операционного припуска в соответствии с результатами расчета в управляющей таблице «Design Table».

Аннотации создаются в модуле Catia v5: «Functional Tolerancing & Annotations» для моделей операционных заготовок, «Product Functional Tolerancing & Annotations» для «общей» электронной модели заготовки.

В результате проектирования «общей» операционной заготовки методом сборки в рабочей папке появится файл варианта технологического процесса обработки (CATProduct), и ряд ассоциированных файлов электронных моделей операционных припусков (CATPart).

При использовании метода «сборки», хранение информации об операционной заготовке производится в одном файле, содержащем информацию об электронной модели детали, о припусках и об операционных размерах для всех переходов и операциях (переходах) технологического процесса изготовления детали и обеспечивает возможность одновременного редактирования их с различных компьютеров[3].

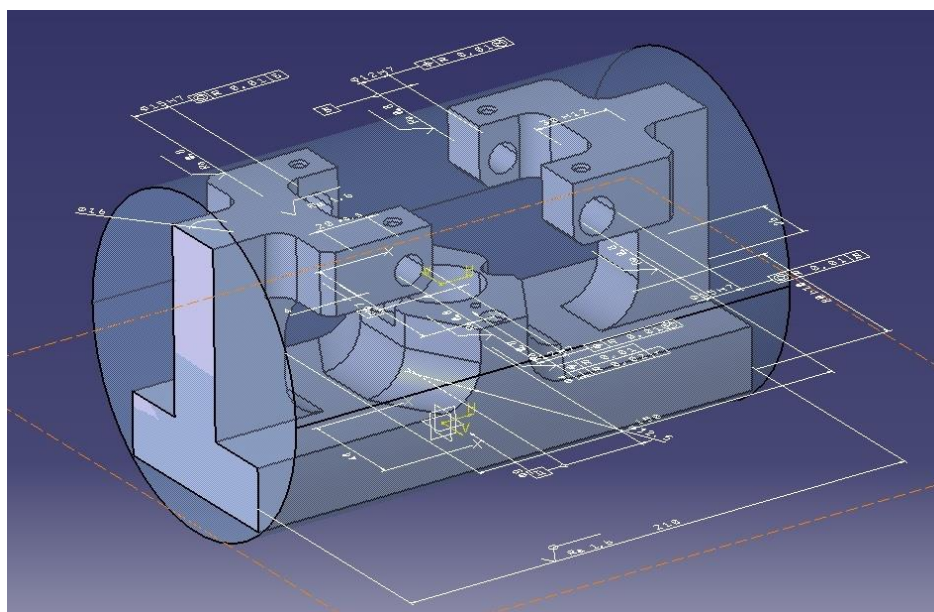


Рис.3. Изделие, включающее в себя всю техническую информацию, необходимую для ее изготовления

Расчет припусков и операционных размеров электронной модели заготовки в управляющей таблице (Desing Table) предполагает: выбор метода получения заготовки, определение маршрута обработки, баз и операционных размеров для всех операций техпроцесса. Назначение технологом баз и простановка операционных размеров выполняются в режиме диалога. Интегрально-аналитический метод расчета припусков и операционных размеров, использующий эмпирические уравнения для определения минимальных операционных припусков (Z_{min}) в зависимости от вида поверхностей (наружные, внутренние и плоские) и методов получения заготовки обработки, позволяет

снизить трудоемкость расчета при его автоматизации [1]. Расчет операционных размеров моделей заготовок выполняется только после выбора станка, назначения баз по всем операциям технологического процесса изготовления детали .

Управляющая таблица (Desing Table) состоит из связанных листов:

- лист «Припуск» - расчет припуска и операционных размеров;
- лист «Инструмент» - выбор режущего инструмента и инструментальной оснастки, обеспечивающего высокопроизводительные (высокоскоростные) режимы резания»;
- лист «Режимы» - расчет режимов резания для операции варианта процесса обработки детали;
- лист «ТЭО» - оптимизация структуры операций и самого процесса обработки детали;
- лист «Размерный анализ» - размерный анализ процесса обработки детали.

В состав системы CATIA V5 входит инструментальная среда «FTA» (Functional Tolerancing and Annotations), основанная на стандарте ASME Y14.41 (Стандарт американских инженеров механиков), которая используется для размещения в дереве построения электронного модели заготовки, информацию необходимую для производства детали. Размеры операционных моделей припусков, допуска (размерные и геометрические) и аннотации ассоциативно связаны с электронной моделью «общей» заготовки, поэтому изменения модели отражаются и на связанных с ними аннотациях.

Созданная электронная модель операционной заготовки обладает всей необходимой информацией для выполнения следующих этапов проектирования процессов изготовления детали:

- расчет режимов резания для операции варианта процесса обработки детали; С целью повышения производительности использованы высокоскоростные режимы резания.
- проектирование и оптимизация управляющих программ для обработки деталей на станках с ЧПУ в модулях Catia v5 «Механическая обработка» и «Моделирование механической обработки».

Использование электронных моделей деталей и операционных заготовок для создания управляющих программ ЧПУ позволяет сделать ненужным создание чертежей операционных эскизов, технологических карт и т.д., что значительно снизит трудоемкость проектирования процессов изготовления деталей, так как отпадает необходимость в подготовке, чертежей и различной технологической документации.

Литература

1. В.И. Аверченков, «Автоматизация проектирования технологических процессов». Учебное пособие, Брянск: БИТМ,1984.
2. Е.И. Яблочников, Д.Д. Куликов. «Моделирование приборов, систем и производственных процессов». Учебное пособие, СПб: СПбГУИТМО, 2008.
3. Д.Д.Куликов, В.С.Гусельников, В.С.Бабанин, Н.А.Шивал-Сергеев. «Проектирование операционных заготовок в среде САД-систем». Методическое пособие, СПб: СПбГУИТМО, 2009.
4. Стржемечный М.М., Хренов А.С. Проектирование технологического процесса обработки детали на основе 3D модели с использованием системы Catia v5. Сборник докладов международного научно-технического семинара «Современные технологии сборки», Москва 2011г.
5. Стржемечный М. М. Симонов К. С. Использование системы Siemens NX7.5 для проектирования технологического процесса обработки деталей машин. 77-я Международная научно-техническая конференция АФИ «Автомобиле и тракторостроения в России: Приоритеты развития и подготовка кадров» МГТУ «МАМИ» 2012

**МЕТОДЫ ОЦЕНКИ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ
НАПОЛНИТЕЛЯ В ДИСКРЕТНО-АРМИРОВАННЫХ
КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛАХ**
*METHODS OF UNIFORM ASSESSMENT OF REINFORCEMENT
DISTRIBUTION IN PARTICULATE-REINFORCED COMPOSITE MATERIALS*

Ю. А. Лопатина – студент, Ю. А. Курганова – д.т.н., проф.
МГТУ им. Н. Э. Баумана

Abstract. One of the main technological problems in production of particulate-reinforced composite materials is providing a uniform reinforcing particles distribution in the matrix. In order to control this characteristic metallographic analysis is used. In this paper discussed the quantification methods of composite materials images analysis by means of classical and computer methods. In addition, we suggest set hardness distribution in cross section of samples as an indicator of reinforcement distribution uniformity in the matrix.

В связи с постоянно растущими требованиями к повышению рабочих характеристик материалов при одновременном снижении или сохранении плотности, создание новых материалов является одной из ключевых задач современного материаловедения. Эффективным путем решения этой задачи является разработка технологий и создание композиционных материалов (КМ).

За рубежом в изделиях авиационно-космической, автомобильной, энергетической, трибологической и других видов техники находят широкое применение дисперсно-армированные КМ на металлической основе. Такие материалы содержат равномерно распределенные в объеме матрицы ультрадисперсные нуль-мерные частицы (оксиды, карбиды, нитриды различных элементов). При формировании подобного композиционного материала, вне зависимости от используемого метода получения, основной технологической проблемой является обеспечение равномерности распределения армирующей фазы по телу матрицы. В связи с этим задача поиска оптимального метода оценки равномерности распределения наполнителя в дискретно-армированных КМ становится актуальной.

Сравнительный анализ различных методов оценки равномерности будет проводиться на образцах, полученных на базе ИМЕТ им. А. А. Байкова по технологии механического замешивания частиц карбида кремния SiC в расплав литейного алюминиевого сплава АК12. Частицы карбида кремния имеют средний размер 28 мкм и составляют 7 % от объема материала. На оборудовании фирмы Struers для пробоподготовки были изготовлены шлифы исследуемого материала, микроструктура которых в дальнейшем изучалась на металлографическом микроскопе Olympus GX51F. На современном этапе развития науки о металлах наиболее рациональной и эффективной является строго количественная, объективная оценка микроструктуры геометрическими параметрами ее действительного строения. В данном случае объективную количественную оценку можно получить, исследуя ряд изображений микроструктуры на предмет количественного содержания фазы карбида кремния в каждом из них.

Одним из первых методов, предложенных для определения фазового состава по структуре полированного образца, был планиметрический метод М. Деллеса (1847 г.), или метод взвешивания. Суть данного метода состоит в том, что фотография микроструктуры с большим увеличением наклеивается на металлическую фольгу, разрезается по составляющим, группируется по фазам и взвешивается. Полученная масса фольги пропорциональна площади соответствующих фаз на шлифе, и, следовательно, согласно принципу Кавальери-Акера, объему данных составляющих в материале. В своем первоначальном виде планиметрический метод весьма трудоемок и продолжителен, применим только к малодисперсной структуре. Однако данный метод отличается высокой

точностью и позволяет использовать полученные результаты в качестве эталона.

Ввиду трудоемкости метода, было решено исследовать четыре изображения с увеличением в 500 раз (рис. 1). Размер распечатанных изображений составлял 25 x 19 см. Для выяснения вносимой погрешности было сделано по 3 копии каждого изображения. Разрезанные кусочки фольги с изображениями взвешивались на настольных электронных весах Sartorius analytic A200S, осуществляющих измерение с точностью до $\pm 0,0001$ г. Результаты опыта представлены табл. 1.

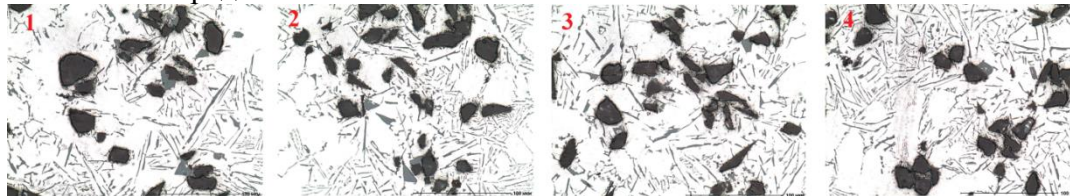


Рис. 1. Ряд изображений AK12 + 7 % SiC для количественного анализа. x500

Таблица 1. Результаты количественного анализа изображений (рис. 1) с использованием метода Далесса

№ изображ	№ копии	Вес частиц, г	Вес матрицы, г	SiC, %	Ср. знач.	Среднекв. отклон.	Ошибка (P=0,9108)	Процент ошибки
1	1	0,5473	5,6305	8,86	8,71	0,1148	0,1952	2,24
	2	0,5290	5,5923	8,64				
	3	0,5286	5,5891	8,64				
2	1	0,5987	5,5917	9,67	9,60	0,0701	0,1192	1,24
	2	0,5809	5,5215	9,52				
	3	0,5780	5,4344	9,61				
3	1	0,5629	5,7420	8,93	9,08	0,1534	0,2608	2,87
	2	0,5498	5,5232	9,05				
	3	0,5656	5,5419	9,26				
4	1	0,4915	5,4930	8,21	8,44	0,1864	0,3169	3,75
	2	0,5170	5,5590	8,51				
	3	0,5274	5,6019	8,60				

Статистическая ошибка не превышает 4 %, что позволяет принять значения содержания карбида кремния, полученные данным способом, как истинные значения содержания исследуемой фазы на изображении. Разброс значений содержания карбида кремния в зависимости от номера изображения мал (около 1 %), что позволяет сделать вывод о хорошей равномерности распределения армирующей фазы по телу матрицы. В среднем содержание карбида кремния на четырех изображениях составляет 8,96 %.

Появившиеся позднее линейный метод А. Розиваля (1898 г.) и точечный метод А. А. Глаголева (1931 г.) более удобные и производительные, чем планиметрический. Остановимся на методе А. А. Глаголева. Основа точечного метода заключается в том, что анализируемую структуру покрывают множеством точек и подсчитывают их число, попавшее на каждую из фаз или структурных составляющих в отдельности. Площади сечений фаз на шлифе пропорциональны числу точек, попавших на них, и, следовательно, в соответствии с принципом Кавальери-Акера, тем же числам пропорциональны и объемные доли фаз в сплаве. Точки можно располагать на площади шлифа в определенном порядке или случайно. Однако, как показывает практика, при упорядоченном расположении точек достигается более высокая точность определения при одинаковом общем числе точек. Точность линейного метода обусловлена числом точек на изображении, объемной долей структурной составляющей, ее дисперсностью и характером структуры. При расчете минимально необходимого числа измерений, обеспечивающего требуемую точность анализа, используют следующую формулу:

$$z = t^2 \cdot \frac{V(100 - V)}{\varepsilon^2}$$

где z – необходимое число точек; t – нормированное отклонение (зависит от

доверительной вероятности); V – объёмная доля структурной составляющей в сплаве; ε – абсолютная ошибка измерений.

Для достижения высокой точности определения относительного объёмного содержания фазы требуется нанесение очень частой сетки на изображение, так что в некоторых случаях провести измерения, обеспечивающие заданную точность, невозможно с физической точки зрения. В случае среднего содержания фазы карбида кремния 8,96 %, доверительной вероятности $P = 0,9108$ ($t = 1,7$) и ошибки $\varepsilon = 2$ % требуется нанести и проанализировать 589 точек, что вполне осуществимо с практической точки зрения. Для реализации метода Глаголева на исследуемые изображения (рис. 1) наносилась сетка с шагом 10 мм, что обеспечивает присутствие 588 точек на изображении. Результаты расчета содержания карбида кремния по методу Глаголева и сопоставление полученных результатов с методом Далесса представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты количественного анализа изображений (рис. 1) с использованием метода Глаголева

№ изображения	Количество точек на фазе SiC	Содержание SiC, %	Содержание SiC, %, по методу Далесса	Разница между методами, %
1	43	7,31	8,71	1,40
2	44	7,48	9,60	2,12
3	49	8,33	9,08	0,75
4	44	7,48	8,44	0,96

В среднем метод Глаголева продемонстрировал содержание карбида кремния меньше на 1 % в сравнении с результатами, полученными по методу Далесса и принятыми за эталонные. Разброс значений содержания карбида кремния мал и также составляет около 1 %, что позволяет повторить вывод о хорошей равномерности распределения армирующей фазы по телу матрицы.

Еще большей удобностью и эффективностью по сравнению с методом Глаголева обладают современные методы количественного анализа изображений микроструктур с использованием специализированных материаловедческих программ. Их принцип действия основан на выделении исследуемой фазы монохромным цветом за счет перепада яркости на границе раздела. Дальнейшее определение площади, закрашенной отдельным цветом, является для компьютера тривиальной задачей. Основная проблема состоит в том, чтобы задать такой алгоритм, который бы распознавал именно необходимую исследователю фазу, минуя все прочие, а также царапины и прочие области, имеющие перепад яркости, схожий с перепадом на границе фон-исследуемая фаза. В определенных случаях этого удастся добиться. Известно множество мощных платных специализированных продуктов, в том числе разработанных в России, таких как Siams (г. Екатеринбург), Тиксомет (г. Санкт-Петербург), ВидеоТест (г. Санкт-Петербург), успешно справляющихся помимо фазового анализа с широким спектром прочих материаловедческих задач. Однако для рядового исследователя подобные продукты зачастую могут быть недоступны. В этом случае можно воспользоваться существующим бесплатным программным обеспечением, менее эффективно справляющимся с задачей отделения исследуемых фаз от фона и шума и зачастую специализированных для работы с биологическими объектами (JMicroVision, imageJ, FIJI, Endrov, OpenCV, VXL, OsiriX).

Наилучшего результата при использовании компьютерных программ для количественного анализа структур можно добиться, разрабатывая алгоритм под конкретную группу материалов, учитывая их индивидуальные особенности. В случае КМ АК12 + 7 % SiC работу программ затрудняет эвтектическая фаза, в обилии присутствующая на фотографиях микрошлифов и по перепаду яркости не отличимая от частиц карбида кремния. Существующее программное обеспечение, особенно бесплатное, в основном не способно отделить эвтектику от армирующего компонента или малоэффективно в решении данной задачи. В связи с этим использовалась авторская программа Analise студента кафедры Материаловедение МГТУ им. Н. Э. Баумана Заводова Адриана Валентиновича, специально разработанная для количественного

анализа структур и снабженная дополнительными модулем для работы с дискретно-армированными КМ системы Al + SiC, устраняющим проблему нежелательного выделения эвтектики. Работа программы продемонстрирована на рис. 2, результаты анализа данным методом – в табл. 3. Заложенный в программу алгоритм достаточно универсален и не ограничивается анализом алюмоматричных композитов, армированных частицами карбида кремния. Программа подходит для работы с широким спектром материалов благодаря возможности индивидуальной подстройки параметров под определенный тип структур.

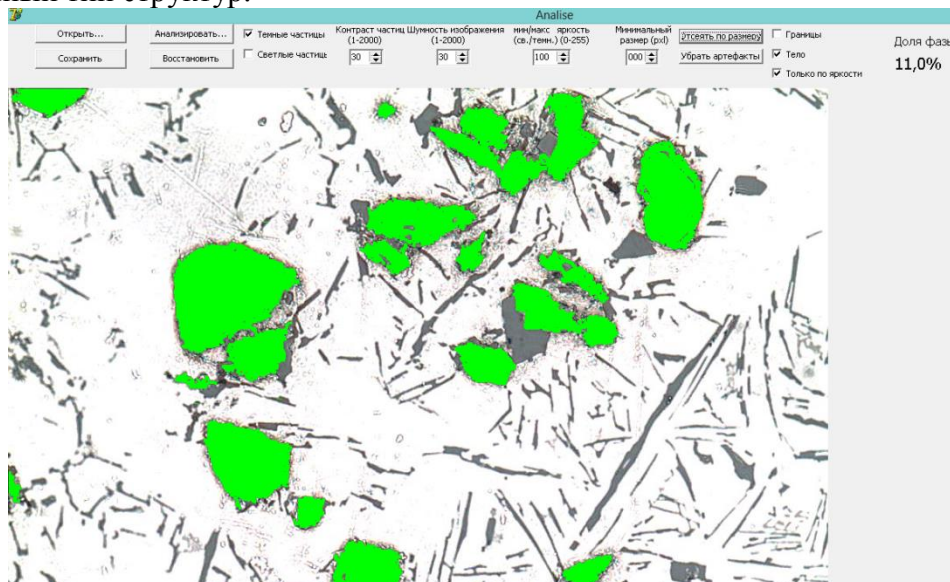


Рис. 2. Пример работы авторской программы Analise

Таблица 3. Результаты количественного анализа изображений (рис. 1) с использованием программы Analise

№ изображения	SiC, %	Содержание SiC, %, по методу Делесса	Разница между методами, %
1	11	8,71	2,29
2	11	9,60	1,40
3	12	9,08	2,92
4	11	8,44	2,56

В среднем программный метод продемонстрировал содержание карбида кремния выше на 2 % в сравнении с результатами, полученными по методу Делесса и принятыми за эталонные. Разброс значений мал и также как и в предыдущих случаях составляет 1 %.

Все рассмотренные ранее методы, не исключая компьютеризированного, связаны с неизбежной необходимостью визуальной оценки изображений наблюдателем и вносимой из-за этого ошибки. Использование косвенных методов оценки равномерности распределения наполнителя по сечению исследуемого материала, не связанных с обработкой изображений структур, позволяет избежать внесения погрешности подобной природы. В случае с дисперсно-упрочненными материалами равномерность распределения твердости может косвенно характеризовать равномерность распределения армирующего компонента в матрице. Поэтому в данной работе в качестве индикатора равномерности распределения армирующей фазы в матричном сплаве, кроме металлографического анализа, предложено рассматривать распределение микротвердости по сечению образцов.

Замеры твердости осуществлялись на твердомере фирмы Emco-test Dura Scan 70 по методу замера микротвердости (ГОСТ 9450-60). На образцах проводилась серия из 10 измерений с постоянной силой вдавливания индентора 10 гс (0,098 Н). Точки для замера твердости располагались прямолинейно от края образца в центр с шагом 0,5 мм, таким образом охватывая половину длины сечения образца. График распределения твердости в зависимости от точки (расстояния от края образца) и фотографии окрестностей точек замера показаны на рис. 3.

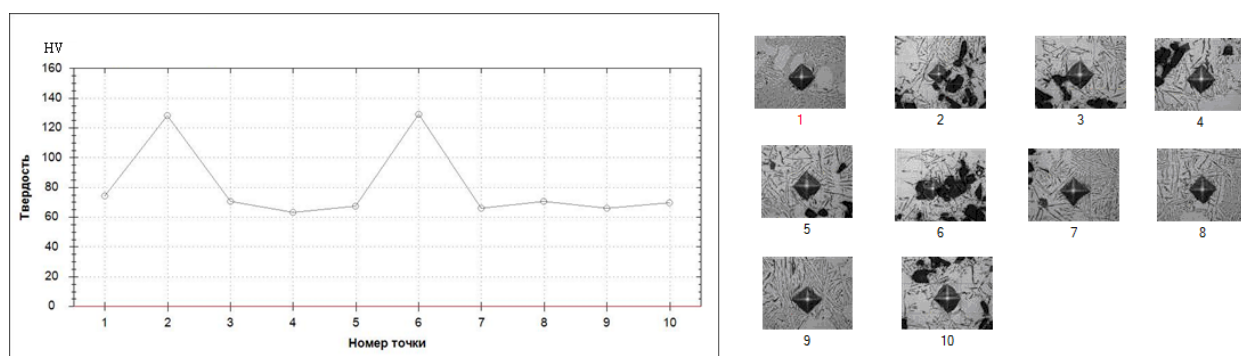


Рис. 3. Распределение твердости по сечению образца КМ АК12 + 7 % SiC и фотографии окрестностей точек замера.

На графике выделяются два ярких всплеска, соответствующих точкам 2 и 6. На фотографиях окрестностей данных точек отчетливо видно, что в обоих случаях индентор проникал непосредственно в частицу карбида кремния, с чем и связано резкое возрастание твердости, поэтому точки 2 и 6 из рассмотрения можно исключить. В остальной области колебания значений твердости не превышают 5 единиц, что позволяет сделать вывод о хорошей равномерности распределения армирующей фазы в исследуемой области.

Таким образом, все использование методы оценки равномерности распределения наполнителя в дискретно-армированных КМ показали, что в исследуемом материале армирующая фаза распределена достаточно равномерно. Наиболее эффективным и при том достоверным признан метод, использующий специализированные программы для количественного анализа структур. Наиболее трудоемким, но при том самым точным признан планиметрический метод Делесса.

Литература

1. Т.А. Чернышова, Ю.А. Курганова, Л.И. Кобелева, Л.К. Болотова. Литые дисперсно-упрочненные алюмоматричные композиционные материалы: изготовление, свойства, применение. Ульяновск: УлГТУ, 2012. 295 с.
2. Ю.А. Курганова, В.В. Березовский, Г.П. Фетисов, А.А. Шавнев. Анализ перспективности использования дисперсно-упрочненных алюмоматричных композиционных материалов системы Al-SiC в изделиях авиационного назначения. // Технология металлов. 2013, № 10, с. 50-55.
3. С.А. Салтыков. Стереометрическая металлография. Москва: Металлургия, 1976 г. 271 с.
4. Е.В. Панченко, Ю. А. Скаков, Б. И. Кример, П. П. Арсентьев, К.В. Попов, М.Я. Цвиллинг. Лаборатория металлографа. Под ред. докт. техн. наук проф. Б.Г. Лившица. – Москва: Издательство «Металлургия», 1965. 440 с.
5. Матюнин В.М. Механико-технологические испытания и свойства конструкционных материалов: учебное пособие. Москва: Издательство МЭИ, 2005. 140 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГОЙ СИСТЕМЫ СТАНКА НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

RESEARCH OF DEPENDENCE OF SURFACE QUALITY FROM THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF AN ELASTIC SYSTEM OF MACHINE

Ю.А.Лукашина (Садовая)¹ – магистрант, Ф.С.Сабиров¹ – д.т.н., проф.

А.В.Сорокин² – инженер, В.С.Скворцов² – инженер

¹ ФГБОУ ВПО МГТУ «Станкин»

² ФЦДТ «Союз»

Abstract. Ensuring quality of conic surfaces of details takes a special place in modern mechanical engineering. Questions of influence on a roughness of the processed surface of vibrations of the machine and also dynamic properties of its elastic system are considered in article. The main objective of work is improvement of indicators of a roughness. It was revealed as a result of the conducted research that change of quality of a surface depends on geometrical characteristics of the tool.

Обработка заготовок на станках сопровождается появлением шероховатости - совокупности неровностей поверхности с относительно малыми шагами [1]. Особое место в машиностроении занимает обеспечение качества конических поверхностей, обработка которых имеет ряд особенностей. При большом перепаде диаметров для поддержания постоянства скорости резания необходимо изменять частоту вращения шпинделя. Из-за различного уровня вибраций на разных частотах, будет меняться качество обрабатываемой поверхности. Кроме того при изменении частоты вращения возможно прохождение собственных частот шпинделя, что чревато резонансными явлениями. Все вышперечисленное свойственно как наружной, так и внутренней обработке конусов. При растачивании внутренних конусов с небольшой конусностью и большой длиной проблемы обеспечения качества поверхности чаще всего связаны с потерей устойчивости расточного инструмента.

В работе делается попытка связать динамические характеристики упругой системы станка, инструмента и заготовки с шероховатостью обработанной поверхности при растачивании. Эксперименты проводились на токарном станке с ЧПУ модели НТС 2050n, технические характеристики которого: - максимальный диаметр обработки 250 мм, - диапазон частот вращения шпинделя 30-4000 об/мин. Заготовка с двумя коническими поверхностями (рис. 1), материал - Сталь 45.

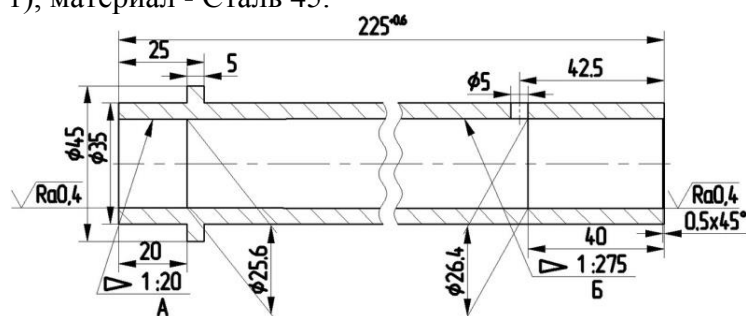


Рис. 1. Чертеж обрабатываемой детали

Расточка осуществлялась инструментом, изготовленным на заводе ФЦДТ «Союз». На поверхности оправки имеются два паза: один необходим для подвода СОЖ, а другой для отвода стружки. При обработке резание сопровождалось потерей устойчивости, интенсивными колебаниями и плохим качеством поверхности. Изменениями режимов обработки избавиться от этих явлений не удалось.

В эксперименте использовалось следующее оборудование: два виброизмерителя ВШВ-003 с предусилителями ПМ-3; комплект датчиков колебаний KD35; аналого-

цифровой преобразователь (АЦП) E-440; динамометрический молоток; блок усиления к динамометрическому молотку; датчик оборотов; компьютер (ноутбук).

Определение частотных характеристик упругой системы станка осуществлялось методом импульсного воздействия. К испытуемому объекту динамометрическим молотком прикладывалась серия импульсных воздействий: сначала к ветви детали, затем к ветви инструмента. С помощью программы nkRecorder, разработанной в МГТУ «СТАНКИН», сигналы импульсного воздействия и реакции на них, преобразуются в частотные характеристики (рис. 2), по которым можно оценить собственные частоты упругой системы и динамическую податливость.

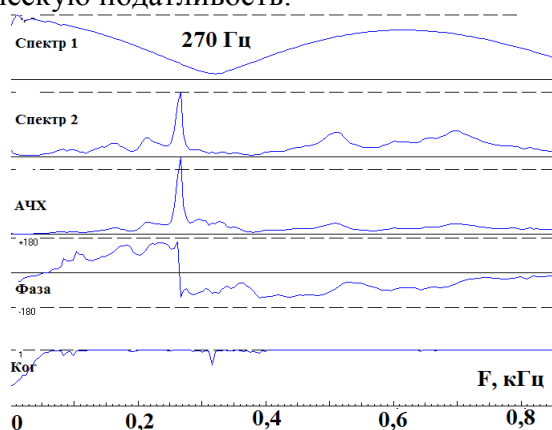


Рис. 2. Динамические характеристики упругой системы станка

Вибрации при резании регистрировались на корпусе шпиндельной бабки и на револьверной головке с помощью датчиков KD35. В результате обработки сигналов можно определить доминирующие частоты при резании и холостом ходу.

Наибольшие амплитуды колебаний возникают на частоте 270 Гц. Сопоставление с частотными характеристиками позволяет сделать вывод, что эта частота соответствует изгибным колебаниям расточной оправки.

Оценка показателей шероховатости проводилась с помощью профилографа-профилометра Hommel Tester T8000 (рис. 3), который предназначен для определения большинства параметров шероховатости по действующим в настоящее время стандартам.

Результаты исследования двух образцов представлены на рис. 4.

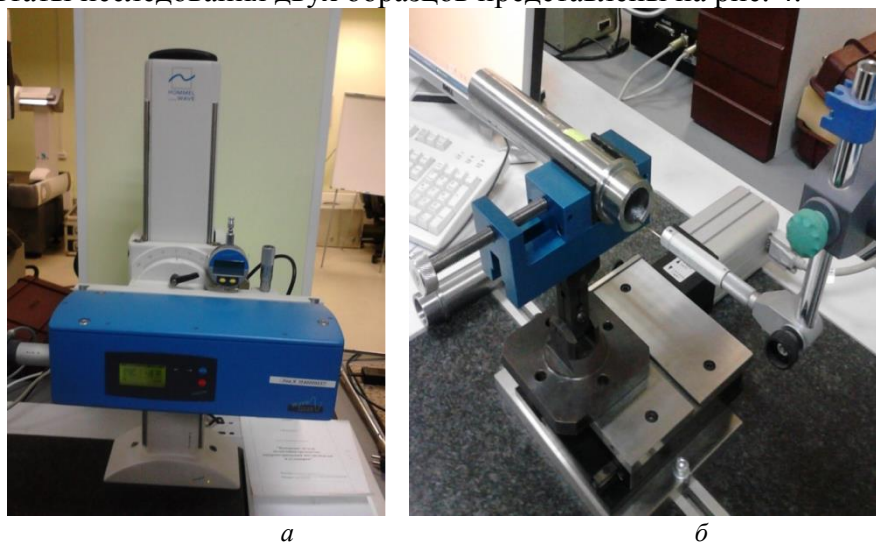


Рис. 3. Общий вид установки Hommel Tester T8000 (а) и контролируемая деталь (б)

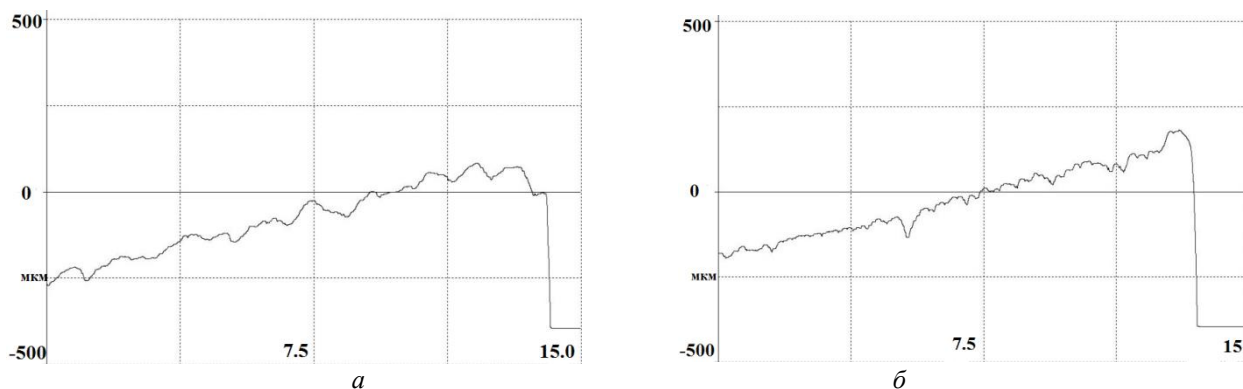


Рис. 4. Профилограммы конической поверхности первого (а) и второго (б) образцов

На профилограмме отчетливо видны погрешности профиля, которые предположительно связаны с колебаниями элементов упругой системы. Полученные значения среднего арифметического отклонения после сканирования: для первого образца- $Ra=3,49$ мкм, для второго- $Ra=8,09$ мкм. Дальнейшая обработка профилограмм осуществлялась с помощью программы LGDetection, предназначенной для распознавания графиков. В результате был получен профиль со средней линией (рис. 5). Также были найдены параметры, такие как среднее арифметическое отклонение профиля, волнистость. Для первого образца $Ra=3,53$ мкм, волнистость 12,63 мкм. Для второго образца $Ra=8,12$ мкм, волнистость 32,17 мкм.

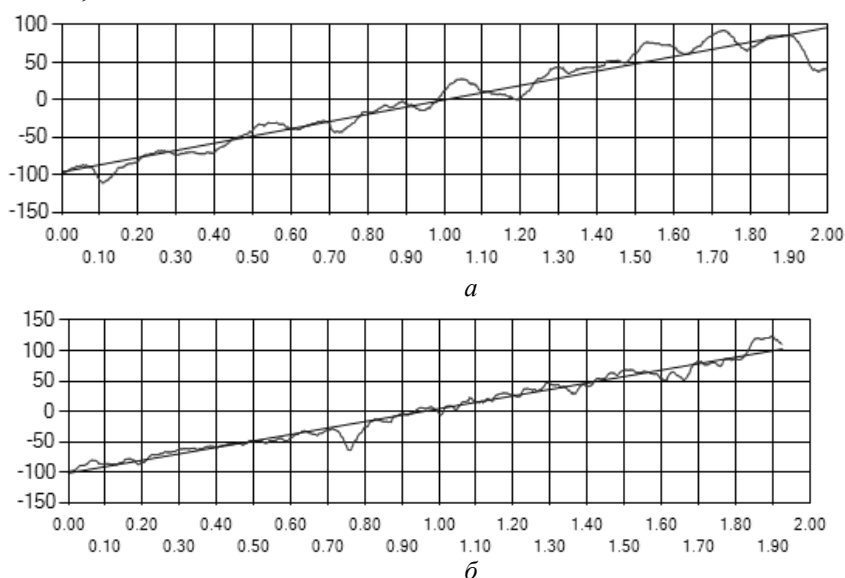


Рис. 5. Профиль первого (а) и второго (б) образцов

Наличие одной доминирующей частоты инструментальной ветви позволяет смоделировать упругую систему инструмента простой одномассовой моделью с приведенной массой m , приведенной жесткостью k и коэффициентом демпфирования h (рис. 6). Условия обработки задаются коэффициентом резания k_p . Одномассовая модель представлена в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} \ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot [-h \cdot \dot{y} - k \cdot y + F(t)] \\ F(t) = k_p \cdot (y_t - y) \end{cases}$$

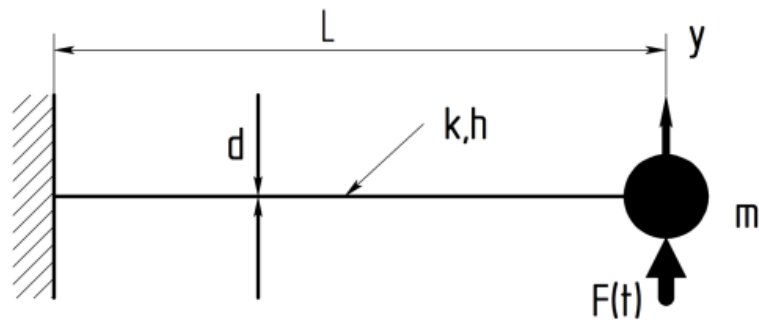


Рис. 6. Расчетная модель расточной оправки

В программе MATLAB была создана основная модель (рис. 7, а) и подсистема расточной оправки (рис. 7, б).

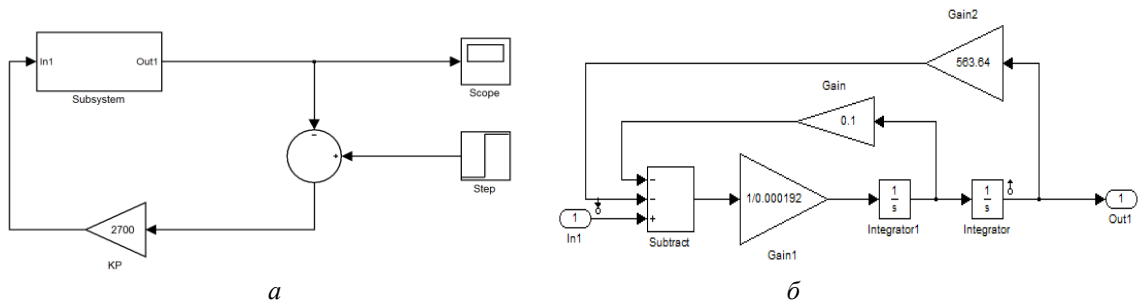


Рис. 7. Основная модель (а) и подсистема расточной оправки (б)

В результате была получена расчетная амплитудно-частотная характеристика (рис. 8). Собственная частота системы составила 269 Гц, что соответствует экспериментально полученным данным. Это позволяет сделать вывод об адекватности модели.

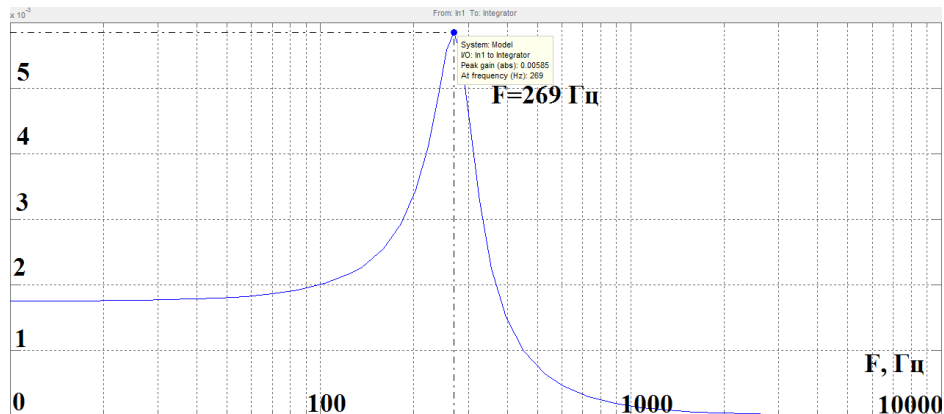


Рис. 8. АЧХ расточной оправки

Далее были проведены исследования по влиянию допустимых изменений геометрических размеров оправки на частотные характеристики упругой системы. Исходные данные расточного инструмента: длина - 250 мм, диаметр - 22 мм. Увеличение длины оправки на 20 мм привело к увеличению собственной частоты (379 Гц) и уменьшению амплитуды на 29%. Затем диаметр оправки был увеличен на 2 мм, в результате собственная частота составила 360 Гц, а амплитуда уменьшилась на 25%. Можно сделать вывод, что при увеличении диаметра и уменьшении длины расточной оправки ее собственная частота растет, а амплитуда уменьшается (рис. 9), следовательно, колебания должны уменьшиться. Еще одной причиной потери устойчивости и неудовлетворительных динамических характеристик упругой системы расточного инструмента является то, что существенно ослаблено сечение оправки канавкой для подвода СОТС.

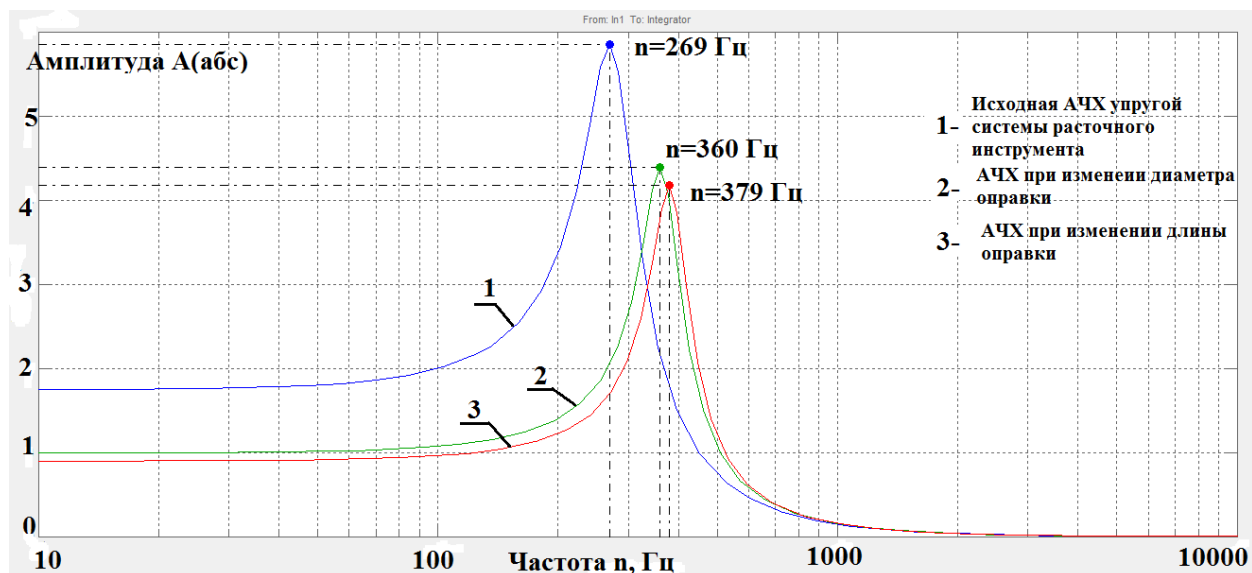


Рис. 9. Сравнение АЧХ расточной оправки до и после изменений

Задачу улучшения динамического качества упругой системы за счет рационального расположения канала для СОТС предполагается решить на основе моделирования с помощью модернизированной программы SpinDina [3].

Литература

1. ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
2. Оценка динамического качества станка по параметрам шероховатости поверхности обработанных деталей в производственных условиях: Метод. рек./Сост. Вильсон А.Л., Иорданиян Р.В., Великовский В.А. – Под ред. Б.И. Черпакова.- М.:ЭНИМС, 1987.
3. Хомяков В.С., Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С. Исследование динамических характеристик шпиндельных узлов // Вестник МГТУ «Станкин», 2008, № 4, с. 15-22.

СИНТЕЗ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ РОБОТА-ГЕКСАПОДА С УЧЁТОМ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА SYNTHESIS OF CONTROL ALGORITHMS DRIVING THE ROBOT HEXAPOD IN VIEW OF SPEED OF OUTPUT LINK

Д.И.Малышев¹ – студент, Л.А.Рыбак¹ – д.т.н., проф.
А.В.Чичварин² – к.т.н., доц.

¹Белгородский государственный технологический университет имени В.Г.Шухова

²Старооскольский технологический институт имени А.А.Угарова (филиал) НИТУ «МИСиС»

Abstract. The report presents an algorithm that allows to adjust the control program of the hexapod robot for perform the technological operations. The algorithm incorporated criterion that takes into account the velocity of the output link. The algorithm solves the following tasks: to evaluate failures depending on the deviation of the run-time certain operations from the standard value; to plan the trajectory of the output link based on the optimization motion path link with coordinated motion six cores; provide a fast readjustment of the system for performing various technological operations in the process of functioning.

Различают два типа роботов в зависимости от кинематической структуры: с последовательной и параллельной кинематикой. Параллельная кинематика имеет целый ряд преимуществ, среди которых более лёгкая конструкция, жёсткость, меньшие габариты чем у роботов с последовательной кинематикой, удовлетворяя при этом всем требованиям по точности. Достигается это благодаря взаимосвязанному перемещению штанг, идущих к исполнительному органу, а также более оптимальной кинематической структуре.

Исходя из этого было принято решение о проведении испытаний на роботе (Рис.1) с параллельной кинематикой. Он может выполнять широкий спектр задач, благодаря грузоподъёмности в 100кг и программируемой управляющей системе. Робот встраиваем практически в любую линию серийного или массового производства, может быть использован для 3D-строительства. В зависимости от устанавливаемого рабочего органа он может быть использован для выполнения различных технологических операций. Кроме этого он может согласованно работать с другим оборудованием, управление которым будет также осуществляться с управляющего пульта данного робота-гексапода.

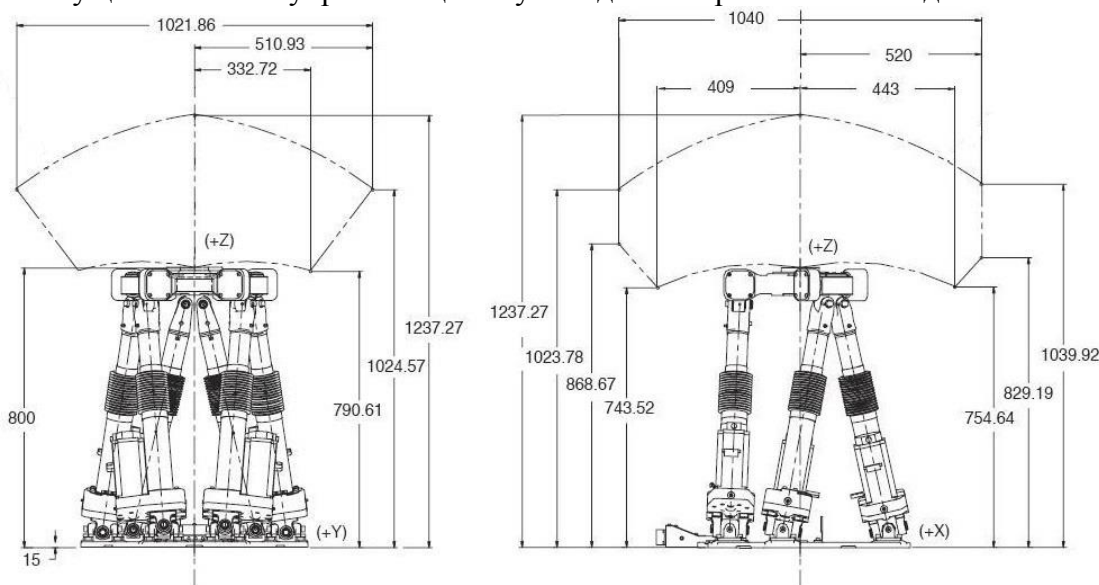


Рис.1. Размеры рабочей зоны робота-гексапода

В связи со всем вышеприведенным данный робот был выбран для проведения испытаний алгоритма, который позволяет скорректировать управляющую программу. В основу алгоритма заложен критерий, учитывающий скорость движения выходного звена.

Простейшая схема алгоритма изображена на Рис.2.

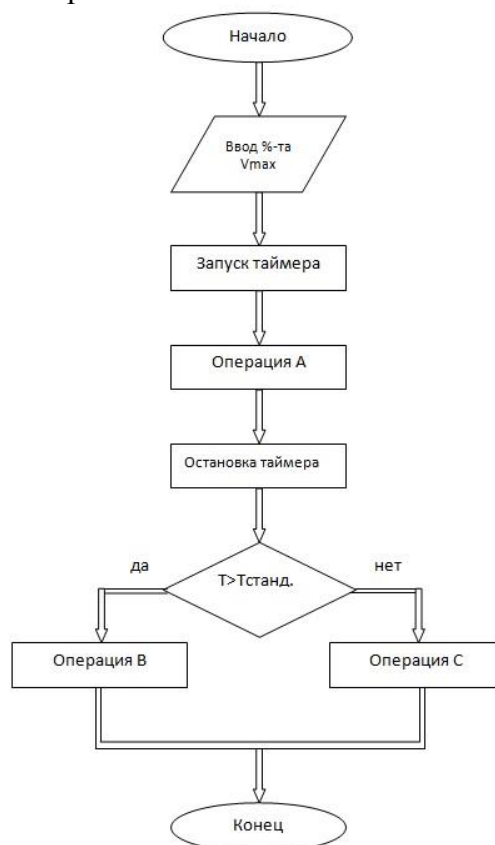


Рис.2. Простейший вариант выполнения алгоритма

Первой задачей, которую позволяет решить данный алгоритм является оценка отказа в зависимости от отклонения времени выполнения определённой операции от стандартного значения. В процессе написания программы экспериментальным путём находится допустимый стандартный интервал времени, за который робот-гексапод выполнит определённую операцию. Управляющая программа корректируется путём добавления таймера, который будет подсчитывать время выполнения данной операции и сопоставлять его со стандартным интервалом времени её выполнения. В случае, если время не будет входить в допустимый интервал, будет выведено сообщение об ошибке в работе манипулятора, что позволит своевременно предотвратить негативные последствия в работе робота, путём ремонта, либо корректировки.

Следующей задачей, решаемой с помощью данного алгоритма, является быстрая переналадка системы для выполнения разных технологических операций в процессе функционирования. Управляющая программа в зависимости от скорости выходного звена будет выбирать одно из заданных действий. Скорость выходного звена будет определяться с помощью встроенного в программу таймера, который будет отмерять время прохождения определённого участка. Далее в программе будет заложен комплекс условий, основанный на сравнении времени, замеренного с помощью таймера и стандартных значений. Каждое из стандартных значений будет связано с различным продолжением программы.

Применение данного алгоритма может иметь различный характер. Пульт управления роботом-гексаподом имеет кнопки, при помощи которых скорость выходного звена изменяется в процессе функционирования, то есть выполнения управляющей программы. Это открывает множество возможностей использования алгоритма. Однако характер зависимости между выбираемым процентом от максимальной скорости и временем прохождения участка нелинейный. Следовательно для наглядности возможно построение графика(Рис.3), отображающего эту зависимость, что облегчит внедрение

алгоритма в управляющую программу.

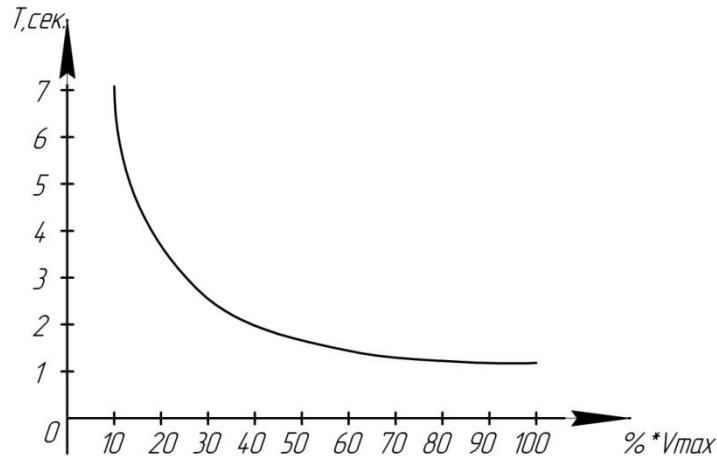


Рис.3. График зависимости интервала времени от процента выбираемой скорости

Располагая алгоритм в начале управляющей программы, возможно объединение нескольких абсолютно различных программ в одну. В зависимости от выбираемой скорости будет осуществляться выбор между ними. Кроме этого, при использовании алгоритма в различных частях управляющей программы, оператор получает возможность прервать выполнение программы, в том числе вернуть рабочий орган робота-гексапода в домашнее положение, либо переключиться на выполнение иной технологической операции без остановки управляющей программы, либо поступления входного сигнала с периферии.

Использование алгоритма на контроллере робота изображено на Рис.4.

```
1: UFRAME_NUM=2
2: UTOOL_NUM=1
3: R[4:cyclecheck2]=0
4: LBL[2]
5: R[4:cyclecheck2]=R[4:cyclecheck2]+1
6: TIMER[1]=STOP
7: TIMER[1]=RESET
8: R[1:cycle check]=0
9: PR[4:tochka2]=PR[4:tochka2]-PR[4:tochka2]
10: PR[3:tochkal]=PR[3:tochkal]-PR[3:tochkal]
11:J P[1] 100% FINE
12: TIMER[1]=START
13:J P[2] 100% FINE
14: R[2:dlyatimera]=TIMER[1]
15: IF (R[2:dlyatimera]<1.4),R[3:dlyakruga]=(105)
16: IF (R[2:dlyatimera]>=1.4 AND R[2:dlyatimera]<=2.6),R[3:dlyakruga]=(60)
17: IF (R[2:dlyatimera]>2.6),R[3:dlyakruga]=(20)
18: PR[3:tochkal]=P[2]
19: PR[3,1:tochkal]=PR[3,1:tochkal]+R[3:dlyakruga]
20: PR[4:tochka2]=PR[3:tochkal]
```

Рис.4. Использование алгоритма на контроллере

Разработанный алгоритм был успешно внедрён в управляющие программы робота-гексапода. На Рис.4. показана часть одной из управляющих программ, в которой использован данный алгоритм. В ходе испытаний была подтверждена его работоспособность, поставленные задачи были решены. Алгоритм готов к дальнейшему внедрению в управляющие программы различных роботов, а также имеет перспективы к усовершенствованию и решению иных задач, возникающих при выполнении технологических операций.

ОЦЕНКА ТЕКУЩЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА НА БАЗЕ ФАЗОХРОНОМЕТРИЧЕСКОГО МЕТОДА

ASSESSMENT OF TECHNICAL CONDITION OF A ROLLING MILL BY A PHASE-CHRONOMETRIC IMPLEMENTATION

Л.Х. Минязева – аспирантка, ассистент кафедры "Метрология и взаимозаменяемость",
МГТУ имени Н.Э. Баумана

Abstract. The modern practice of technical systems operation has certain requirements to continuous information and metrological support to assess the technical condition and prognosis. To improve the reliability of each rolling mill requires the full and timely information on the status of their structural elements, the state of nodes, operating conditions. Structural material parameters changes over time assessment for complex sites, was not possible until recently. The phase-chronometric method of support solves the problem of information and metrological support and emergency protection cyclical machines and mechanisms. This method and its technical implementation, combining actually record accuracy and speed, enables effective use of compact embedded systems directly the operating facilities.

В настоящее время оценка технического состояния частей прокатного стана выполняется на базе экспертных оценок. Достоверность диагностики зависят от опыта и профессиональной подготовки эксперта. В связи с этим не обеспечивается в реальном времени принятие эффективных решений и аварийная защита. При необходимости эксперт составляет программу расширенного стандартного обследования или специального вибрационного, а также программу обследования элементов при разборке.

Анализ публикаций показывает, что используемые технические решения обусловлены постановкой конкретных задач возникших в процессе эксплуатации стана. До настоящего времени в полной мере не получил развития системный подход к решению задач диагностирования приводов прокатного стана [1].

Наибольшее распространение в оценке технического состояния прокатного стана получила вибродиагностика. Основной причиной возникновения вибраций являются значительные ударные нагрузки, погрешность изготовления и сборки частей прокатного стана. Существующие системы вибродиагностики применяют, как правило, в стационарном режиме работы механизмов. В этом режиме диагностируются подшипниковые узлы, зубчатые зацепления и муфты. Измерительная информация параметров вибросигнала от вращающихся элементов с помощью информационно-измерительной системы передаются для преобразования, накопления и анализа в цифровом виде. Анализу подвергается уровень вибраций, взаимосвязь параметров колебаний в различных точках, корреляционно-спектральные функции. В конечном итоге для экспертной оценки в распоряжении обслуживающего персонала имеется следующая информация: величина момента на валу двигателя, износ элементов клетки, изменение угловых зазоров в шпиндельных соединениях, максимальный динамический момент сил упругости на участке линии привода.

На сегодняшний день для оценки текущего технического состояния прокатного оборудования применяют сравнение измеренных максимальных амплитуд и частот колебаний с заранее заданными допускаемыми значениями, а именно устанавливают предельные значения параметров вибрации: уровней и порогов. Данный подход не позволяет в полной мере оценить техническое состояние прокатного оборудования и выявить зарождающиеся дефекты. Использование спектров колебательных процессов из-за их относительно слабой помехозащищенности не дают в полной мере необходимой информации. Структура спектров вибраций изменяется под влиянием множества

факторов (например, изменение режимов работы, условий эксплуатации и др.) На длительных интервалах эксплуатации отсутствует повторяемость спектров, что значительно затрудняет оценку технического состояния. Отсутствует возможность их сравнения на длительных отрезках эксплуатации и выявления признаков, характеризующих его техническое состояние [5]. Анализ средств измерения, применяемых в отрасли для оценки технического состояния клетки прокатного стана, показал, что их метрологический уровень средний или низкий.

Вибродиагностика контролирует в процессе эксплуатации наступление предельных состояний конструкции и её элементов и не обеспечивает надёжную оценку текущего технического состояния оборудования. В связи с изменением условий и режимов работы, износом основных частей функционирующего стана постоянно изменяются параметры колебательных процессов, что исключает получение постоянных или медленно изменяющихся во времени диагностических признаков. В связи с вышеперечисленными факторами можно утверждать о том, что вибродиагностика не даёт в полной мере объективное представление о текущем состоянии прокатного стана.

Для решения проблемы информационно-метрологического сопровождения клетки прокатного стана предлагается применение фазохронометрического метода, разработанного в МГТУ имени Баумана. Получение измерительной диагностической информации возможно при относительных погрешностях измерений интервалов времени не более $5 \cdot 10^{-4}$ %. В данном методе используются интервалы времени, соответствующие фазам рабочего цикла, зависящие от кинематических параметров движения элементов механизма. Цикличность кинематических параметров движения механизма, их минимальный разброс при выполнении рабочего цикла позволяют выявить устойчивые во времени диагностические признаки и индивидуальные количественные характеристики. В них содержится подробная информация о техническом состоянии прокатного стана. В отличие от вибродиагностики фазохронометрическая диагностика превосходит по скорости реакции на изменения режимов работы оборудования в сотни раз. Встроенные системы данного прецизионного контроля просты и надёжны в эксплуатации [4,6].

Обязательным условием для реализации фазохронометрического метода является математическое моделирование функционирования прокатного стана, обеспечивающее взаимосвязь между результатами измерения и элементами конструкции стана. Для этого разработана система дифференциальных уравнений, описывающая многомассовую крутильную систему, представляющую прокатный стан [2]. В ней учтены динамические, кинематические и электромеханические параметры составных частей клетки (рис.1). Система представлена в следующем виде:

Принятые допущения при составлении модели:
все звенья заменяются сосредоточенными массами с моментами инерции J_k ;
участки, связывающие сосредоточенные массы, считаются безмассовыми и обладают крутильной жесткостью C_k ;
трение в модели не учитывается,

$$\left\{ \begin{aligned}
 & J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{электродвиг.}}(t) \\
 & J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \frac{z_3}{z_2} \cdot \varphi_3) = -M_2 \\
 & J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\frac{z_3}{z_2} \cdot \varphi_3 - \varphi_2) + C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = M_3 \\
 & J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + C_{34} \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) + C_{45} \cdot (\varphi_4 - \frac{z_5}{z_4} \cdot \varphi_5) = -M_4 \\
 & J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + C_{45} \cdot (\frac{z_5}{z_4} \cdot \varphi_5 - \varphi_4) + C_{56} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) = M_5 \\
 & J_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 + C_{56} \cdot (\varphi_6 - \varphi_5) + C_{67} \cdot (\varphi_6 \cdot \frac{z_7}{z_6} - \varphi_7) = -M_6 \\
 & J_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 + C_{67} \cdot (\varphi_7 - \frac{z_7}{z_6} \cdot \varphi_6) + C_{78} \cdot (\varphi_7 - \varphi_8) = M_7 \\
 & J_8 \cdot \ddot{\varphi}_8 + C_{78} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7) + C_{89} \cdot (\varphi_8 - \varphi_9) = 0 \\
 & J_9 \cdot \ddot{\varphi}_9 + C_{89} \cdot (\varphi_9 - \varphi_8) = -M_{\text{прокатки}}
 \end{aligned} \right.$$

где J_j - моменты инерции вращающихся элементов стана, C_i - жесткости соединений, φ_k - углы поворота вращающихся элементов стана, Z_k - число зубьев зубчатых колёс редуктора, $M_2 \dots M_7$ - моменты вращения валов,

$M_{\text{электродвигателя}}$ - момент на валу привода, $M_{\text{прокатки}}$ - момент прокатки.

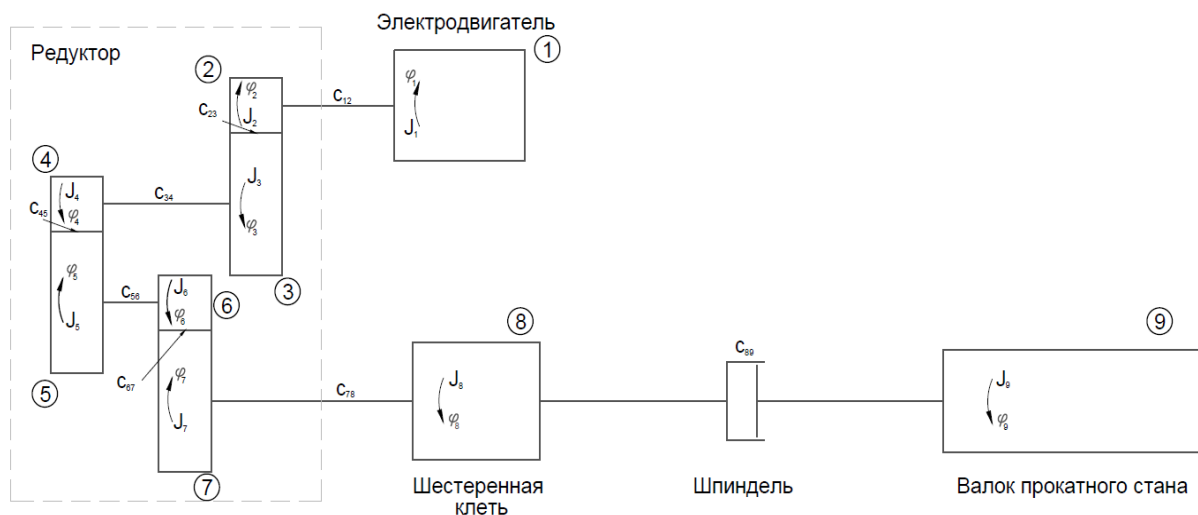


Рис. 1. Динамическая схема прокатного стана

Выводы

1. Анализ нормативных документов и технической литературы в области диагностики показал, что в настоящее время информационно-метрологическое сопровождение не обеспечивает в полной мере надёжную оценку технического состояния прокатного оборудования;

2. Экспертная оценка специалиста не обеспечивает принятие абсолютно надёжных оперативных решений для выполнения управляющих воздействий и аварийной

защиты.

3. Предложение опробованного фазохронометрического метода диагностики циклических механизмов в других отраслях может быть реализовано на прокатных станах

4. Разработана математическая модель прокатного стана в фазохронометрическом представлении, базирующаяся на классическом описании функционирования прокатного стана, задача которой связать результаты измерений с элементами объекта для оценки правильности функционирования и обнаружения дефектов.

Литература

1. Вернев В.В., Большаков В.И., Путноки А.Ю., Коринь А.А., Мацко С.В. Диагностика и динамика прокатных станов. Монография. Днепропетровск: 2007. 144 с.
2. Филлипов А.П. Колебания деформируемых систем. М., "Машиностроение", 1970, 736 с.
3. Григорьев С.Н., Гурин В.Д., Козочкин М.П. и др. Диагностика автоматизированного производства / под ред. С.Н. Григорьева. М.: Машиностроение, 2011. 600 с.
4. Киселёв М.И., Пронякин В.И. Проблема точности при метрологическом обеспечении производства и эксплуатации машин и механизмов // Проблемы машиноведения: точность, трение и износ, надёжность, перспективные технологии / Под ред. В.П. Булатова. СПб: Наука, 2005. С. 7–24.
5. Пронякин В.И. Проблемы диагностики циклических машин и механизмов // Измерительная техника. 2008. № 10. С.9-13.
6. Киселёв М.И., Пронякин В.И. Прецизионный фазовый контроль функционирующих циклических машин и механизмов хронометрическим методом и его приложения. //Труды пятой сессии международной научной школы: Фундаментальные проблемы и прикладные проблемы теории точности процессов, машин, приборов и систем («Фридлиендеровские чтения») – Санкт-Петербург: ИПМ. -2002. -С. 55-60.
7. Киселёв М.И., Пронякин В.И. Проблема точности при метрологическом обеспечении производства и эксплуатации машин и механизмов.// Проблемы машиноведения: точность, трение и износ, надёжность, перспективные технологии / Под ред. В.П. Булатова. СПб: Наука, 2005, С. 7-24.
8. Киселёв М.И., Зройчиков Н.А., Пронякин В.И., Чивилёв Я.В. Прецизионное исследование работы турбоагрегата оптико-электронными средствами // Теплоэнергетика. 2006. №11. –С. 10-13.
9. Киселёв М. И., Пронякин В. И. Быстропротекающие переходные режимы функционирования валопровода мощного турбоагрегата / Наука и образование. Электронное научно-техническое издание. 05, май 2011. Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408.
10. Никитин Г.С. Теория непрерывной продольной прокатки. М.: "Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана", 2009, 339 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПАЙКИ СЕГМЕНТОВ АЛМАЗНЫХ КОРОНОК

IMPROVING SOLDERING TECHNOLOGY SEGMENTS

DIAMOND BITS

О.В.Наумов^{1,2} – студент, С.М.Левин² - к.т.н., доц.

¹ Федеральное государственное бюджетное учреждение науки

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

² Российский государственный университет нефти и газа имени И.М.Губкина

Abstract. Being described the varieties of diamond rock-cutting tool, composition and properties of the matrix of the diamond segment. The technique and results of experiments on diamond segment samples with different heating temperature were established, as well as metallographic analysis by virtue of optical and electron microscopy. Being developed the recommendations for enhancement in efficiency and reducing the cost of creating the diamond rock-cutting tool.

Потребность различных отраслей промышленности в режущем и породоразрушающем инструменте довольно велика. К ним предъявляются такие требования как надежность и достаточно высокая производительность. В настоящее время все большее предпочтение отдается алмазному породоразрушающему инструменту. В статье “К вопросу оценки перспектив бурения алмазными долотами (PDC)” приведены соотношения 70 % к 30 % в пользу алмазных долот. Возросший спрос связан с преимуществами рассматриваемых инструментов перед остальными методами бурения – высочайшей долговечностью и скоростью бурения. При алмазном сверлении в строительстве железобетона и других материалов так же имеется ряд существенных преимуществ, а именно:

- Минимальные затраты времени,
- Не происходит нарушения несущей способности конструкции,
- Применяется в труднодоступных местах или под углом,
- Отсутствуют шум и выбросы пыли.

Несмотря на имеющиеся результаты существует ряд проблем, связанных с использованием данного породоразрушающего инструмента, в частности аспекты процесса пайки алмазных сегментов оставались не исследованными. Известно, что перегрев алмазосодержащих сегментов существенно влияет на их работоспособность за счет графитизации алмазов, а также за счет изменения структуры и свойств матрицы, в которой они расположены. Сегодня для пайки алмазосодержащих сегментов повсеместно используются припои с повышенным содержанием серебра, причем, чем выше содержание серебра, тем ниже температура плавления и меньше опасность перегрева сегментов и графитизации алмазов. Но в тоже время высокое содержание серебра ведет к удорожанию стоимости припоя. На основе выше сказанного целью является совершенствование технологии пайки алмазосодержащих сегментов с возможностью использования припоев с пониженным содержанием серебра. Проведение экспериментов по данному направлению имеет двоякое значение: технологическое – осуществление качественной пайки с сохранением свойств сегмента и алмазов в частности, экономическое – значительное содержание технического серебра в припое позволяет снижать температуру нагрева сегмента во время пайки, но данный материал является достаточно дорогим. Уменьшение содержания серебра без потери износостойкости сегментов позволит существенно сократить затраты на закупку материала.

Поэтому, исходя из данных направлений, целью является исследование влияния температурного фактора при использовании припоев с различным содержанием серебра. Для решения поставленной задачи был проведен комплекс исследований, включающий изготовление образцов алмазных сегментов при различных температурах, температура контролировалась высокоточным лазерным пирометром IMPAC ip 140. Полученные образцы прошли комплексные исследования на: 1 – трение, 2 – металлофизические исследования. Испытания на изнашивание проводилось на модернизированной установке

машине трения по монолитному абразиву. Была выбрана методика, воспроизводящая реальные условия работы алмазного породоразрушающего инструмента в процессе бурения. Для проведения эксперимента была изготовлена оригинальная оправка, в которую крепились сегменты. Были отобраны 15 сегментов марки В-4, разработаны режимы трения на основе реальных нагрузок сегмента и условий бурения. В итоге были получены результаты, которые показали зависимость износостойкости от температуры нагрева. Минимальные значения износа наблюдаются в диапазоне температур от 600 до 800 градусов Цельсия. Скачок происходит при подъеме температуры до 900 и 1000 градусов Цельсия. Для объяснения полученных результатов был проведен комплекс металлофизических исследований, включающий в себя микроанализ, определение химического состава микротвердости алмазосодержащих сегментов, после различных вариантов температурного воздействия.

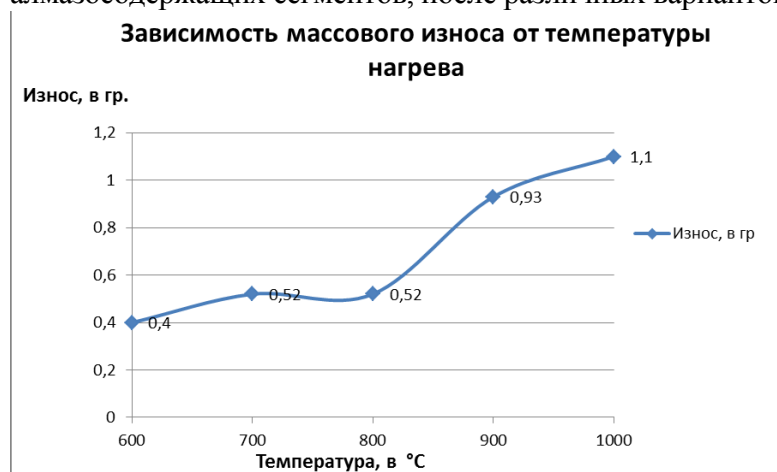


Рис. 1. График зависимости массового износа от температуры нагрева

Микроанализ проводился на микроскопе Nikon MA200 с разрешающей способностью до 1000. Данный анализ показал наличие изменений структуры матрицы с ростом температуры. При температурах нагрева 600 и 800 градусов Цельсия изменения матрицы незначительны, существенные изменения видны при температуре нагрева 1000 градусов Цельсия, наблюдаются каверны и пустоты. Таким образом, первоначально выдвинутое предположение

о пайке без изменения основных характеристик сегмента в диапазоне температур оказались подтверждены. Для более убедительных доказательств были проведены следующие анализы.

Исследование на микротвердость проведено на микротвердомере Emapс durасan 20. Результатом стало обнаружение зависимости микротвердости различных фаз сегментов от температуры нагрева. В пределах 600 – 800 градусов Цельсия наблюдаются приемлимые результаты, т.е. Микротвердость практически не меняется

Исследования на определение химического состава проводились на электронном микроскопе со встроенным химическим анализатором CARL ZEISS SIGMA. Результаты показывают наличие в сегменте железа и меди.

Выводы:

1. Температура нагрева алмазосодержащих сегментов существенно влияет на их износостойкость - с возрастанием температуры выше 800 градусов Цельсия значение массового износа увеличивается существенно.
2. Экономический эффект по применению припоя с меньшим содержанием серебра – применяя припой с меньшим количеством серебра реально уменьшить затраты на закупку материала без потери качества конечного продукта.

Литература

1. Косолапов А.В. Основы алмазной техники и технологии в строительстве.- изд-во ассоциации строительных вузов, 2005
2. Справочник по пайке под ред. Петрунина И. Е. - Машиностроение, 1994
3. Справочник буровой породоразрушающий инструмент, долота с фиксированными алмазосодержащими резцами под редакцией Кершенбаума В.Я. -Национальный институт нефти и газа,2011
4. Кичигин А.Ф. Алмазный инструмент для разрушения крепких горных пород - Недра, 980

**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ИПА ДЛЯ
ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА ИЗДЕЛИЙ
СОВРЕМЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ**
*PROSPECTS FOR THE USE OF PLASMA NITRIDING TECHNOLOGY TO
INCREASE THE STRENGTH AND SERVICE LIFE OF MODERN
ENGINEERING PRODUCTS*

Ф.Р. Низаметдинов – студент, **Г.В. Москвитин** – д.т.н., проф.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (ИМАШ РАН)

Abstract. Plasma nitriding process is a kind of chemical heat treatment of details in plasma of a glow discharge, which has several advantages with respect to grouting, retracements and gas nitriding. The method consists of pulsed glow discharge in argon-nitrogen-hydrogen gas mixture between nitrided products and a wall of the vacuum chamber. Under the action of the bombing of product ions of gas mixture is the saturation of the surface layer of the product nitrogen with the formation of solid metal nitrides. The main advantages of ion-plasma nitriding are: the ability to control the structure obtained nitride layer to provide the required mechanical properties; no pollution; efficiency.

Среди различных способов повышения стойкости деталей и изделий путём поверхностного упрочнения основными являются цементация, нитроцементация и азотирование. В настоящее время все большее применение находит азотирование, благодаря которому упрочненные детали имеют более высокую износостойкость и твердость поверхностного слоя и малую деформацию обрабатываемой детали. [3] Азотирование — это технологический процесс химико-термической обработки, при которой поверхность различных металлов или сплавов насыщают азотом в специальной азотирующей среде. Азотированию, как и цементации, подвергают детали, работающие на износ и воспринимающие знакопеременные нагрузки. Азотированные детали имеют следующие преимущества: высокую твердость, износостойкость, теплостойкость и коррозионную стойкость. Так как азотированию подвергают в основном легированные стали определенных составов и процесс имеет большую продолжительность (30-60ч.), применение его оказывается экономически целесообразным лишь для обработки ответственных инструментов и деталей авиамоторов, дизелей, турбин, приборов и т. п.

В современном материаловедении всё большее применение находит ионное азотирование в плазме тлеющего разряда, при котором достигается значительное сокращение общего времени процесса (в 2 - 3 раза) и повышение качества азотированной зоны. [4]

Сегодня ИПА активно используется в машино-, судо- и станкостроении, промышленности сельскохозяйственного и ремонтного назначения, для производства установок энергетической отрасли. Среди предприятий, активно использующих технологию ионно-плазменного азотирования такие громкие имена, как немецкий концерн Daimler, автомобильные гиганты BMW, Audi, Volkswagen, Volvo. [5]

В России метод ИПА также достаточно широко применяется на таких предприятиях как АвтоВАЗ (впускные и выпускные клапаны), КамАЗ (коленчатые валы), Уфимское моторостроительное объединение (УМПО), ММПП «Салют» и других.

Ионно-плазменное азотирование - это разновидность химико-термической обработки деталей машин, инструмента, штамповой и литейной оснастки, обеспечивающая диффузионное насыщение поверхностного слоя стали и чугуна азотом или азотом и углеродом в азотно-водородной плазме при температуре 450-600 °С, а также титана и титановых сплавов при температуре 800-950°С в азотной плазме.[6] Варьируя состав насыщающего газа, давление, температуру и время выдержки, можно получать слои заданной структуры и фазового состава, обеспечивая строго регламентируемые свойства сталей, чугунов, титана и сплавов. Оптимизация свойств упрочняемой

поверхности обеспечивается за счет необходимого сочетания нитридного и диффузионного слоев, которые врастают в основной материал.[2] В зависимости от химического состава нитридный слой является либо γ -фазой (Fe_4N) либо ϵ -фазой (Fe_2N). ϵ -нитридный слой является коррозионно-стойким, а γ -слой - износостойким и относительно пластичным. При этом, в зависимости от целей обработки, в результате ионно-плазменного азотирования возможно получение:

- диффузионного слоя с развитой нитридной зоной, обеспечивающей высокую сопротивляемость коррозии и прирабатываемость трущихся поверхностей - для деталей, работающих на износ;
- диффузионного слоя без нитридной зоны – для режущего и штампового инструмента и деталей, работающих при знакопеременных нагрузках в условиях изнашивания при высоких давлениях.

В результате ионного азотирования можно улучшить следующие характеристики изделий:

- износостойкость
- усталостную выносливость
- антизадирные свойства
- теплостойкость
- коррозионную стойкость [1,2]

В [7] рассмотрено влияние газового и ионного азотирования на механические свойства стали 38ХМФЮА. Сравнительная характеристика механических свойств упрочнённого слоя после азотирования различными методами представлена в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики упрочненного слоя

Марка стали	Вид обработки	Характеристики слоя		Температура процесса
		Глубина, мм	Твердость, HV	
38ХМФЮА	Газовое азотирование	0,25-0,4	740-830	570-620
	ИПА	0,25-0,4	850-1100	520-560

Кроме значительного повышения твёрдости поверхностного слоя, упрочнение различных деталей машиностроения методом ионного азотирования обеспечивает повышение ряда механических свойств.

После ионного азотирования предел выносливости при изгибе в среднем на 130 МПа выше, чем после газового азотирования, а предел контактной выносливости поверхности выше на 300 МПа. Это обуславливает применение именно метода ионного азотирования для деталей, работающих в условиях больших циклических и знакопеременных нагрузок, сильного трения [3]

Основным достоинством метода является стабильное качество обработки с минимальным разбросом свойств от детали к детали. В сравнении с широко используемыми способами упрочняющей химико-термической обработки стальных деталей, такими, как цементация, нитроцементация и газовое азотирование в печах, метод ионно-плазменного азотирования имеет следующие основные преимущества:

- более высокая поверхностная твердость азотированных деталей
- отсутствие деформации деталей после обработки
- повышение предела выносливости и увеличение износостойкости обработанных деталей
- более низкая температура обработки, благодаря чему, в стали не происходит структурных превращений
- возможность обработки глухих и сквозных отверстий
- сохранение твердости азотированного слоя после нагрева до 600 – 650
- возможность получения слоев заданного состава

- возможность обработки изделий неограниченных размеров и форм
- отсутствие загрязнения окружающей среды
- снижение себестоимости обработки в несколько раз

Преимущества ИПА проявляются и в существенном сокращении основных издержек производства. Так, например, по сравнению с газовым азотированием в печах, ИПА обеспечивает:

- сокращение продолжительности обработки в 2 - 5 раз, как за счет снижения времени нагрева и охлаждения садки, так и за счет уменьшения времени изотермической выдержки
- сокращение расхода рабочих газов в 20 - 100 раз
- сокращение расхода электроэнергии 1,5 - 3 раза
- снижение деформации настолько, чтобы исключить финишную шлифовку
- улучшение санитарно-гигиенических условий производства
- полное соответствие технологии всем современным требованиям по охране окружающей среды.

Установки для ИПА работают следующим образом: в камеру, действующую по принципу катодно-анодной системы, подается азотно-водородная смесь для обработки чугуна и различных сталей или чистый азот в качестве рабочего газа для работы с титаном и его сплавами. Катодом служит заготовка, анодом – стенки камеры. Возбуждение аномально тлеющего заряда инициирует образование плазмы и, как следствие, активной среды, включающей в себя заряженные ионы, атомы и молекулы рабочей смеси, находящиеся в возбужденном состоянии. Низкое давление в камере (до 1000 Па) обеспечивает равномерное и полноценное покрытие заготовки свечением. Температура плазмы колеблется от 400 до 950 градусов в зависимости от рабочего газа. [5]

Традиционная конструкция вакуумной установки для нанесения покрытий (Рис.1) включает в себя один или несколько плазменных источников магнетронного или дугового типов, расположенных на боковой поверхности цилиндрической вакуумной камеры. Внутри вакуумной камеры находится карусельно-планетарный механизм вращения обрабатываемых образцов для получения однородного покрытия. Вакуумная камера оснащается ионным источником и нагревательным элементом для предварительной очистки и подготовки обрабатываемой поверхности.

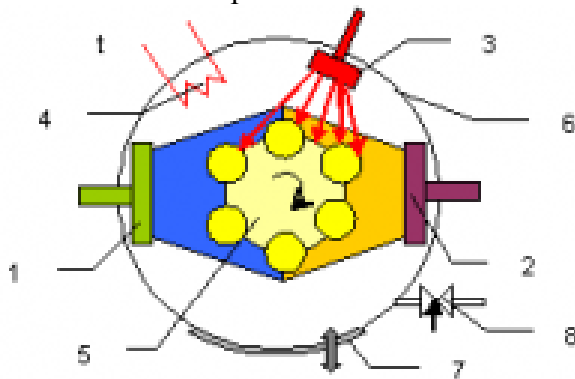


Рис. 1. Схема технологической установки для нанесения покрытий. 1, 2 - магнетроны с катодами из различных материалов, 3 - ионный источник для предварительной очистки образцов, 4 - резистивный нагреватель, 5 - карусельный механизм вращения образцов, 6 - вакуумная камера, 7 - дверца для загрузки образцов, 8 - регулятор потока рабочего газа.

Современные установки имеют сложную систему импульсного напряжения. Это позволяет устранить многие недостатки традиционных схем, связанные со сложностью поддержания требуемых температур, низкой равномерностью теплового поля, дугообразованием.

Среди поставщиков современного оборудования для ИПА можно выделить следующие компании: PD2i (Франция, Турция, Малайзия, США, Тайвань, Япония), Ionitech LTD (США, Великобритания, Болгария, Россия, Индия), Rubig GmbH & CO KG

(Австрия) и др.

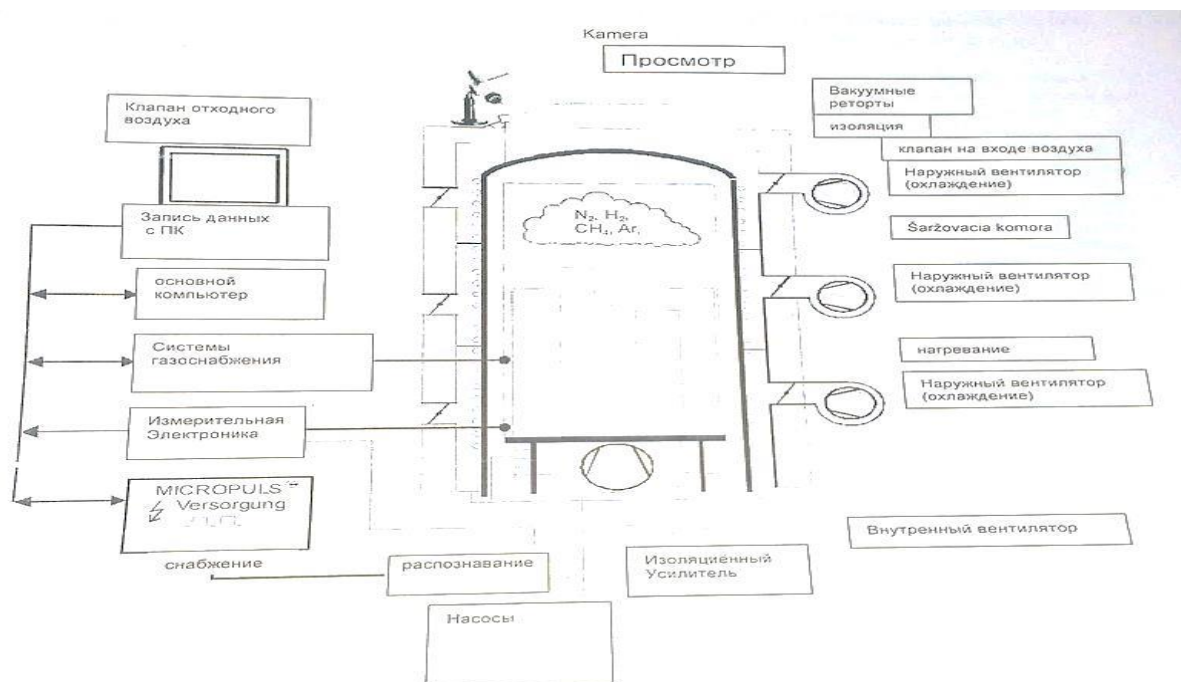


Рис.2 Схема установки Micropuls Rubig PN 70/120 DUO

К сожалению, на фоне зарубежья отечественные производители все же используют азотирование ионно-плазменным методом довольно редко, хотя экономические и физико-механические преимущества видны невооруженным глазом. Внедрение на производство ионно-плазменного азотирования улучшает условия труда, повышает производительность и снижает стоимость работ, при этом ресурс службы обработанного изделия увеличивается. Как правило, вопрос построения техпроцессов с использованием установок для ИПА упирается в проблему финансового плана, хотя субъективно реальных препятствий нет. Ионно-плазменное азотирование при достаточно простой конструкции оборудования выполняет сразу несколько операций, реализация которых другими методами возможна лишь поэтапно, когда стоимость и продолжительность резко поползут вверх. Кроме того, есть несколько компаний в России и Беларуси, сотрудничающих с зарубежными производителями оборудования для ИПА, что делает покупку таких установок доступнее и дешевле.

Литература

1. Н.А.Воронин, Применение ионно-плазменной обработки для снижения трения и повышения износостойкости различных изделий машиностроения. Методы упрочнения поверхностей деталей машин/ Отв. ред. Г.В.Москвитин.-М.:КРАСАНД,2008.- с.67-90.
2. Ю.П. Тарасенко, И.Н.Царева, В.Н.Перевезенцев, В.А.Сорокин, Полифункциональные ионно-плазменные покрытия нитрида титана в машиностроении. Методы упрочнения поверхностей деталей машин/ Отв. ред. Г.В.Москвитин.-М.:КРАСАНД,2008.- с.123-152.
3. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химикотермической обработки / В.М. Зинченко. – М. Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001 – 303 с.
4. Арзамасов В.Н., Ионная химико-термическая обработка сплавов в газовых средах/В.Н. Арзамасов, А.Г. Братухин, Ю.С. Елисеев//Москва: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1999.-400с
5. URL: http://www.equipnet.ru/articles/tech/tech_447.html (дата обращения 16.09.2014).
6. URL: http://www.nppuast.com/p_ia.html (дата обращения 16.09.2014).
7. Могильная Е.П., Дубасов В.М. Ионное азотирование изделий из конструкционной стали / Е. П. Могильная, В. М. Дубасов // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні . - 2013. - № 1. - С. 193-198. - URL: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/rtvotmm_2013_1_24.pdf (дата обращения 12.10.2014).

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОТБОРТОВКИ ШИПА ПЛИТКИ
ДЛЯ ПОЛА ИЗ ТОНКОЛИСТОВОГО МЕТАЛЛА**
*MODELING OF THE PROCESS OF FLANGING THORN OF FLOOR TILES
FROM SHEET METAL*

В.В.Панфёров – студент, **С.А. Типалин.**- к.т.н., доц.,
Московский Государственный Машиностроительный Университет (МАМИ)

Abstract. For definition of optimum technology of forming there were simulated various options of a notching and the subsequent ambatovy of material. Tool geometry parameters are as a result picked up. Results of modeling with optimum parameters are presented. During modeling problem sites are revealed and recommendations about a form of the made an incision contour are made.

В настоящее время в России существует проблема плохого состояния дорог и тротуаров . Эти проблемы актуальны как в повседневной городской жизни, так и на производстве или строительстве. Аварийные ситуации на дороге или тротуарах, связанные с разрушением дорожного покрытия, различные ремонтные работы, а так же особые погодные условия – всё это, так или иначе, влияет на движение транспортных средств и пассажиропотока.

Аналогичные проблемы возникают и в культурно-массовой деятельности. Мероприятия с музыкальной направленностью, особенно крупно масштабные рок-фестивали чаще всего проводятся на незастроенной территории города, либо за его чертой. Организаторы таких мероприятий задаются множеством технических вопросов, в частности - вопросом отсутствия дорожного покрытия на территории проведения мероприятия, ведь в короткие сроки нужно соорудить площадки для установки сцен, оборудования, а так же размещения людей. Но неровность поверхности земли затрудняет решение этого вопроса.

Одним из решений данной проблемы является применение универсальной плитки из листового металла. Данная плитка может соединяться с аналогичной, создавая единую конструкцию. Данная конструкция выполняет роль временного, либо постоянного дорожного покрытия для передвижения по нему пешеходов и легковых транспортных средств. Преимущество этого способа заключается в скорости и лёгкости сооружения покрытия, низкой массе конструкции и способе соединения между собой единичных элементов конструкции. Универсальность такой плитки обуславливается широкой областью её применения – производство, строительство, культмассовые мероприятия и др.

На международном рынке уже долгое время существуют решения таких или похожих проблем, но все они требуют больших материальных затрат при закупке, а так же трудозатрат при транспортировке и установке в месте предполагаемого использования. Изделия из кирпича и дерева делают конструкцию громоздкой и повышают её общую массу, что осложняет процесс и сроки транспортировки, разгрузки и установки. Так же, конструкции из таких материалов не могут обеспечить долгий срок службы. Аналогичные недостатки имеют и изделия из бетона и металлической арматуры. Сроки службы таких изделий напротив слишком большие и применение их нецелесообразно. Так же следует отметить, что стоимость единицы этих изделий может варьироваться , и она тем больше, чем больше срок службы и прочностные характеристики.

На Российском рынке так же достаточно много производителей напольных топпингов, но следует отметить компанию «АвтоСпецМаш», которая успешно работает с 1998 года. Основная её специализация - это холодная штамповка из листового металла. Главным товаром этой компании, пользующимся наибольшим спросом является напольная плитка (топпинг), которая монтируется в бетон на полах предприятий.



Рис.1. – Металлическая плитка имеющаяся на современном рынке

Плитка представляет собой деталь прямоугольной формы с загнутыми вниз краями и надрезанными отверстиями на плоскости всей заготовки. Некоторая площадь металла вокруг отверстия подвергается операции отбортовки, для устранения острых краёв. Надрезанные, а не пробитые отверстия позволяют, с помощью загнутой вниз части металла, зафиксироваться на той или иной поверхности, а отбортовка отверстий повысить жёсткость всей конструкции.

Есть несколько принципиальных отличий между плиткой, предлагаемой фирмой «АвтоСпецМаш» и плиткой представленной в данной работе:

- 1) Форма надреза и отогнутых усиков не является в плане – кругом, а представляет собой прямоугольник, треугольник или другие фигуры более сложной формы.
- 2) Крепление к полу за счёт острых концов загнутых частей детали, а так же за счёт острых кромок отогнутых вниз усиков.
- 3) Предусмотрено крепление между соседними плитками для сбора в единую конструкцию.

Все перечисленное выше позволяет осуществлять укладку плитки как в бетон, так и на поверхность земли.

Целью представленной работы является моделирование технологического процесса производства напольной плитки в программе AutoForm. Так же в данной работе проведён анализ и сравнение характеристик плиток с отверстиями разной формы. Разработанный технологический процесс включает в себя: операцию отрезки, совмещенную операцию вытяжки, нарезки и отбортовки

Основные технологические операции совмещенные в одном штампе были промоделированы с помощью программного продукта AutoForm. Система обладает широкими возможностями для анализа процессов листовой штамповки тонкостенных деталей. Данная программа позволила оценить возможность формоизменения в сложных участках и подобрать необходимые геометрические параметры штампуемой детали.

Одной из важнейших задач современного штамповочного производства является получение качественных деталей при минимальных затратах на используемых штампуемых материалах, отработки технологии штамповки и получении качественного инструмента.

Современные методы моделирования и специализированные программы позволяют значительно упростить разработку штамповой оснастки, позволяют вносить необходимые изменения в геометрию детали ещё на этапе проектирования и экономят значительные денежные и материальные ресурсы. При помощи математического моделирования возможно с достаточной точностью воспроизвести процесс отбортовки детали, а на основе его анализа сделать выводы о наличии опасных сечений, участков избыточного

растяжения или гофрообразования, спроектировать необходимые перетяжные пороги и рёбра. Значительная экономия металла достигается за счёт уменьшения пригоночных испытаний штампа и расчёта формы исходной заготовки, позволяющей не только экономить материал, но и улучшить течение процесса.

В работе использовались следующие программные продукты:

- 1) T-Flex CAD 3D v12.0.62.0
- 2) AutoForm⁺ R5 v1.0

Для математического моделирования была принята модель показанная на рисунке 2.

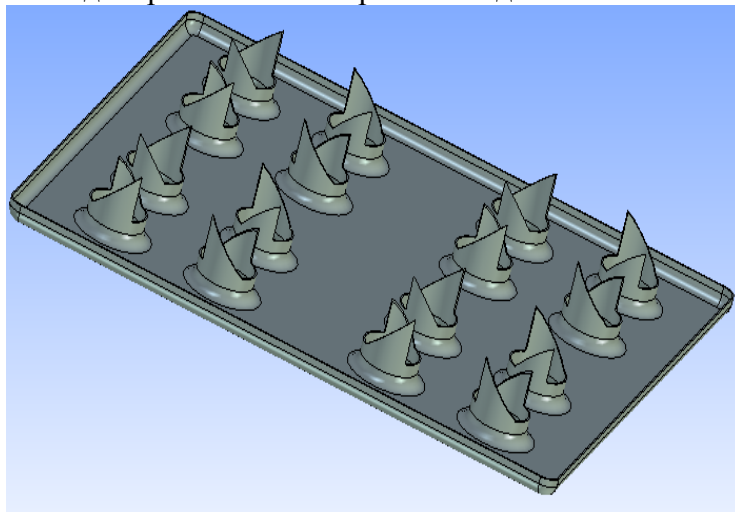


Рис.2. Компьютерная модель плитки

В качестве вариантов предварительной надрезки материала было рассмотрено 3 варианта представленных на рисунках 4-6. В ходе моделирования принималось во внимание не только хорошее протекание процесса деформации при надрезе и последующей отбортовки, но и простота изготовления инструмента и последующая его заточка.

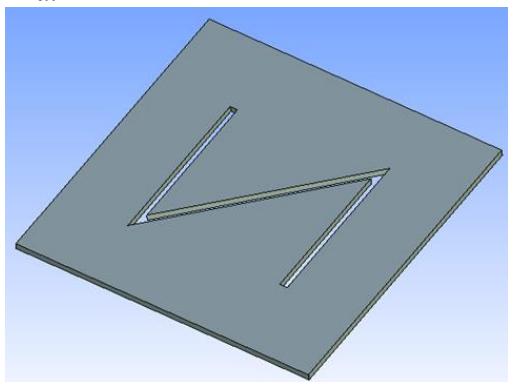


Рис.3. Варианты надрезки №1

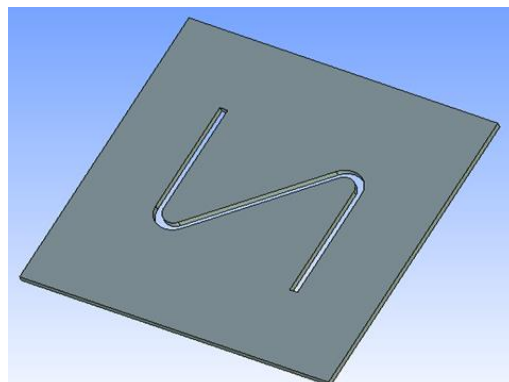


Рис.4. Варианты надрезки №2

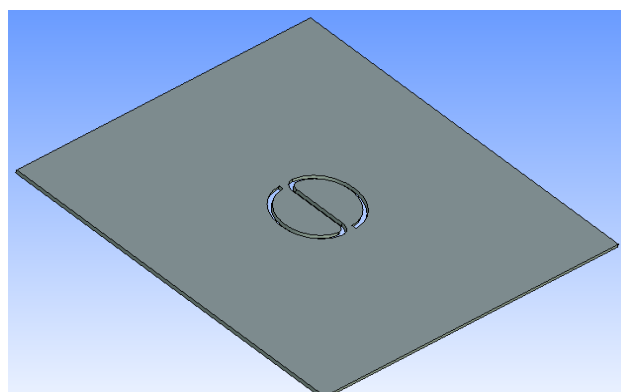


Рис.5. Варианты надрезки №3

В процессе моделирования для оптимального протекания процесса формоизменения подбирались следующие параметры:

1. Диаметр отбортованного отверстия
2. Радиус торовой поверхности у основании борта

В ходе моделирования принята геометрия инструмента обеспечивающая наиболее простой вид надрезаемой линии и следующую геометрию инструмента для отбортовки:

Диаметр отбортованного отверстия 35 мм

Радиус торовой поверхности 8 мм.

Результаты моделирования в программе AutoForm⁺ R5 v1.0 представлены на рисунках 6 и 7

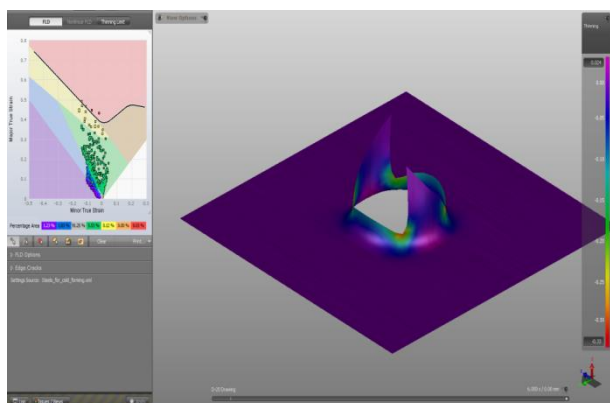


Рис.6. Утонение материала в процессе отбортовки

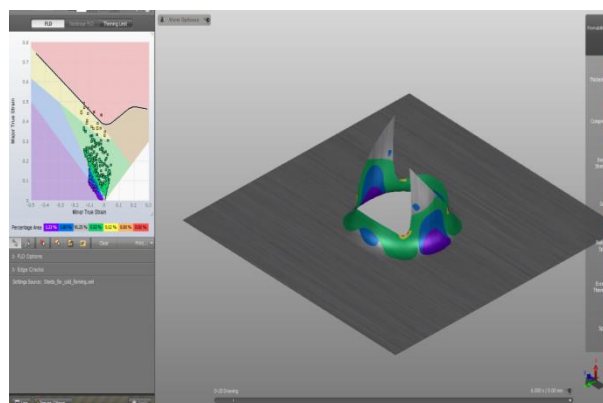


Рис.7. Штампуемость материала в процессе отбортовки

В результате использования компьютерного моделирования удалось подобрать оптимальные параметры для формоизменения штампуемых деталей, не изготавливая экспериментальную оснастку.

ПРИМЕНЕНИЕ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИЙ В НЕСУЩИХ СИСТЕМАХ

APPLICATION OF LAYERED COMPOSITION IN A CARRIER SYSTEMS

А.А.Парахони – аспирант, Н.Л.Осипов – к.т.н, доц.

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

Abstract. Since the carrier system treats all loads acting on the vehicle, it must provide sufficient strength at minimum weight. This requirement may be met by applying the components of the composition (layered shells and layered beams). Technological features and advantages of composite compositions is their separate assembly for the job given in advance stiffness properties. Bearing systems of vehicles, formed by a compound such compositions in a single ensemble, have the same mass to the order of higher stiffness properties as compared with conventional. The paper used the method of finite elements, as the most effective way to study layered bearing systems at the design stage.

Несущая система транспортного средства воспринимает все нагрузки действующие на транспортное средство. она должна обеспечивать достаточную прочность при минимальной массе. К ней крепятся все основные агрегаты и узлы машины, такие как двигатель, трансмиссия и т. д.. Различают следующие типы несущих систем: рамы, корпуса, кузова, металлоконструкции прицепов и полуприцепов. К ним предъявляются требования надёжности, технологичности, коррозионностойкости, проходимости и эргономики. Но в первую очередь несущая система любого транспортного средства должна обеспечивать достаточную прочность при минимальной массе. Это требование можно выполнить, применяя составные композиции (слоистые оболочки и балки). Целью проектирования таких композиций является перераспределение нагрузки между слоями. Заполнитель, как правило, воспринимает поперечные силы при изгибе трёхслойной конструкции и обеспечивает совместную работу и устойчивость несущих слоев. Способность заполнителя воспринимать нагрузку в плоскости несущих слоев зависит от конструкции заполнителя и его жесткостных характеристик. Элементы каркаса обеспечивают местную жесткость конструкции при действии сосредоточенных усилий и в местах крепления повышают сопротивление усталости.

Несущие системы транспортных средств, образованные соединением таких композиций в единый ансамбль, имеют при одинаковой массе на порядок более высокие жесткостные свойства по сравнению с традиционными.

Такие композиции как слоистые оболочки и пластины активно применяются в последнее время в конструкции различных транспортных средств [2]. Слоистые оболочки могут быть эффективно использованы в конструкции различных несущих систем. В таких оболочках соединение несущих слоев с заполнителем и элементами каркаса осуществляется различными технологическими процессами: клепкой, склеиванием, пайкой и сваркой. Слоистые конструкции классифицируются по типу заполнителя: со сплошным заполнителем, с заполнителем сотовой структуры, с заполнителем гофрированной формы и т.п.; по материалу несущих слоёв и заполнителя: металлические, неметаллические, в том числе и композиционные, комбинированные [3].

В данной работе исследовались цилиндрические оболочки представляющие собой симметричную трёхслойную композицию (б,в,г) и традиционные (а). В качестве заполнителя рассматривались наиболее часто используемые сплошной заполнитель из пенополиуретана (б), сотовый из алюминиевого сплава (в) и сотовый с заполнением каждой ячейки сплошным заполнителем (г) (рис.1).

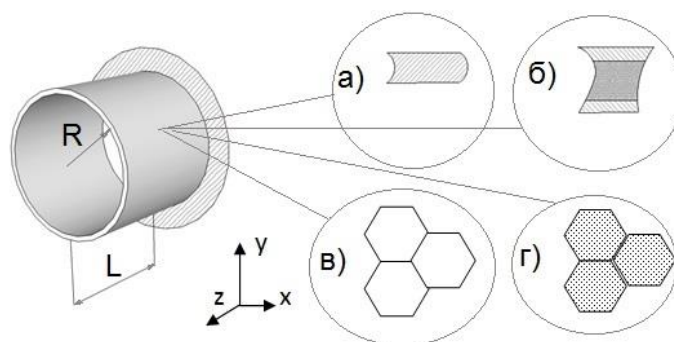


Рис.1. Параметры оболочек

Параметры плотности и толщины подобраны так, чтобы первые два варианта (а,б) были эквивалентны по массе. Варианты в) и г) имеют одинаковую толщину пакета. С целью сравнительного анализа деформаций оболочки применён метод конечных элементов, как наиболее эффективный способ исследования слоистых несущих систем на этапе проектирования [1].

Основные параметры всех тестовых моделей (см. рис. 1) были приняты:

$R = 0.5\text{м}$, $L = 1.17\text{м}$.

Толщины слоёв сведены в таблицу 1

Таблица 1

Вариант композиции	Толщина	Толщина несущего слоя	Толщина заполнителя	Толщина стенки сот
	t [М]	$t_{\text{нес}}$ [М]	$t_{\text{зап}}$ [М]	$t_{\text{сот}}$ [М]
а	0.0074	-	-	-
б	0.026	0.003	0.02	-
в	0.026	0.003	-	0.02
г	0.026	0.003	0.02	0.02

Для анализа влияния структуры заполнителя на жесткость и прочность оболочки были рассмотрены следующие модельные задачи:

- 1) Кручение цилиндрических оболочек с различной структурой заполнителя, но имеющих одинаковые основные размеры $Mz = 10 \text{ кН*м}$;
- 2) Изгиб цилиндрических оболочек $Fy = -20 \text{ кН}$;
- 3) Растяжение цилиндрических оболочек $Fz = 10 \text{ кН*м}$.

Статический анализ общей прочности различных вариантов оболочек проведен на программном комплексе MSC Nastran методом конечных элементов. Первые две модели выполнены элементами типа SOLID, модели с сотовым заполнителем – элементами тип PLATE. На рисунке 3 представлена конечно-элементная модель сот. Для всех моделей все линейные перемещения в узлах запрещены по правому краю.

Для анализа влияния выбора заполнителя на несущую способность оболочки на рисунке 2,3,4 приведены наиболее важные перемещения (наложение эпюр при одинаковом варианте нагружения оболочек различной структуры).

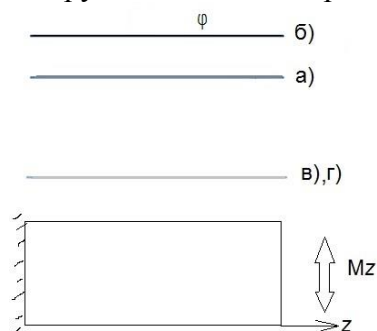


Рис. 2. Угол закручивания φ по длине оболочек различных конфигураций

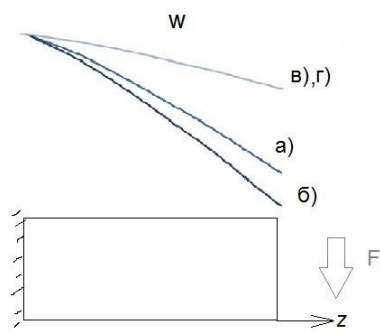


Рис. 3. Прогиб w по длине оболочек различных конфигураций

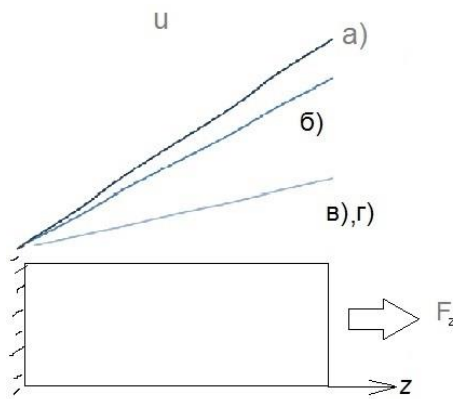


Рис. 4. Линейное перемещение u по длине оболочек различных конфигураций

Результаты по варианту в) и г) оказались идентичны вследствие работы более жестких стенок сот. Как видно из анализа графиков наибольшую жесткость имеет сплошная оболочка, однако, меньшие напряжения возникают в слоистых оболочках. Сравнение вариантов а), б) и в), г) говорит о высокой жёсткости трёхслойной оболочки с сотовыми структурами в качестве заполнителя, за счёт большей толщины пакета.

Полученные результаты на простейшей цилиндрической оболочке можно обобщить на расчет конкретной конструкции. Отдельно смоделирован случай использования слоистой оболочки в качестве несущего элемента кузова цистерны. Строение оболочки – симметричное, заполнитель – сплошной пенополиуретан. Основным расчётным случаем является нагрузка от внутреннего давления (рис. 5). На рисунке 6 представлена конечно-элементная модель цистерны разработанная в программном комплексе MSC Nastran с использованием пространственных элементов SOLID. На рисунках 7-8 представлено распределение эквивалентных напряжений отдельно для каждого слоя.

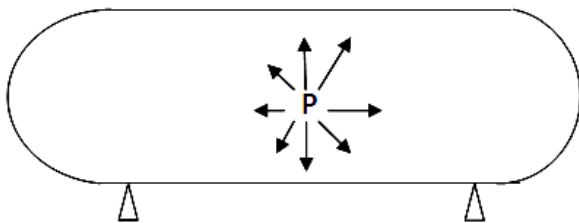


Рис. 5. Расчетная схема цистерны

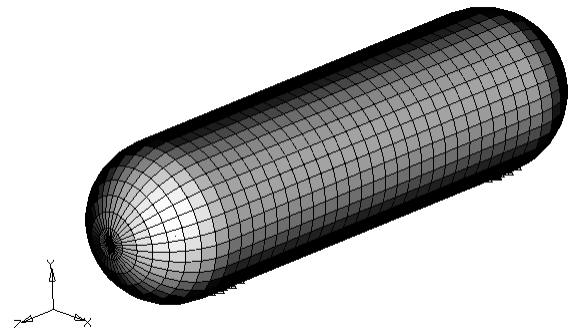


Рис. 6. КЭ модель цистерны

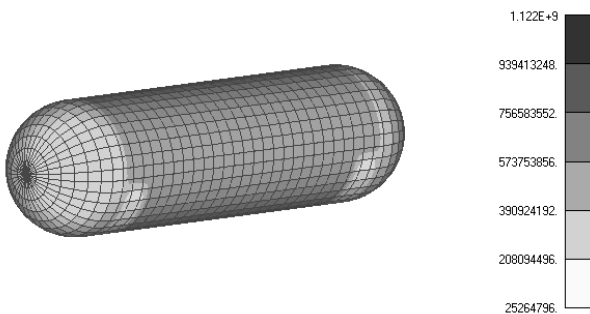


Рис. 7. Эквивалентные напряжения во внутреннем несущем слое

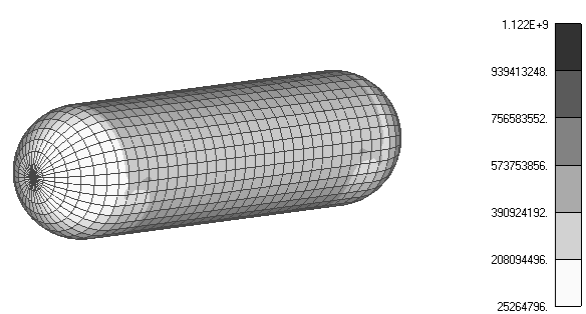


Рис. 8. Эквивалентные напряжения в заполнителе

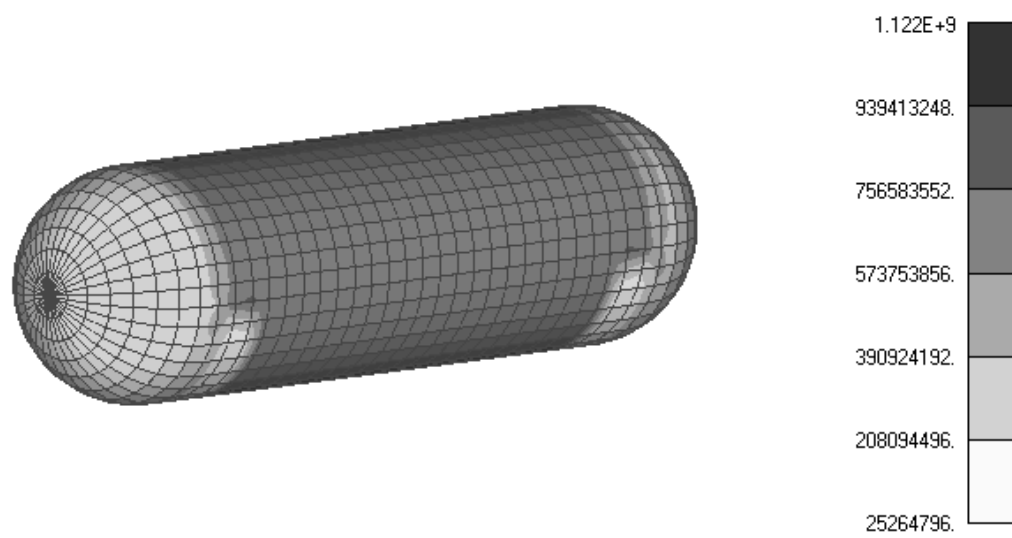


Рис. 9. Эквивалентные напряжения во внешнем несущем слое

Выводы

- 1) Установлены поля напряжений и деформаций в слоистых оболочках и цистерне по разработанным конечно-элементным моделям.
- 2) Особенности распределения деформаций и напряжений способствуют более ясному представлению о влиянии структуры заполнителя на жесткость и прочность слоистых оболочек.
- 3) Полученные результаты позволяют обобщить характер распределения нагрузок их на конструкции несущих систем транспортных средств.

Литература

1. Агапов В.П. «Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. – М.: АСВ 2000
2. Воронков О.В., Песков В.И., Хорычев А.А. «Новое в конструкции и проектировании автобусных кузовов»-монография; Нижегородский государственный технический университет. – Нижний Новгород, 2009.
3. Панин В.Ф. Гладков Ю.А. «Конструкции с заполнителем» - М.: Машиностроение 1991.

РАСЧЕТ ТРАЕКТОРИИ ТРЕЩИНЫ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ КЛИНА ВАРИАЦИОННЫМ МЕТОДОМ

CALCULATION OF THE TRAJECTORY OF A CRACK AT A STRETCHING OF THE WEDGE, USING THE VARIATIONAL METHOD

Н.С.Пахалина^{1,2} – студент, Е.М.Морозов¹ – д.т.н., проф., Ю.Г.Матвиенко² – д.т.н.

¹Национальный исследовательский ядерный университет МИФИ

²Институт машиноведения им. А.А.Благонравова Российской академии наук

Abstract. To determine the trajectory of a crack, the applicability of the variational method is discussed. Functionality in the equation of Euler-Lagrange is considered in three different types. The experimental model is presented in the form of a wedge. The top of which is applied by concentrated force. Numerical solution of the obtained trajectories of cracks has been presented. The experimental data in agreement with numerical results.

Введение. Управление процессом разрушения и знание его закономерностей имеют огромное значение для практики (для конструкций и сооружений желательно замедлить процесс роста трещин, тогда как при обработке резанием, наоборот, необходимо всячески облегчить разрушение).

К числу основных направлений исследований механики разрушения относятся проблемы разрушения в условиях значительных пластических деформаций, разработки методов механики разрушения неметаллических материалов (композиты, керамики, полимеры, бетон, горные породы и т.д.), изучение распространения трещин при динамическом нагружении и при наличии агрессивных сред, прогнозирование ресурса и надежности элементов конструкций с учетом случайного характера возникновения и развития в них дефектов [1].

Постановка задачи. Образец представлен в виде клина с углом раствора 2α , к вершине которого приложена сосредоточенная сила P , составляющая с осью клина угол γ (рис.1). На расстоянии r от вершины клина инициируется трещина. Далее образец закрепляется в разрывной машине и подвергается растяжению (сила приложена в вершине клина). Растягивают до разрушения.

В данной работе рассматривается возможность применения вариационного метода для определения траектории трещины и сравнение полученного численного расчета с экспериментом. Материал образца – оптически активное вещество.

Для определения НС использовалась задача «клин, нагруженный сосредоточенной силой, приложенной к его вершине». Решение этой задачи приведено в [2].

$$\begin{cases} \sigma_r = -\frac{2P}{r} \left(\frac{\sin \gamma \sin \theta}{2\alpha - \sin 2\alpha} + \frac{\cos \gamma \cos \theta}{2\alpha + \sin 2\alpha} \right), \\ \sigma_\theta = 0, \\ \tau_{r\theta} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

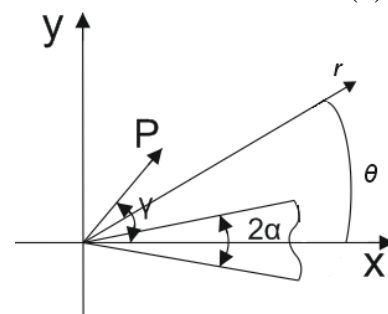


Рис. 1.

В постановке нашей задачи угол $\gamma = 180^\circ$. Следовательно, для нашего случая радиальное напряжение будет следующим:

$$\sigma_r = \frac{2P}{r} \frac{\cos \theta}{2\alpha + \sin 2\alpha}. \quad (2)$$

Рассматривается вариационный метод для теоретического определения траектории трещины [3]:

$$\delta L = 0, \quad L = \int_A^B \Phi(x, y, y') ds, \quad (3)$$

в которой искомая экстремаль $y = y(x)$ есть уравнение траектории трещины, а условия на концах А и В могут быть разными в зависимости от постановки задачи.

Различное представление функционала $\Phi(x, y, y')$:

а) будем трактовать линию распространения трещины как обобщенную геодезическую с метрикой, зависящей от напряженного состояния, а именно $ds^* = \Phi ds$.

$$\Phi \approx \alpha \sigma_1 = \alpha \sigma_r \quad (4)$$

$$L = \int_a^b \Phi(\theta, r, r') ds = \int_a^b \frac{2P}{r} \frac{\cos \theta}{2\alpha + \sin 2\alpha} \sqrt{r^2 + (r')^2} d\theta$$

$$M = \frac{2P}{r} \frac{\cos \theta}{2\alpha + \sin 2\alpha} \sqrt{r^2 + (r')^2} = A \frac{\cos \theta}{r} \sqrt{r^2 + (r')^2} \quad (5)$$

Решением уравнения Эйлера для данного функционала и будет искомая траектория трещины.

$$\frac{\partial M}{\partial r} - \frac{d}{d\theta} \frac{\partial M}{\partial r'} = 0 \quad (6)$$

где $M = \frac{2P}{r} \frac{\cos \theta}{2\alpha + \sin 2\alpha} \sqrt{r^2 + (r')^2} = A \frac{\cos \theta}{r} \sqrt{r^2 + (r')^2}$

Подставим выражение (5) в (6). После некоторых преобразований получим следующее выражение:

$$tg \theta \cdot r' - r'' + \frac{r' r}{r^2 + (r')^2} - \frac{r' r''}{r^2 + (r')^2} = 0 \quad (7)$$

Решение $r = const$ удовлетворяет этому уравнению. Далее из (7) выразим r'' :

$$r'' = \frac{r'(r^2 + (r')^2) tg \theta + (r')^2 r}{r^2 + 2r'^2} \quad (8)$$

Выражение (8) в дальнейшем будем использовать для определения траектории трещины численным методом, используя следующие граничные условия:

$$\begin{cases} \left. \frac{dr}{d\theta} \right|_{\theta=-\alpha} = 0, \\ r = b \Big|_{\theta=-\alpha}. \end{cases} \quad (9)$$

б) представим функционал Φ в следующем виде:

$$\Phi = 2\gamma - \frac{1}{2} (p_i^+ u_i^+ + p_i^- u_i^-), \quad (10)$$

здесь $2\gamma = \gamma^+ + \gamma^-$ - удельная работа разрушения, p_i - нагрузка, действующая на поверхность трещины $p_i = -\sigma_{ij} n_j$, σ_{ij} - напряжение в сплошном теле, где предполагается

трещина, n_i - нормаль к поверхности трещины, u_i - смещение на поверхности трещины от нагрузки p_i . Будем считать $\gamma = const$ вдоль всей траектории трещины, а значит исключим 2γ из выражения, т.к. его наличие не влияет на положение экстремума. Далее, используя гипотезу Винклера ($u_i = \beta p_i$), получим следующее выражение (для $\beta = 1$ - коэффициент постели):

$$L = \int_a^b p_i^2 ds = \int_a^b \sigma_r^2 n_r ds \quad (11)$$

В этом случае функционал M равен:

$$M = \left(\frac{2P}{r} \frac{\cos(\theta)}{2\alpha + \sin(2\alpha)} \right)^2 \sqrt{r^2 + (r')^2} \quad (12)$$

Подставим выражение (12) в (6). После некоторых преобразований получим следующее выражение:

$$2tg\theta \cdot r' - r'' + \frac{(r')^3 r + (r')^3 r''}{r^2 + (r')^2} = 0 \quad (13)$$

Для M уравнение Эйлера будет иметь следующий вид:

$$r'' = \frac{2tg(\theta) \cdot (r^2 + (r')^2 + (r')^3 r)}{r^2 + (r')^2 - (r')^3} \quad (14)$$

Частное решение $r = const$.

в) Положим, что $\Phi(x, y)$ пропорциональны наибольшей деформации. Тогда

$$\Phi(x, y) = \varepsilon_1 = \nu \frac{2P}{\pi E} \frac{x}{x^2 + y^2}, \quad (15)$$

где ν - коэф. Пуассона, E - модуль упругости. Решение вариационной задачи

$$\delta \int_{x_1}^{x_2} \frac{2\nu P}{\pi E} \frac{x}{x^2 + y^2} \sqrt{1 + y'^2} dx = 0$$

сводится к решению уравнения [5]

$$\frac{y''(x^2 + y^2)x}{1 + y'^2} + y'(y^2 - x^2) + 2xy = 0 \quad (16)$$

Численное решение (16) представлено на след. графиках:

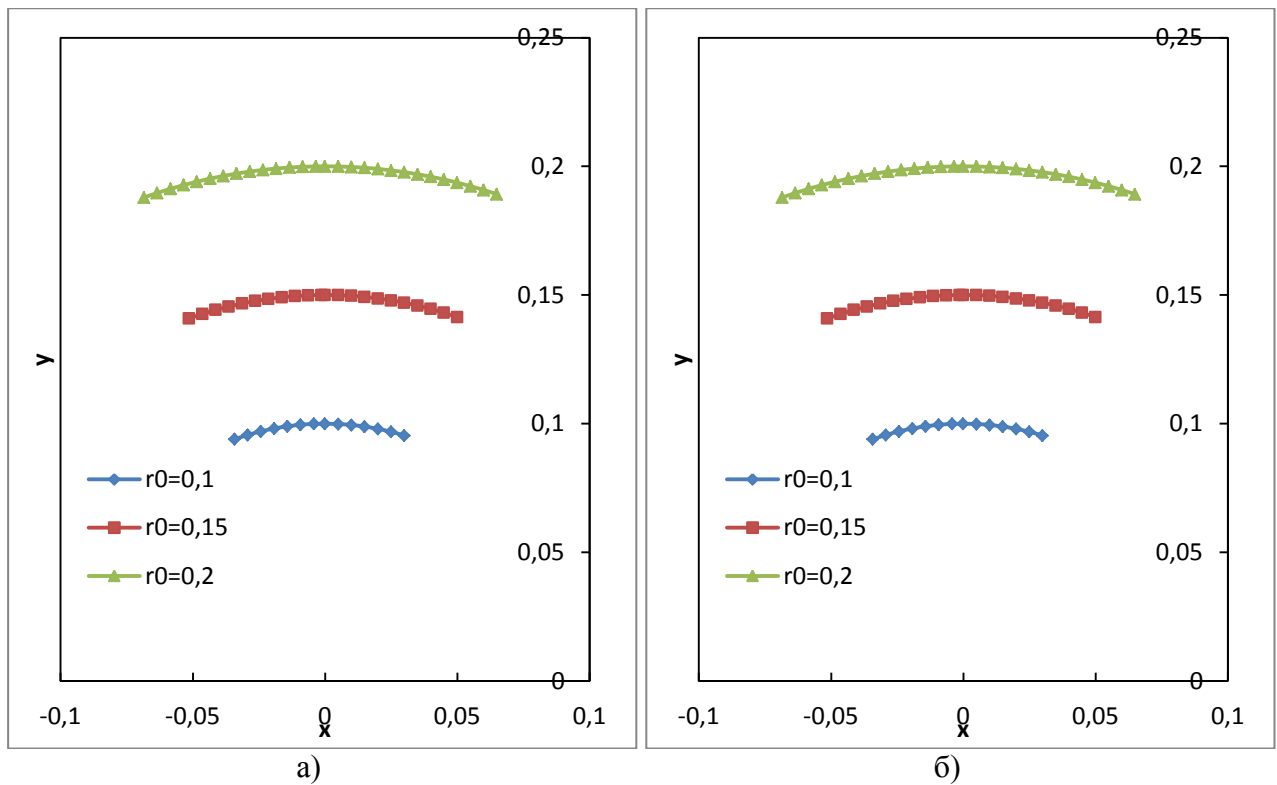


Рис.3 – Траектории трещины для различных углов раствора а) $2\alpha = 40^\circ$,
 б) $2\alpha = 60^\circ$

Эти три подхода в отыскании траектории трещины подтверждены экспериментально.

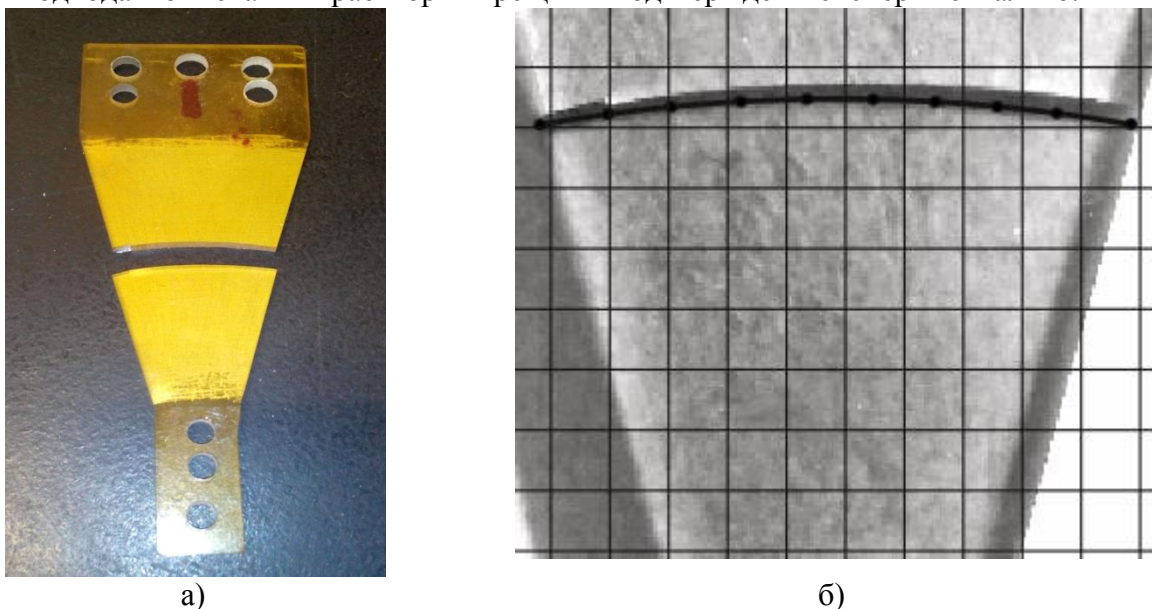


Рис.4 – а) результат эксперимента; б) сопоставление с численным расчетом

Вывод. В данной работе проводилось теоретическое и экспериментальное отыскания траектории трещины. Полученные вариационным методом решения соответствуют экспериментальным данным. При этом хочется отметить, что для клина разное представление подынтегральной функции не оказало различия в решении вариационной задачи. Что нельзя гарантировать для более сложной геометрии образца. В этом случае могут возникнуть отличия в результатах при различном представлении подынтегральной функции, этот вопрос нужно проверять. Из этого можно заключить, что возможно

прогнозирование распространения трещины в образце без проведения эксперимента, используя данный метод. Это позволит сэкономить время и ресурсы при проектировании, ремонте изделия.

Литература:

1. В.З. Партон, Е.М. Морозов – Механика упругопластического разрушения. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 504 с.
2. А.М. Кац – Теория упругости. – Под ред. В.К. Прокопова, Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1956. – 207 с.
3. В.М. Пестриков, Е.М. Морозов/ Механика разрушения твердых тел: курс лекций. – СПб.: Профессия, 2002. – 320 с., ил.
4. Р.С. Зайнулин, Е.М. Морозов, А.А. Александров. Критерии безопасного разрушения элементов трубопроводных систем с трещинами. – М.: Наука. 2005. – 283 с.
5. В.А. Левин, Е.М. Морозов, Ю.Г. Матвиенко. Избранные нелинейные задачи механики разрушения. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. - 408 с.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС COMPUTER-AIDED DESIGN TOOLS FOR FINISHING WORM WHEELS

А.Н. Поликарпов – студент, В.В. Хрячкова – к.т.н., доц.
Тулский государственный университет

Abstract. The article discusses the methodology of computer-aided design and parametric modeling design worm Shaver with curved flutes for finishing wheel gear treatment in different schemes of implementation of the process of shaving.

Параметрическое моделирование представляет собой гибкую систему, т.к. имеются входные параметры (в нашем случае это числовые значения, коэффициенты и т.д.) и расчётные формулы из которых получаем конкретные размеры исполняемой детали. Построение червячного шевера будем выполнять в САПР Autodesk Inventor 2014 в совокупности с MS Word и MS Excel.

В качестве входных параметров мы имеем следующие данные:

- 1) Необходимо выполнить не корригированный червячный трехзаходный шевер;
- 2) модуль (m) – 10 мм;
- 3) число заходов червяка (z_1) -3;
- 4) число зубьев колеса (z_2) -30;
- 5) диаметр вершин червяка (d_{a1}) -120.

Все остальные данные и расчётные формулы берем из следующих источников [1] - [3].

Построение червячного шевера можно разделить на три этапа:

- 1) Поиск, выбор, добавление параметров и формул, составление сводной таблицы в MS Word.

В этом этапе составляем таблицу, включающую в себя следующее: название параметра, обозначение его по ГОСТ и условное обозначение в MS Excel, размером или формулой для расчёта и единицами измерений.

Рисунок 1. Файл-процессор расчет параметров червячного шевера

- 2) Создаем файл-процессор в MS Excel (рис.1). Он необходим для внесения исходных параметров червяка, необходимых формул для расчета необходимых размеров. Принцип построения таблицы следующий: в первой колонке указываем имя параметра на английском языке, во второй колонке ставим размер или формулу для расчёта, в третьей-

единицы измерения, соответственно миллиметр-мм, градус-град, безразмерные величины как бр. В последующих колонках и ячейках (программа Autodesk Inventor читает только первые три колонки), можно производить дополнительные расчёты, делать необходимые пояснения и т.д.

3) После запуска программы Autodesk Inventor 2014 необходимо перейти на ленту, выбрать команду «Создать» и в меню нажать левой кнопкой мыши (далее ЛКМ) на «Обычный (мм)» (рис.2), после этого внизу окна выбрать команду «Создать».

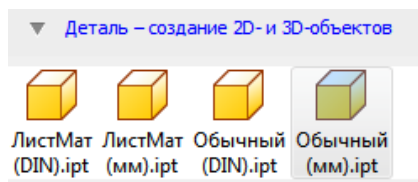


Рисунок 2. Команда для создания обычного трехмерного объекта

Перед нами появляется пустое окно, в котором необходимо вычертить эскиз. Прежде чем начать необходимые построения произведем связь файла-процессора с файлом построения. Для этого есть специальная команда «Параметры» (рис.3).



Рисунок 3. Команда «Параметры»

Как было написано выше, мы имеем файл, в котором прописаны все параметры и необходимые расчеты, поэтому нам стоит лишь добавить этот файл. Внизу окна «Параметры» есть кнопка «Связь», нажимаем ее и добавляем наш файл. Все исходные данные и расчётные параметры появятся в окне с указанием имя параметра, его числового значения, единиц измерения и примечаниями. Для выполнения построений необходимо определить из каких простых тел состоит наша конечная деталь. Именно исходя из этого анализа мы и выбираем оптимальный вариант построения. Ставим горизонтальную линию произвольной длины от стартовой точки и в свойствах этой линии указываем как «Осевая». Вокруг этой линии будем получать основной контур нашей детали. Производим вычерчиванием приблизительного контура детали чуть выше уже построенной осевой линии (рис.4). Устанавливаем размеры всех элементов, но вместо числового значения выбираем соответствующий параметр для данного элемента. При этом параметрический размер будет указываться как fx: числовое значение.

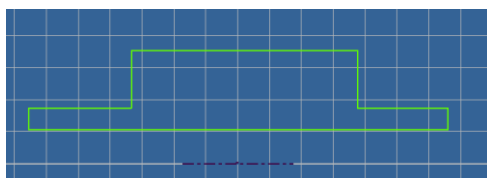


Рисунок 4. Приблизженный контур детали

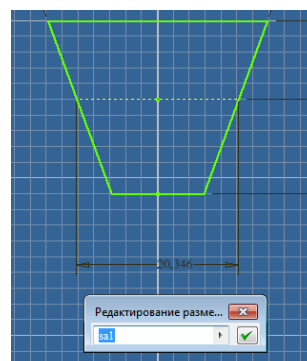


Рисунок 5. Построенный прямоугольник

Конечная деталь- тело вращения, поэтому применяем команду «Вращение», по умолчанию программа автоматически поймет какой контур вращать и опишет полный круг. Основное тело червячного шевера готово. Следующий шаг – построение сквозного паза, располагающегося на внутреннем посадочном диаметре. Основное назначение – передача вращения с вала на червячный шевер. Здесь есть некоторые особенности. Чтобы построить эскиз необходимо выбрать соответствующую грань, после этого нажимаем

команду «Создать эскиз» и вычерчиваем прямоугольник произвольного размера и ставим необходимые размеры. В файле-процессоре имеются дополнительные расчеты, которые необходимы для того чтобы верхняя грань паза (рис.5) была ближе к осевой линии чем посадочный диаметр. Тем самым мы предотвратим возможное получение ошибки при построении.

Так как червячный шевер является режущим инструментом на его поверхности необходимо выполнить заходную и заборную части, которые представляют из себя конические поверхности со своими размерами. Эти элементы выполняются также вращением (с включенной функцией «Вычитание») относительно центральной осевой линии и привязкой к середине основного тела.

Следующий очень важный этап построения, это получение витков червячного шевера. Сделаем зависимость между впадиной червячного шевера и зубом колеса. Исходя из этого начинаем построение впадины по центру основного тела. Ставим линию, применяем к ней свойство «Осевая». Вычерчиваем трапецию меньшей стороной к оси модели приблизительно по центру. Накладываем зависимости на трапецию, т.е. выравниваем ее по центру основного тела и равенство боковых сторон и ставим необходимые размеры (рис.6).

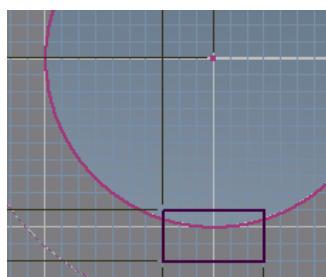


Рисунок 6. Выравненная трапеция с размерами

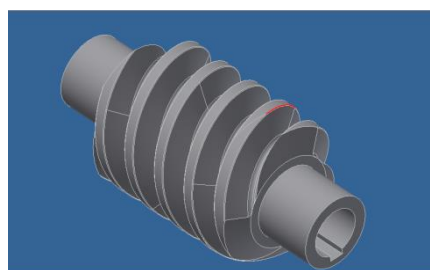


Рисунок 7.Трехзаходный червячный шевер (без стружечных канавок)

Основная часть червячного шевера делится на три части:

- 1) Заходной части;
- 2) Рабочей части;
- 3) Калибровочной части.

Выполняем построение рабочей части. В файле-процессоре имеется параметр который отвечает за длину рабочей части. Применяем команду «Пружина» с «Вычитанием» со следующими данными:

- 1) Шаг $p1 * Z1$;
- 2) Вращение $nr_ras/2$.

Построим половину рабочей части в одну сторону и половину рабочей в другую сторону. Соответственно от имеющихся построений получаем калибровочную и заходную части. В дне впадины делаем скругление, на вершине зуба фаску. Чтобы получить трехзаходный червяк необходимо выполнить команду «Круговой массив» с числом витков равным числу заходов червяка. После этого мы получаем следующий результат (рис.7).

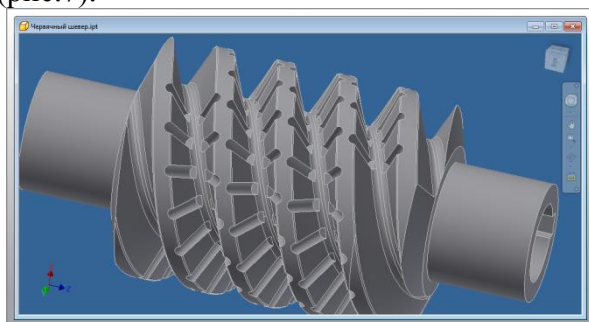


Рисунок 8. Трехзаходный червячный шевер с цилиндрическим канавками

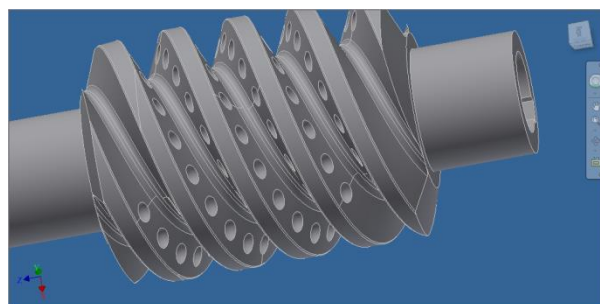


Рисунок 9. Трехзаходный червячный шевер со сферическими канавками

И наконец, последний этап построение стружечных канавок. К данным элементам невозможно применить параметрическое моделирование так геометрия и различные параметры канавок еще не изучены. Для построения цилиндрических канавок выполняем построение прямоугольника и при помощи команды «Вращение» - «Вычитание» получаем канавку с одной и другой стороны. Сферические канавки получаем таким же способом. Криволинейные канавки выполняем при помощи дополнительных построений плоскостей вычерчиванием контура этих канавок и их выдавливанием. После построения необходимого профиля канавки делаем «Прямоугольный массив» с расположением указанного нами количества канавок с одной и с другой стороны вдоль указанной кривой. Объем данной работы не позволяет нам рассмотреть подробно процесс построения. В итоге мы имеем следующие результаты (рис.8,9,10):

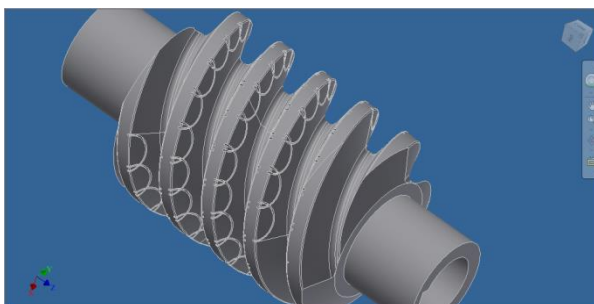


Рисунок 10. Трехзаходный червячный шевр с криволинейными канавками

Литература

1. ГОСТ 19036-94 «Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк».
2. ГОСТ 19650-97 «Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров».
3. Диссертация Ананьевой В.В. «Шевингование крупномодульных червячных колес шеврами с криволинейными стружечными канавками».

ПРОТОТИП МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОЙ РОБОТИЗИРОВАННОЙ РУКИ

THE PROTOTYPE OF MULTIFUNCTIONAL ROBOTIC ARM

В.О. Рябчевский – студент

ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет», г. Омск

Abstract. Design ideas is moving more to the create and development of devices that can copy the functions and activities of man. The urgency to develop a prototype robotic arm is connected with the modern level of information technologies and computers systems. Possible applications of the robotic arm is extensive. We can use it like as analog of the human hand for using in extreme situations when people's participation is limited or excluded, or we can use it like as the cybernetic prosthetic for people with disabilities.

Актуальность разработки многофункциональной роботизированной руки связана с тем, что на современном уровне развития информационных технологий и компьютерных систем конструкторская мысль все больше двигается в сторону создания и разработки устройств, копирующих функции и действия человека. Сфера применения роботизированной руки обширна, начиная от аналога человеческой руки для использования в экстремальных ситуациях, когда участие людей ограничено или исключено, до кибернетического протеза людей-инвалидов.

В настоящий момент образец способен повторять элементарную мелкую моторику человеческой руки, что позволяет применять его, к примеру, для имитации движений руки сурдопереводчика. Разработанное программное приложение (экспертная система) транслирует звуковые сигналы человеческой речи в текстовый вид (технологиями Google), анализирует поступившую информацию, и исходя из имеющейся базы знаний, используя символы языка жестов, передает сообщения глухонемому человеку. Наличие в системе управления роботом устройства, считывающего биоэлектрический потенциал мышц (электромиограф) расширяет область применения, в частности, позволяет использовать разработанный прототип в качестве протеза. На структурной схеме (рис. 1) показаны возможные направления использования прототипа.

Выполненный анализ существующих протезов показал, что наиболее известными и в то же время сложными и дорогостоящими являются британские протезы «Люк» компании DEKA Arm System [1], BeBionic 3 от компании RSLSteeper [2]. Представляет интерес специальный протез руки для музыканта ударника Джейсона Барнса от Американского Технологического университета Джорджии [3], который интересен тем, что удерживает одновременно две палочки и отбивает нужный ритм. Рассмотренные аналоги имеют различные технологии создания и требуют наличия определенных навыков для обновления и эксплуатации. Предлагаемая технология проектирования позволит разработать отечественный аналог протеза, причем конструкция будет иметь гораздо более низкую себестоимость.

Рука человека, а главное кисть с пальцами, одно из самых сложных в инженерном плане изобретений природы. Чтобы управлять одним искусственным пальцем требуется более десятка миниатюрных серводвигателей, таким образом, создание искусственной руки, которая могла бы заменить людям их природные - задача теоретически выполнимая, но чрезвычайно сложная. Для решения этой проблемы было проведено исследование человеческой руки и сделан шаг к созданию готового прототипа роботизированной руки. Робот близок по внешнему виду к человеческой руке, а именно имеет небольшие размеры, широкую функциональность, возможность быстрого создания новой копии и прост в обновлении.



Рис. 1. Схема применения прототипа



Рис. 2. Внешний вид устройства Робот-руки

В конструкции роботизированной руки используется следующий принцип действия: сигнал с мышечной системы человека или изменение угла между фалангами пальцев, приводят в действие считывающий модуль, который передает соответствующую команду в приложение «Сервер руки робота» на персональном компьютере. Сигнал может формироваться также и в среде искусственного интеллектуального помощника, который преобразуют человеческую речь в язык жестов. Приложение сервера формирует командный фрейм и отправляет его на управляющий модуль, который, в свою очередь, переводит в движение механическую часть руки.

Клиент-серверная технология обеспечивает согласованную работу электромиографа и роботизированной руки (рис. 1). В основе системы управления исполнительным механизмом, реализованной на базе модифицированного модуля MCU32-1.2 фирмы «ФРАКТАЛ», лежит алгоритм коррекции положения робота, согласно которому выполняется анализ данных с сегмента счёта. В случае отклонения от заданного значения на драйвер устройства подаётся сигнал, пропорциональный углу рассогласования для одинаковых положений пальцев «Рукасчетчик» и робота.

В системе управления организованы несколько способов передачи данных на исполнительное устройство:

- через Интернет,
- через сеть UART,
- при помощи bluetooth
- или же по проводам.

Системное программное обеспечение «Сервер Руки робота», предназначенное для управления роботизированной рукой с персонального компьютера, включает следующие составляющие:

- программы для микроконтроллеров,
- драйвера COM порта и Ethernet,
- библиотеку обработчика команд,
- утилиты управления,
- вспомогательные программы для вывода графической информации.

Результаты физических экспериментов с прототипом роботизированной руки показали, что эффективность работы устройства зависит от скорости и качества передачи данных между персональным компьютером и исполнительным устройством, т.е. механической частью конструкции. С целью устранения выявленных проблем

программный код управляющего микроконтроллера был упрощён, а именно часть вычислений была перенесена на персональный компьютер.

Многофункциональный прототип роботизированной руки предназначен для решения широкого спектра задач в зависимости от установленных дополнительных устройств, таких как «сенсорная перчатка», электромиограф или приложения «Интеллектуальный помощник». Разработанные принципы управления рукой робота, планируется использовать при проектировании андроида, который не только сможет работать в экстремальных или опасных для жизни человека условиях, но и в качестве «аватара». Преимуществом предлагаемой технологии является низкая себестоимость и простое управление. Приложение интеллектуального помощника в режиме демонстрации может выполнять функции телегида, рассказывая информацию и отвечая на вопросы.

Литература

1. <http://russian.rt.com/article/31367>
2. http://travma-life.ru/articles/na-ural-priehal-chelovek-s-rukoj-kiborga_1921/
3. <http://lenta.ru/news/2014/03/07/roboticarm/>
4. *Бойко, В.* Схемотехника электронных систем. Аналоговые и импульсные устройства / В. Бойко. – Санкт-Петербург: «БХВ-Петербург», 2004.
5. *Дукин, А.* Самоучитель Visual Basic 2010 / А. Дукин, А. Пожидаев. – Санкт-Петербург : «БХВ-Петербург», 2010.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ КОСТНОЙ ТКАНИ ПОСЛЕ ПЕРЕЛОМА

SIMULATION OF BONE REGENERATION AFTER FRACTURE

В.М. Седов – студент, **Н.А. Сабанеев**
ИГЭУ «им. В.И. Ленина»

Abstract. Solution of the problem of structural adjustment of solid biological tissues due to the process of cell differentiation, under the influence of an external force field. A one-dimensional dynamic model of the changing environment and poroelastic solid mathematical algorithm describing the process of restructuring of the bone tissue. The mathematical model allows investigating the influence of the frequency and magnitude of the dynamic load on the recovery process of damaged bone elements of the human locomotor system and choosing the best for the duration of periodic action with a view to their early healing.

Известно, что живые ткани в процессе своего роста и развития существенным образом реагируют на внешнее силовое поле, в котором они функционируют. Механический фактор оказывает стимулирующее и регулирующее воздействие на специфические клетки тканей, что приводит к запуску и развитию процессов трансформации органа в макроскопическом масштабе [1]. Явление структурной перестройки неразвитой мягкой субстанции в плотную костную ткань происходит в результате дифференциации костных клеток, например, во время восстановления целостности кости после перелома и вживления скелетных имплантатов в твердое вещество костной ткани, что приводит к запуску процесса репаративной регенерации кости в зоне соприкосновения с поверхностью инородного предмета или между костными отломками.

Предполагается, что возмущения, вносимые внешней механической нагрузкой в установившееся движение жидкости в транспортной системе кости могут обеспечивать передачу управляющих сигналов между клетками кости в процессе ее структурной перестройки. Был введен безразмерный «механо-регулирующий индекс» (1), определяющий, ткань какого фенотипа образуется в текущей точке среды в ответ на механическую стимуляцию [2]:

$$M = \frac{\varepsilon}{a} + \frac{q}{b}, \quad (1)$$

где ε – максимальное значение октаэдрической сдвиговой деформации упругого каркаса двухфазной среды, q – максимальное значение скорости потока внутритканевой жидкости в порах, $a = 0.0375$ и $b = 3$ мкм/с – эмпирические константы.

Рассмотренная модель интенсивно применялась и в последующих работах [3]. Предполагалось, что клетки в каждом конечном элементе могут дифференцироваться в клетки основных типов тканей: фибробласты, хондроциты и остеобласты в зависимости от среднего механического состояния элемента в текущий расчетный день.

К основному недостатку данных работ можно отнести то, что моделировалось действие только статической или циклической нагрузки низкой частоты (1 Гц). экспериментально показано, что резонансные режимы относительно высокой частоты могут оказывать более существенный эффект при стимулировании живых тканей, чем низкочастотная периодическая нагрузка [4].

Для понимания механизма структурной перестройки костной ткани рассмотрим простейшую одномерную модель, описываемую уравнениями, следующими из общих соотношений. Будем считать, что изучаемая область репарации представляет собой небольшой участок вдоль оси x длиной $2l$, занимаемый сплошной пороупругой средой с постоянными коэффициентами.

Рассмотрим одномерные уравнения продольных вынужденных колебаний в

частотной области, описывающие движение пороупругой среды [5]:

$$\begin{aligned} -E\hat{u}'' - (\rho - \tilde{\gamma}(\omega)\rho_f)\omega^2\hat{u} + (\alpha - \tilde{\gamma}(\omega))\hat{p}' &= \hat{f}_{Vx} \\ -\tilde{K}(\omega)\hat{p}'' + i\omega\phi^2R^{-1}\hat{p} + i(\alpha - \tilde{\gamma}(\omega))\omega\hat{u}' &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

где \hat{u} – изображение продольного перемещения точек стержня; E – модуль Юнга пороупругого материала в дренированном состоянии; α – коэффициент эффективных напряжений Био; $\tilde{\gamma}$ – коэффициент, характеризующий проницаемость среды и взаимодействие фаз; \tilde{K} – приведенная комплексная гидравлическая проницаемость пористой среды; \hat{p} – давление жидкости в порах.

В случае моделирования структурной перестройки ткани, занимающей небольшую область длиной $2l$ вдоль продольной оси кости, будем рассматривать симметричную постановку задачи. Физический смысл граничных состоит в том, что в среднем сечении продольное перемещение и поток жидкости в порах равны нулю, а правое сечение свободно от нагрузок и полностью проницаемо для поровой жидкости. Предполагая отсутствие внутренних источников, представим правую часть и решение в виде разложения в ряд по собственным функциям в соответствии с граничными условиями:

$$\begin{aligned} \hat{f}_{Vx}(x) &= \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} f_n \sin \frac{n\pi x}{2l}, \quad f_n = \frac{2}{l} \int_0^l \hat{f}_{Vx}(x) \sin \frac{n\pi x}{2l} dx \\ \hat{u}(x) &= \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} u_n \sin \frac{n\pi x}{2l}, \quad \hat{p}(x) = \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} p_n \cos \frac{n\pi x}{2l} \end{aligned} \quad (3)$$

где f_n – коэффициенты разложения нагрузки в ряд Фурье.

Подставляя выражения (3) в уравнения (2) получим:

$$\begin{aligned} \left(E \left(\frac{n\pi}{2l} \right)^2 - (\rho - \tilde{\gamma}(\omega)\rho_f)\omega^2 \right) u_n - (\alpha - \tilde{\gamma}(\omega)) \frac{n\pi}{2l} p_n &= f_n \\ i\omega(\alpha - \tilde{\gamma}(\omega)) \frac{n\pi}{2l} u_n + \left(\tilde{K}(\omega) \left(\frac{n\pi}{2l} \right)^2 + i\omega\phi^2R^{-1} \right) p_n &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Решение системы (4) может быть найдено любым известным алгебраическим методом. В результате преобразований получаем комплексные частотные функции, характеризующие перемещения и давление поровой жидкости пороупругой среды, совершающей колебания под действием продольной гармонической силы.

Для применения механо-регулирующего критерия (1), определяющего, ткань какого фенотипа образуется в текущей точке среды, нужны эквивалентная сдвиговая деформация упругого скелета и скорость потока внутритканевой жидкости в порах.

$$\begin{aligned} \hat{u}(x) &= \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{(\tilde{K}(\omega)(n\pi/2l)^2 + i\omega\phi^2R^{-1})f_n \sin \frac{n\pi x}{2l}}{\Delta(\omega)} \\ \hat{q}(x) &= \tilde{K}(\omega) \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{i\omega(\alpha - \tilde{\gamma}(\omega))(n\pi/2l)^2 f_n \sin \frac{n\pi x}{2l}}{\Delta(\omega)} \end{aligned} \quad (5)$$

где знаменатель представляет собой определитель матрицы системы уравнений (4).

Образование клеток и их миграция в процессе сращения перелома еще недостаточно изучены. Этот процесс принимается случайным и ненаправленным, что соответствует диффузии частиц газа или жидкости. В рассматриваемом одномерном случае соотношение для расчета концентрации клеток примет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(J \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) - \frac{\partial \psi}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

где $J = J_x$ – коэффициент диффузии.

Пусть в крайних сечениях зоны репарации $x = \pm l$ значение концентрации активных клеток-предшественников, мигрирующих внутрь области, поддерживается постоянной и равной ψ_{\max} . Учитывая симметричную постановку задачи, подразумевающую отсутствие потока вещества в центральном сечении, уравнение (6) имеет аналитическое решение в виде суммы ψ_{\max} и разложения по методу Фурье:

$$\psi(x, t) = \psi_{\max} - \frac{4}{\pi} \psi_{\max} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k-1}}{2k-1} \cos \frac{(2k-1)\pi x}{2l} \exp \left(- \frac{J(2k-1)^2 \pi^2 t}{4l^2} \right) \quad (7)$$

Соотношение (7) позволяет рассчитать концентрацию активных клеток в зоне репарации на каждом временном шаге. Поскольку на окончательный результат влияют не абсолютные значения концентрации клеток, а относительные, то в рассматриваемой схеме движения активных клеток-предшественников остается только один независимый параметр J . Его значение выбирается таким образом, чтобы за расчетный период, принятый равным 4 месяцам или приблизительно 120 дням, зона репарации была бы полностью заполнена активными клетками, способными к дифференциации [3]. Для области длиной $2l = 10$ мм при $J = 0.67$ мм²/день за клинически достоверный период времени $T = 120$ суток костная мозоль будет полностью заполнена активными клетками. Найденное значение коэффициента диффузии используется в дальнейшем расчете.

Численный анализ был проведен при значениях материальных констант, приведенных в Таблице 1. Плотность двухфазной среды, модули Юнга и сдвига в дренированном состоянии E и G , коэффициенты Био эффективных напряжений α , гидростатическая константа R получены расчетным путем исходя из типичных значений упругих модулей материала твердой и жидкой фаз и пористости материала [3].

Таблица 1. Эффективные модули биологических тканей (в системе СИ)

Тип ткани	ϕ	α	ρ кг/м ³	$E^{(dr)}$ Па	$G^{(dr)}$ Па	R Па	K м ⁴ /Н·с
Гранулированная	0.99	1.000	1021	$1.36 \cdot 10^5$	$0.57 \cdot 10^5$	$2.29 \cdot 10^9$	$1.0 \cdot 10^{-14}$
Фиброзная	0.80	0.990	1100	$1.15 \cdot 10^6$	$0.47 \cdot 10^6$	$0.21 \cdot 10^9$	$1.0 \cdot 10^{-14}$
Хрящевая	0.80	0.995	1120	$5.82 \cdot 10^6$	$2.35 \cdot 10^6$	$1.07 \cdot 10^9$	$5.0 \cdot 10^{-15}$
Незрелая кость	0.65	0.893	1182	$3.73 \cdot 10^9$	$0.97 \cdot 10^9$	$1.42 \cdot 10^9$	$1.0 \cdot 10^{-13}$
Зрелая кость	0.20	0.435	1416	$1.31 \cdot 10^{10}$	$0.45 \cdot 10^{10}$	$0.39 \cdot 10^9$	$3.7 \cdot 10^{-13}$
Компактное вещество кости	0.10	0.367	1468	$2.11 \cdot 10^{10}$	$0.63 \cdot 10^{10}$	$0.19 \cdot 10^9$	$1.0 \cdot 10^{-17}$

Проницаемость биологических тканей характеризуется переменными [5]:

$$\tilde{K}(\omega) = \frac{K}{1 + i\omega K \rho_f \tau / \phi}, \quad \tilde{\gamma}(\omega) = \frac{i\omega \rho_f K}{1 + i\omega K \rho_f \tau / \phi}, \quad \text{где } K = \frac{k}{\eta_f} \quad (8)$$

Значения K взяты из [3, 5], а характеристика искривленности поровых каналов τ принята равной 1.66, что часто используется в расчетах и соответствует порам неспецифической формы. Амплитудные значения деформаций и скорости потока жидкости в порах перемещений и давления жидкости в порах (5) используются для расчета механо-регулирующего индекса (1), являющегося критерием структурной перестройки костной ткани. В проведенном численном анализе использованы экспериментальные параметры, взятые из [3]. Эмпирические константы равны: $a = 0.0375$, $b = 0.003$ мм/с. Пороговые значения механо-регулирующего индекса следующие: 1) $M > 3$ – образование фиброзной ткани; 2) $1 < M \leq 3$ – образование хрящевой ткани; 3) $0.267 < M \leq 1$ – образование незрелой костной ткани с достаточно высокой пористостью, близкой к губчатому веществу кости; 4) $0.01 < M \leq 0.267$ – образование зрелой костной ткани, приближающейся по своим механическим характеристикам к компактному веществу кости; 5) $M \leq 0.01$ – резорбция костной ткани, возникающая при недостаточном механическом стимулировании

В качестве распределенной нагрузки, действующей на ткань в зоне репарации, рассмотрим сумму медленно-изменяющейся сжимающей силы, постоянной на каждом шаге по времени, и быстрой составляющей, изменяющейся по гармоническому закону с относительно высокой частотой ω . Пусть в течение времени $0 < t \leq t_1$ статическая нагрузка на кость плавно увеличивается до своего максимального значения $F_{\max} = 500$ Н и сохраняет достигнутую величину до конца периода репарации $t = 120$ суток.

Будем считать для определенности, что амплитуда гармонической нагрузки \hat{f}_{v_x} пропорциональна постоянной составляющей с некоторым заданным коэффициентом, принятым в расчете $\beta = 0.1$.

Графики изменения модуля упругости (рис. 1а) в характерной точке $x = 2.5$ мм для типичной нагрузки при $t_1 = 60$ дней показывают, что существенное влияние на сходимость результатов к тому или иному значению модуля Юнга и, следовательно, на образование определенного вида ткани влияет частота приложенной гармонической нагрузки. При этом зависимость не является монотонной, что позволяет предположить достаточно сложную зависимость механизма перестройки от частотных свойств биомеханической системы. Из рисунка видно, что на низких частотах 1..10 Гц при удовлетворительном восстановлении в начальный период в последующем наблюдается резорбция ткани и переход в ткань с низким модулем упругости. Только статическая нагрузка, не способная генерировать вынужденные потоки внутритканевой жидкости в системе поровых каналов, как следует из рисунка, приводит к образованию фиброзно-хрящевой ткани. Интересно заметить, что высокая частота, равная 30 Гц для данной числовой модели, также не способствует удовлетворительному остеогенезу и достаточно быстро ведет к формированию фиброзной ткани. Оптимальной в данном случае является нагрузка частотой 20 Гц, стимулирующая устойчивый процесс трансформации исходного недифференцированного вещества в зрелую костную ткань.

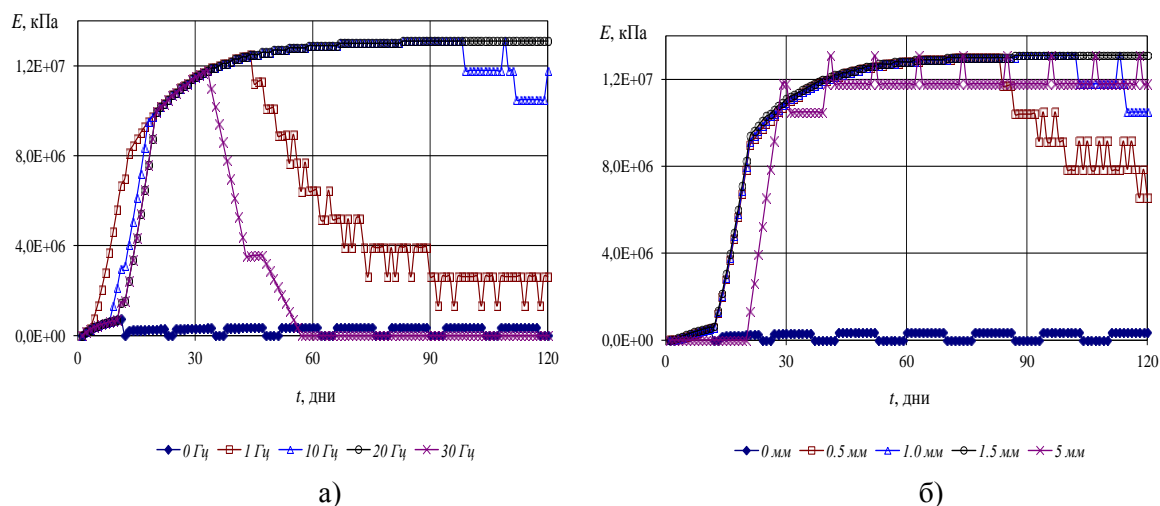


Рисунок 1 – Изменение модуля упругости ткани: а) в точке $x = 2.5$ мм при различных значениях частоты действующей нагрузки; б) в различных точках костной мозоли при частоте 20 Гц.

Графики (рис. 1б) демонстрируют зависимость механизма репарации от координаты при фиксированной частоте 20 Гц, принятой оптимальной для данной числовой модели. Распределение деформаций упругого скелета твердой фазы и потоков жидкости в порах может иметь достаточно сложный характер даже для области простой формы, не говоря уже о трехмерных задачах, что приводит к значительным изменениям механо-регулирующего индекса (1) и попаданию текущей точки (ε, q) в ту или иную область управляющей диаграммы. Так в среднем сечении костной мозоли $x = 0$ мм поток жидкости (5) равен нулю, что обусловлено симметричными граничными условиями, а это, как и в случае только статической нагрузки, приводит к образованию фиброзно-хрящевой ткани. Отрицательный эффект низких скоростей жидкости в порах остается заметным до сечений $x = \pm 1$ мм, что составляет 20 % костной мозоли.

Рассмотренная одномерная модель структурной перестройки костной ткани и ее компьютерная реализация были использованы для тестирования общего достаточно сложного алгоритма и оценки влияния отдельных физико-механических параметров модели на процесс регенерации костной мозоли. В частности, построенная модель позволила исследовать влияние частоты стимулирующей нагрузки на процесс перестройки ткани, что совершенно отсутствует в известных источниках, а также влияние раннего нагружения на восстановление упругих свойств костной мозоли.

Литература

1. Van der Meulen M. Why mechanobiology? A survey article / M. van der Meulen, R. Huiskes // J. Biomech. – 2002. – Vol. 35. – № 4. – P. 401–414.
2. Prendergast P.J. Biophysical stimuli on cells during tissue differentiation at implant interfaces / P.J. Prendergast, R. Huiskes, K. Soballe // J. Biomech. – 1997. – Vol. 30. – No. 6. – P. 539–548.
3. Isaksson H. Comparison of biophysical stimuli for mechano-regulation of tissue differentiation during fracture healing / H. Isaksson, W. Wilson, C.C. van Donkelaar, R. Huiskes, K. Ito // J. Biomech. – 2006. – Vol. 39. – No. 8. – P. 1507–1516.
4. Goodship A.E. Low-magnitude high-frequency mechanical signals accelerate and augment endochondral bone repair: Preliminary evidence of efficacy / A.E. Goodship, T.J. Lawes, C.T. Rubin // J. Orthop. Res. – 2009. – Vol. 27. – № 7. – P. 922–930.
5. Маслов Л.Б. Математическое моделирование колебаний пороупругих систем: монография / Л.Б. Маслов. – Иваново: Изд-во ИГЭУ, 2010. – 264 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ МЕТОДОМ ЗОНДИРУЮЩЕГО ОТВЕРСТИЯ

IMPROVEMENT OF THE METHODS OF MEASURING RESIDUAL STRESS BY THE HOLE DRILLING METHODE

М.М. Семенова^{1,2} – студент, А.С. Плотников¹, И.Н. Одинцев² – к.т.н.

¹НИЯУ МИФИ

²ИМАШ РАН

Abstract. There were developed a computational model that is used in the determination of residual stresses with the help of the probe hole technique, which considering the existence of a stress gradient along the depth of the sample. The results of the calculations, which shows the variation of strain on the specimen surface from the parameters of the hole and distribution of the load. The results correlate well with the existing dependencies.

Остаточные напряжения (ОН) – напряжения, присутствующие в теле, свободном от воздействия внешних сил или перепадов температур, которые остаются в конструкции или ее элементе после термической или механической обработки [1].

Основной причиной возникновения остаточных напряжений является неоднородность деформированного состояния ввиду различного изменения длины (объема) в разных зонах тела. Причиной появления этой неоднородности может быть: неоднородность теплового расширения разных структурных или конструктивных составляющих тела (гетерогенные структуры, биметаллы и др.); фазовые превращения (фазовые напряжения); неоднородность пластической деформации (остаточное напряжение после поверхностного наклепа).

Среди множества экспериментальных методов определения ОН наибольшей популярностью пользуются методы, основанные на механическом удалении части материала. Основными достоинствами этих методов являются доступность экспериментальной базы и простота интерпретации результатов. Для исследования ОН вблизи поверхности элементов конструкций особенно большое распространение на практике получил метод зондирующих отверстий. При исследовании тонкостенных объектов используются сквозные отверстия, в случаях массивных тел – несквозные (глухие). При высверливании отверстий с достаточно малыми диаметром d и глубиной h такой метод измерения остаточных напряжений может рассматриваться как условно неразрушающий. Его суть заключается в изготовлении отверстия малого диаметра в интересующей области на поверхности тела и в регистрации соответствующего деформационного отклика [2]. Последующий анализ состоит в решении обратной задачи механики твердого тела, а именно восстановлении по измеренным деформациям исходных значений остаточных напряжений.

Основные допущения, принимаемые для определения остаточных напряжений методом зондирующего отверстия, заключаются в следующем:

- 1) ввиду малости диаметра d отверстия-индикатора допускается, что локальное поверхностное напряженное состояние тела является однородным;
- 2) ввиду малости глубины отверстия $h \approx d$ полагается несущественным влияние возможных градиентов ОН по толщине детали;
- 3) деформирование исследуемого материала в процессе нанесения зондирующего отверстия рассматривается в чисто упругом приближении.

Определению подлежит пара главных напряжений, действующая в плоскости, перпендикулярной оси высверливаемого отверстия. При этом третья компонента напряженного состояния полагается равной нулю, так как поверхность исследуемого тела свободна от нагрузок.

Один из наиболее простых и эффективных подходов к восстановлению искомым напряжений заключается в априорном задании модели поведения тела под нагрузкой,

связывающей определенные параметры напряженно-деформированного состояния тела. Частным случаем является подход, основанный на базисных функциях $f(r, \varphi)$ и $g(r, \varphi)$, таких что:

$$\begin{aligned} U_{\xi}^* &= \sigma_1 \cdot f(r, \varphi) + \sigma_2 \cdot g\left(r, \frac{\pi}{2} - \varphi\right) \\ V_{\eta}^* &= \sigma_1 \cdot g(r, \varphi) + \sigma_2 \cdot f\left(r, \frac{\pi}{2} - \varphi\right), \end{aligned} \quad (1)$$

где σ_1 и σ_2 – определяемые главные напряжения, а U_{ξ}^* и V_{η}^* – измеренные в экспериментальных точках значения перемещений вдоль двух взаимно перпендикулярных направлений ξ и η , совпадающих с главными осями напряжений. Базисные функции, очевидно, представляют собой «единичные» поля перемещений по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Функция $f(r, \varphi)$ представляет собой перемещения на поверхности исследуемого тела от напряжения $\sigma^0 = 1$ вдоль оси, совпадающей с направлением действия этого напряжения, а функция $g(r, \varphi)$ – перемещения вдоль оси, перпендикулярной направлению действия этого напряжения.

Выражения (1) могут быть записаны для всех экспериментальных точек, в которых определены значения U_{ξ}^* и (или) V_{η}^* . В эксперименте перемещения определяются в большом числе точек, что позволяет отыскивать напряжения с применением процедуры минимизации невязки, как правило – методом наименьших квадратов.

Таким образом, ключевым звеном описываемого подхода к определению ОН является отыскание базисных функций. Ранее [2], для этой цели проводился калибровочный эксперимент на объекте, аналогичном исследуемому по своим геометрическим параметрам и механическим свойствам, нагруженным известным полем напряжений. Актуальным методом [4] определения базисных функций является численный расчет методом конечных элементов (МКЭ) модели, отражающей область тела вблизи отверстия. Полученное в результате решение, представляющее собой величины перемещений по двум взаимно перпендикулярным осям на поверхности тела, может быть аппроксимировано любыми подходящими для этой цели функциями, которые и будут использоваться в качестве базисных.

В [4] в качестве таких функций использовалось модифицированное решение Кирша в виде:

$$\begin{aligned} f_n &= \cos(\varphi) \cdot \left(\frac{C_1}{r} + \frac{C_2}{r^{1.5}} + \frac{C_3}{r^3} \right) + \cos^3(\varphi) \cdot \left(\frac{C_4}{r} + \frac{C_5}{r^{1.5}} + \frac{C_6}{r^3} \right) \\ g_n &= \sin(\varphi) \cdot \left(\frac{S_1}{r} + \frac{S_2}{r^{1.5}} + \frac{S_3}{r^3} \right) + \sin^3(\varphi) \cdot \left(\frac{S_4}{r} + \frac{S_5}{r^{1.5}} + \frac{S_6}{r^3} \right), \end{aligned} \quad (2)$$

где C_i и S_i – константы, r и φ – полярные координаты с центром на оси отверстия. Величины констант C_i и S_i определяются при аппроксимации МКЭ-решения и зависят от геометрии модели и заданных механических свойств.

Указанные ранее допущения, принимаемые при определении остаточных напряжений, существенно ограничивают класс задач, для которых методика дает корректный результат. В реальных телах присутствуют градиенты поля напряжений по поверхности и по глубине тела, отсутствие которых указывается в допущениях 1) и 2). Деформирование материала вблизи высверливаемого отверстия может иметь упругопластический характер, даже при исходных упругих остаточных напряжениях, ввиду появления концентратора в виде высверливаемого отверстия. Снятие, по крайней мере, части ограничений, присущих классическому подходу к определению ОН методом зондирующего отверстия, может существенно расширить круг решаемых задач.

В частности, существует возможность учесть влияние градиента напряжений по

глубине. Для этого предлагается применить аналогичный подход на основе использования базисных функций. Предположим, что известны функции $f(r, \varphi, z)$ и $g(r, \varphi, z)$ такие, что:

$$U_{\xi}^* = \int_{z=0}^H \left(\sigma_1(z) \cdot f(r, \varphi, z) + \sigma_2(z) \cdot g\left(r, \frac{\pi}{2} - \varphi, z\right) \right) dz$$

$$V_{\eta}^* = \int_{z=0}^H \left(\sigma_1(z) \cdot g(r, \varphi, z) + \sigma_2(z) \cdot f\left(r, \frac{\pi}{2} - \varphi, z\right) \right) dz,$$
(3)

где z – глубина отверстия (подразумевается, что z увеличивается в сторону углубления отверстия), остальные обозначения аналогичны принятым ранее. Для получения распределения напряжений по глубине эксперимент может производиться путем последовательного наращивания глубины отверстия с записью перемещений на каждом шаге. Тогда (3) может быть переписано для одного слоя толщины Δz , с центром, находящимся на глубине z_c в приближенном виде:

$$\Delta U_{\xi}^* = \left(\sigma_1(z_c) \cdot f(r, \varphi, z_c) + \sigma_2(z_c) \cdot g\left(r, \frac{\pi}{2} - \varphi, z_c\right) \right) \Delta z$$

$$\Delta V_{\eta}^* = \left(\sigma_1(z_c) \cdot g(r, \varphi, z_c) + \sigma_2(z_c) \cdot f\left(r, \frac{\pi}{2} - \varphi, z_c\right) \right) \Delta z,$$
(4)

где ΔU_{ξ}^* и ΔV_{η}^* – приращения соответствующих перемещений в экспериментальных точках, возникшие при углублении отверстия от величины $z_c - 0,5\Delta z$ до $z_c + 0,5\Delta z$, $\sigma_1(z_c)$ и $\sigma_2(z_c)$ – средние напряжения в рассматриваемом слое.

Таким образом, для построения методики исследования ОН методом зондирующего отверстия с учетом градиента напряжений по глубине, требуется определить базисные функции, описывающие распределение перемещений на поверхности тела в зависимости от глубины приложенного напряжения. Аналогично [4] такие функции могут быть найдены численно с последующей аппроксимацией подходящими аналитическими выражениями.

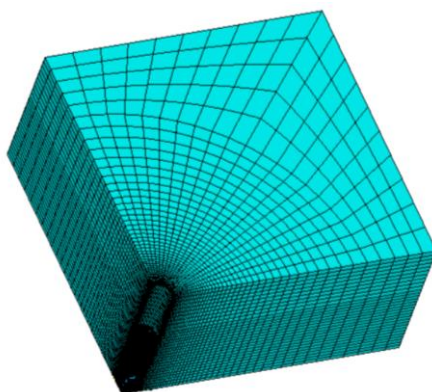


Рис 1. Расчетная модель в программном комплексе ANSYS

Для численного нахождения функций был использован коммерческий МКЭ-пакет ANSYS Structural версии 13.0. Процесс поиска указанных функций подразумевает под собой проведение ряда однотипных расчетов, поэтому для автоматизации процесса расчета был написан макрос на языке APDL, производящий построение (либо перестроение) расчетной модели, приложение нагрузок, расчет и выгрузку результатов в текстовый файл для дальнейшей обработки.

Расчетная модель (рис. 1) представляет собой основной элемент симметрии вокруг рассматриваемого отверстия – параллелепипед со сторонами длиной 20 мм и высотой 10 мм, с четвертью цилиндрического отверстия диаметром 2 мм, завершающегося конической законцовкой с углом раскрытия 120° , имитирующей реальную форму

отверстия от сверла со стандартным профилем заточки. В задаче глубина отверстия варьировалась от 0,4мм до сквозного отверстия с шагом $h=0,4$ мм.

Механические свойства материала: модуль упругости 200ГПа и коэффициент Пуассона 0,3. В качестве граничных условий используются запрет нормальных перемещений на плоскостях симметрии, а также нормальные и касательные напряжения, приложенные на контуре отверстия (рис. 2) в пределах слоя толщиной h , вида:

$$\sigma = \frac{\sigma_1}{2} \cdot (1 + \cos(2 \cdot \theta)),$$

$$\tau = \frac{\sigma_1}{2} \cdot \sin(2 \cdot \theta).$$
(5)

Напряжение σ_1 принималось равным 100МПа. Положение слоя с приложенной нагрузкой варьировалось таким образом, чтобы для каждой глубины отверстия были произведены расчеты для всех слоев в пределах отверстия.

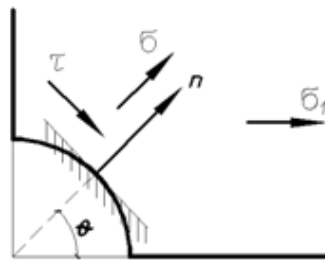


Рис. 2 Напряжения в случае одноосного напряженного состояния

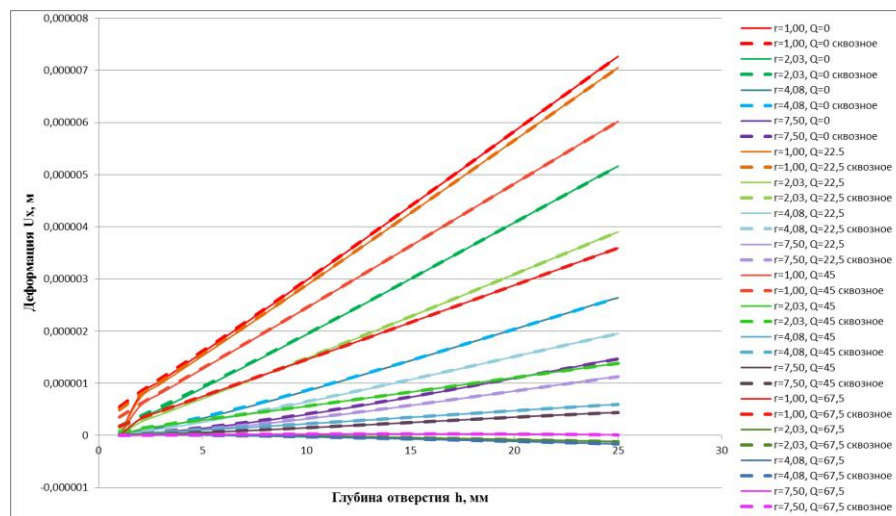


Рис 3. Сравнение задач со сквозным и несквозными отверстиями

При обработке результатов были отмечены определенные особенности задачи. На рис. 3 представлены зависимости перемещений в нескольких контрольных точках от суммы слоев, дающих вклад в перемещения. Сплошными линиями показаны результаты для несквозных отверстий (вклад дают все слои несквозного отверстия), пунктирными – для сквозного (вклад дают только слои, соответствующие таковому в несквозном отверстии). Можно отметить, что определяющим фактором является глубина расположения отверстия, а наличие в геометрии модели «неудаленного» из отверстия материала практически не оказывает влияния на результаты.

В дальнейшем обработке подлежали только результаты для модели со сквозным отверстием. Для нее для каждого случая приложения нагрузки на разной глубине, деформация на поверхности была аппроксимирована выражениями (2) с определением коэффициентов $C_1...C_6$ и $S_1...S_6$. Зависимость этих коэффициентов от глубины слоя приложения нагрузки представлена на рис. 4.

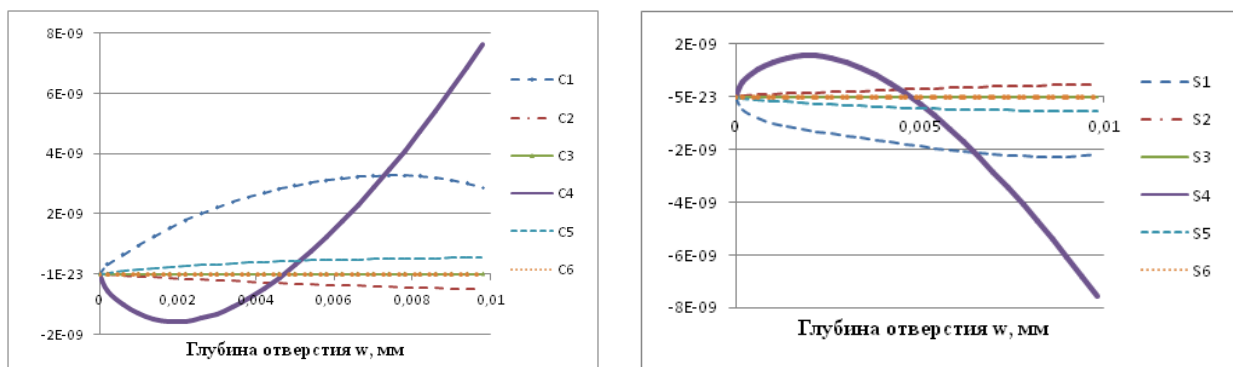


Рис 4. Зависимость коэффициентов аппроксимации от глубины слоя

На графиках видно, что зависимости коэффициентов аппроксимации от глубины слоя представляют собой простые функции, которые могут быть приближены, например полиномами. Искомые базисные функции в этом случае будут представлять собой выражения типа (2) с замененными на выбранные функции коэффициентами $C_1 \dots C_6$ и $S_1 \dots S_6$. Достоверность аппроксимации коэффициентов $C_1 \dots C_6$ некоторыми функциями представлена в таблице 1.

Таблица 1. Достоверность аппроксимации коэффициентов $C_1 \dots C_6$ некоторыми функциями

Вид функции	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6
$y = A \cdot x + B \cdot x^2$	0.9996	0.9990	0.9994	0.9864	0.9964	0.9996
$y = A \cdot x + B \cdot x^2 + C \cdot x^3$	0.9996	0.9998	1.0000	0.9993	0.9999	0.9999
$y = A \cdot x + B \cdot x^{1.5}$	0.9945	0.9977	0.8312	0.9982	0.9998	0.8837

Литература

1. Гликман Л.А., Методы определения остаточных напряжений, «Тр. Ленингр. инж.-экон. ин-та», 1960, вып. 30
2. Экспериментальная механика под ред. А.Кобаяси, т.2. М.: Мир, 1990. -551 с.
3. Биргер И.А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. –209 с.
4. Апальков А.А., Исследование остаточных напряжений в элементах конструкций ЯЭУ методом сверления отверстий и цифровойспекл интерферометрии: Дис. канд. техн. наук: 05.14.03: М., 2005 173 с. РГБ ОД, 61:05-5/3091
5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.:Мир, 1975

ИЗГИБ БАЛОК ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ НА УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

BENDING OF BEAMS OF VARIABLE CROSS-SECTION FOR ELASTIC FUNDAMENTAL PROCESSES

К.М. Синяев-студент, Н.Л. Осипов - к.т.н., проф.
МГМУ"МАМИ"

Abstract. The solution of the problem of the bending of beams with variable cross-section on an elastic foundation with variable characteristics. The analytical and numerical solutions for a number of model problems that mimic the behavior of structures in aviation, shipbuilding, automotive industries. Parametric studies with the function of deflection at different stiffness foundation and point supports.

Многие задачи расчёта прочности корпусных конструкций авиационной, судостроительной и химической отраслей сводятся к расчётным схемам балок на сплошном упругом основании. Чаще всего с промежуточными упругими опорами. К таким задачам относятся расчёт прочности корпуса корабля, склѐпками жесткостных элементов самолѐтостроения, фундаментные конструкции в строительном деле и т.п.

В автомобилестроении к такой расчётной схеме следует отнести несущие балочные конструкции транспортных средств для перевозки длинномерных тяжеловесных грузов. Здесь несущие балочные конструкции покоятся на многоосном шасси, которое и можно приближѐнно считать упругим основанием с заданными жесткостными свойствами. В то же время работ с аналогичными расчётами в автомобильной тематике практически нет.

В развитии теории таких балок большой вклад внесли академик А.Н.Крылов, профессор И.Г.Бубнов, профессор Н.П.Пузыревский, профессор П.Ф.Попкович и другие.

Наиболее простой и строгой для большинства задач является модель упругого основания Фусса-Винклера. Согласно этой гипотезе интенсивность сопротивления упругого основания $r(x)$ в каждом сечении балки прямо пропорционально величине прогиба $w(x)$.

$$r(x)=k_0w(x), \quad (1)$$

где k_0 - коэффициент жѐсткости.

Расчётная схема балок на сплошном упругом основании подходит для оценки работы балки, лежащей на часто расставленных упругих опорах. Для упрощения расчёта упругие опоры таких балок заменяют сплошным упругим основанием с коэффициентом погонной жѐсткости.

$$k_0(x)=\frac{k_i}{a_i}, \quad (2)$$

где k_i - коэффициент жѐсткости i -ой упругой опоры; a_i – полусумма длин пролѐтов балки, примыкающих к i -й опоре.

Исследование вопроса , связанного с оценкой ошибки, возникающей от такой замены, проведено И.Г.Бубновым [1]. Оказалось , что для изгибающих моментов относительная погрешность является величиной порядка $\frac{1}{n^2}$, где n - число пролѐтов балки между опорами.

Известно, что задача по расчёту балки на упругом основании сводится к решению дифференциального уравнения

$$EIw^{IV}+k_0w=q, \quad (3)$$

где E -модуль упругости 1-го рода; I -момент инерции балки

Общий интеграл этого уравнения определяется как сумма общего решения однородного уравнения

$$EIw^{IV}(x)+k_0w(x)=0 \quad (4)$$

и частного решения, соответствующего правой части. Если $q(x)$ представляется полиномом не выше третьей степени, то частный интеграл уравнения (3) выражается формулой:

$$[EI(x)w''(x)]'' - T(w_1'' + w_2'') + k_0(w_1 + w_2) = q(x). \quad (5)$$

Общий интеграл однородного уравнения выражается формулой

$$w_{0,y}(x) = c_1 \operatorname{ch} \alpha x \cos \alpha x + c_2 \operatorname{ch} \alpha x \sin \alpha x + c_3 \operatorname{sh} \alpha x \cos \alpha x + c_4 \operatorname{sh} \alpha x \sin \alpha x \quad (6)$$

$$\text{где } \alpha = \sqrt[4]{\frac{k_0}{4EI}}. \quad (7)$$

Если нагрузка на балку имеет разрывы или её изменения на отдельных участках длины балки происходят по различным законам, то в этом случае общий интеграл уравнения (4) целесообразно выразить через специально подобранные частные решения однородного уравнения-функции Пузыревского.

Они представляют собой некоторый аналог функции Крылова и являются четырьмя линейно независимыми частными решениями уравнения (4):

$$\begin{cases} V_0(\alpha x) = \operatorname{ch} \alpha x \cos \alpha x; \\ V_1(\alpha x) = \frac{1}{\sqrt{2}}(\operatorname{ch} \alpha x \sin \alpha x + \operatorname{sh} \alpha x \cos \alpha x); \\ V_2(\alpha x) = \operatorname{sh} \alpha x \sin \alpha x; \\ V_3(\alpha x) = \frac{1}{\sqrt{2}}(\operatorname{ch} \alpha x \sin \alpha x - \operatorname{sh} \alpha x \cos \alpha x). \end{cases} \quad (8)$$

Функции (8) линейно независимы и обладают тем замечательным свойством, что при дифференцировании по переменной x переходят по определённому закону одна в другую.

Следует заметить, что с увеличением значения аргумента αx функции Пузыревского начинают быстро расти и использование их при численном расчёте становится затруднительным, т.к. приводит к необходимости вычисления малой разности близких величин. Однако, при счёте с двойной точностью это неудобство устраняется.

Таким образом общее решение задачи можно записать следующим образом

$$w(x) = \frac{q}{k_0} + D_0 V_0(\alpha x) + D_1 V_1(\alpha x) + D_2 V_2(\alpha x) + D_3 V_3(\alpha x), \quad (9)$$

где D_i - константы интегрирования, определяемые из граничных условий

Рассмотрим с помощью описанного аппарата две характерные задачи, называемые задачи И.Г.Бубнова. Первая задача-расчёт балки в свободно опертой на упругие опоры с коэффициентом податливости A , и нагруженной равномерной распределённой нагрузкой. (рис.1)

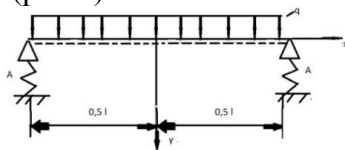


Рис.1 балка в свободно опертой на упругие опоры с коэффициентом податливости A , и нагруженная равномерной распределённой нагрузкой

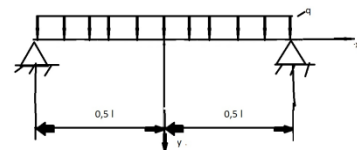


Рис. 2 балки с жёсткими опорами и без упругого основания

Вследствие симметрии нагрузки и устройства опор упругая линия балки должна быть симметричной относительно выбранного начала координат. Граничные условия для определения произвольных постоянных

$$\begin{cases} \text{при } x = 0 & w' = 0, & w''' = 0; \\ \text{при } x = \frac{l}{2} & w'' = 0 & w = AEIw''' \end{cases} \quad (10)$$

Первые два условия удовлетворяются, если положить $D_1 = D_3 = 0$. Два оставшихся граничных условия приводят к следующей системе уравнений

$$\begin{aligned} D_2 V_0(u) + D_0 V_2(u) &= 0; \\ -2\sqrt{2}\alpha^3 EIA [D_2 V_3(u) + D_0 V_1(u)] &= \frac{q}{k_0} + D_0 V_0(u) + D_2 V_2(u), \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{где обозначено } u = \frac{l}{2} \alpha = \frac{l}{2} \sqrt[4]{\frac{k_0}{4EI}} \quad (12)$$

После определения постоянных D_0 и D_2 из систем (11) и внесения их значения в

выражение (1), можно записать уравнение упругой линии балки в следующем виде

$$w(x) = \frac{q}{k_0} \left[1 - \frac{V_0(u)V_0(\alpha x) + V_2(u)V_2(\alpha x)}{V_0^2(u) + V_2^2(u)} \frac{1}{1+B} \right], \quad (13)$$

где

$$B = \frac{Ak_0 l}{2} \frac{2}{\sqrt{2}u} \frac{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)}{V_0^2(u) + V_2^2(u)} = \frac{Ak_0 l}{2} \mu_0(u), \quad (14)$$

$$\mu_0(u) = \frac{1}{\sqrt{2}u} \frac{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)}{V_0^2(u) + V_2^2(u)} = \frac{1}{2u} \frac{sh 2u + \sin 2u}{ch 2u + \cos 2u}.$$

Используя общее выражение упругой линии балки (13), можно определить оставшиеся элементы изгиба балки (угол поворота, изгибающий момент и перерезывающая сила) в любом сечении x . Практически, однако, представляют интерес лишь их наибольшие значения в некоторых характерных сечениях по длине балки.

Не останавливаясь на промежуточных выкладках, которые достаточно громоздки, хотя и просты, выпишем окончательные формулы для определения наиболее характерных элементов изгиба балки.

Наибольшая стрелка прогиба при $x=0$

$$w(0) = \frac{q}{k_0} \left[1 - \frac{\varphi_0(u)}{1+B} \right]; \quad (15)$$

где

$$\varphi_0(u) = \frac{V_0(u)}{V_0^2(u) + V_2^2(u)} = \frac{2ch u \cos u}{ch 2u + \cos 2u}. \quad (16)$$

Угол поворота сечения при $x = \pm \frac{l}{2}$

$$w'(\pm \frac{l}{2}) = \pm \frac{ql^3}{24EI} \frac{\psi_2(u)}{1+B}, \quad (17)$$

$$\text{где} \quad \psi_2(u) = \frac{3}{2\sqrt{2}} \frac{V_0(u)V_3(u) - V_1(u)V_2(u)}{u^3[V_0^2(u) + V_2^2(u)]} = \frac{3}{4u^3} \frac{sh 2u - \sin 2u}{ch 2u + \cos 2u}. \quad (18)$$

Изгибающий момент посередине пролета при $x = 0$

$$M(0) = -\frac{ql^2}{8} \frac{\chi_0(u)}{1+B} \quad (19)$$

где

$$\chi_0(u) = \frac{V_2(u)}{u^2[V_0^2(u) + V_2^2(u)]} = \frac{2}{u^2} \frac{sh u \sin u}{ch 2u + \cos 2u} \quad (20)$$

Наибольшее значение перерезывающей силы

$$N(\pm \frac{l}{2}) = \pm \frac{w(\pm \frac{l}{2})}{A} = \pm \frac{ql}{2} \frac{\mu_0(u)}{1+B} \quad (21)$$

Выражения (17), (19) и (21) при $B = 0$ отличаются от соответствующих выражений для свободно опертой балки лишь наличием множителей, учитывающих влияние упругого основания и обращающихся при отсутствии такового, т. е. при $k_0 = 0$ в единицу.

Множителем же $\frac{1}{1+B}$ учитывается влияние жесткости упругих опор на соответствующие элементы изгиба балки. Интенсивность нагрузки балки посередине и в опорном сечении определится соответственно по формулам

$$r(0) = q - k_0 \omega(0) = q \frac{\varphi_0(u)}{1+B}, \quad (22)$$

$$r(\frac{l}{2}) = q k_0 \omega(\frac{l}{2}) = q \frac{1}{1+B} \quad (23)$$

Например: для балки с параметрами $l=1$ м, $E=2 \cdot 10^{11} \frac{H}{M^2}$, $I=3,125 \cdot 10^{-10} M^4$, $A=0,001 \frac{M}{H}$, $q=10 \frac{H}{M}$, $k_0=100 \frac{H}{M^2}$, получаем: $w(0)=0,00067$ м, $M(0)=-1,18$ нм, $N(\pm \frac{l}{2}) = \pm 4,7$ н, $w'(\pm \frac{l}{2})=0,18$ градусов

А для параметров $k_0 = 0$, $A=0$ т.е. для балки с жесткими опорами и без упругого основания (рис.2) получаем: $w(0)=0,0002$ м, $M(0)=\pm 1,25$ нм, $w'(\pm \frac{l}{2})=\pm 0,22$ градуса, $N(\pm \frac{l}{2})=5$ н

Жестко заделанная балка, лежащая на одинаковых упругих опорах с

коэффициентом податливости A и нагруженная равномерно распределённой нагрузкой q (рис.3). Общий интеграл для упругой линии такой балки можно записать в виде (9)

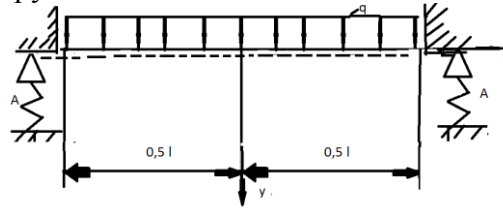


Рис. 3 Жестко заделанная балка, лежащая на одинаковых упругих опорах с коэффициентом податливости A и нагруженная равномерно распределённой нагрузкой q

Граничные условия для рассматриваемой балки

$$\begin{cases} \text{при } x = 0 & w = 0, & w''' = 0; \\ \text{при } x = \frac{l}{2} & w' = 0 & w = AEIw'''' \end{cases} \quad (24)$$

Подчиняя (9) граничным условиям (24), определим входящие в него произвольные постоянные и тем самым получим уравнение упругой линии балки:

$$w(x) = \frac{q}{k_0} \left[1 - \frac{V_1(u)V_0(\alpha x) + V_3(u)V_2(\alpha x)}{(1+B_1)[V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)]} \right] \quad (25)$$

$$\text{Где } B_1 = \frac{Ak_0 l}{2} \mu_1(u); \quad \mu_1(u) = \frac{V_1^2(u) + V_3^2(u)}{\sqrt{2}u[V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)]} = \frac{1}{u} \frac{ch 2u - \cos 2u}{sh 2u + \sin 2u}. \quad (26)$$

Приведём без вывода формулы для определения характерных параметров изгиба балки.

Наибольшая стрелка прогиба балки при $x=0$

$$w(0) = \frac{q}{k_0} \left[1 - \frac{\varphi_1(u)}{1+B_1} \right], \quad (27)$$

$$\text{где } \varphi_1(u) = \frac{V_1(u)}{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)} = 2 \frac{ch u \sin u + sh u \cos u}{sh 2u + \sin 2u}. \quad (28)$$

Изгибающий момент посередине балки

$$M(0) = -\frac{ql^2}{24} \frac{\chi_1(u)}{1+B_1} \quad (29)$$

$$\text{где } \chi_1(u) = \frac{3}{u^2} \frac{V_3(u)}{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)} = \frac{6}{u^2} \frac{ch u \sin u - sh u \cos u}{sh 2u + \sin 2u} \quad (30)$$

Изгибающий момент в заделке

$$M\left(\pm \frac{l}{2}\right) = \frac{ql^2}{12} \frac{\chi_2(u)}{1+B_1} \quad (31)$$

$$\text{где } \chi_2(u) = \frac{3}{u^2} \frac{V_1(u)V_2(u) + V_0(u)V_3(u)}{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)} = \frac{3}{2u^2} \frac{sh 2u - \sin 2u}{sh 2u + \sin 2u} \quad (32)$$

Перерезывающая сила на опорах

$$N\left(\pm \frac{l}{2}\right) = \pm \frac{w\left(\pm \frac{l}{2}\right)}{A} = \pm \frac{ql}{2} \frac{\mu_1(u)}{1+B_1} \quad (33)$$

Интенсивность нагрузки балки посередине и в опорном сечении определится соответственно по формулам

$$r(0) = q \frac{\varphi_1(u)}{1+B_1}, \quad (34)$$

$$r\left(\frac{l}{2}\right) = q \frac{1}{1+B_1} \quad (35)$$

рассмотрим для примера балку с теми же параметрами: $l=1$ м, $E=2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$, $I=3,125 \cdot 10^{-10} \text{м}^4$, $A=0,001 \frac{\text{М}}{\text{Н}}$, $q=10 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $k_0=100 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$, получаем: $w(0)=0,00052$ м, $M(0)=-0,41$ нм, $N\left(\pm \frac{l}{2}\right) = \pm 4,744$ н, $M\left(\pm \frac{l}{2}\right) = 0,792$ нм

Литература.

1. Бубнов И.Г. Избранные труды. Судпромгиз, 1956
2. Короткин Я.И., Локшин А.З. и Сиверс Н.Л. Изгиб и устойчивость стержней и стержневых систем. М.-Л., Машгиз, 1953
3. Папкович П.Ф. Теория упругости. М.-Л., Оборонгиз, 1939

**ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ (НДС) ЭЛЕМЕНТА
РЕАКТОРА ГИДРОКРЕКИНГА**
*A PRELIMINARY CALCULATION OF THE STRESS-STRAIN STATE (VAT)
ELEMENT HYDROCRACKING REACTOR*

Е.Ю.Цыпора-магистр, Е.А.Матвеев-к.ф.-м.н.

Университет машиностроения

Abstract. This work was carried out a preliminary calculation of the stress-strain state of the hot cell of the hydrocracking reactor. During solution was obtained two estimates of strength. The results obtained allowed to make a preliminary assessment of the static strength of the considered structural member. Next was a similar calculation for the evaluation of fatigue strength. Thus, in the present work were obtained stress-strain state of the considered structural member in the elastic-plastic formulation.

Аннотация. В данной работе был проведен предварительный расчет напряженно-деформированного состояния горячей камеры реактора гидрокрекинга. В ходе решения было получено две оценки прочности. Полученные результаты позволили произвести предварительную оценку статической прочности рассматриваемого элемента конструкции. Далее был произведен аналогичный расчет для оценки усталостной прочности. Таким образом, в настоящей работе было получено напряженно-деформированное состояние рассматриваемого элемента конструкции в упруго-пластической постановки.

В современной нефтепереработке все более широкое применение находит процесс гидрокрекинга - каталитический процесс переработки нефтяных дистиллятов и остатков при умеренных температурах и повышенных давлениях водорода на полифункциональных катализаторах. Гидрокрекинг позволяет получать с высокими выходами широкий ассортимент высококачественных нефтепродуктов практически из любого нефтяного сырья путем подбора соответствующих катализаторов и технологических условий, является одним из экономически эффективных, гибких и наиболее углубляющих нефтепереработку процессов.

Из-за жестких условий протекания процесса определяют ряд конструктивных особенностей реактора гидрокрекинга. Для минимизации температурных напряжений в месте приварки опорной обечайки к нижнему днищу аппарата следует предусмотреть наличие горячей камеры. При этом необходимо провести тепловой и механический анализ данной области с целью определения конечных размеров, так называемой, горячей камеры.

В данной работе в качестве исследуемого объекта будет рассматриваться, реактор гидрокрекинга вакуумного Газойля.

Данный аппарат (рис.1.) представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд, предназначенный для работы под давлением при умеренной температуре. Газосырьевая смесь поступает в реактор через верхний штуцер, распределяется над слоем катализатора и движется последовательно через несколько секций. Продукты реакции выводятся через нижний штуцер.

Для обеспечения промежуточного охлаждения неподвижного слоя катализатора внутреннее пространство реактора разбито на несколько реакционных зон, в каждой из которых предусмотрено контактно-распределительное устройство для обеспечения контакта парогазовой и жидкой фаз и их равномерного распределения по поперечному сечению аппарата над слоем катализатора. Контактно-распределительное устройство состоит из двух тарелок: сливной и распределительной, на которых равномерно по сечению установлены патрубки.

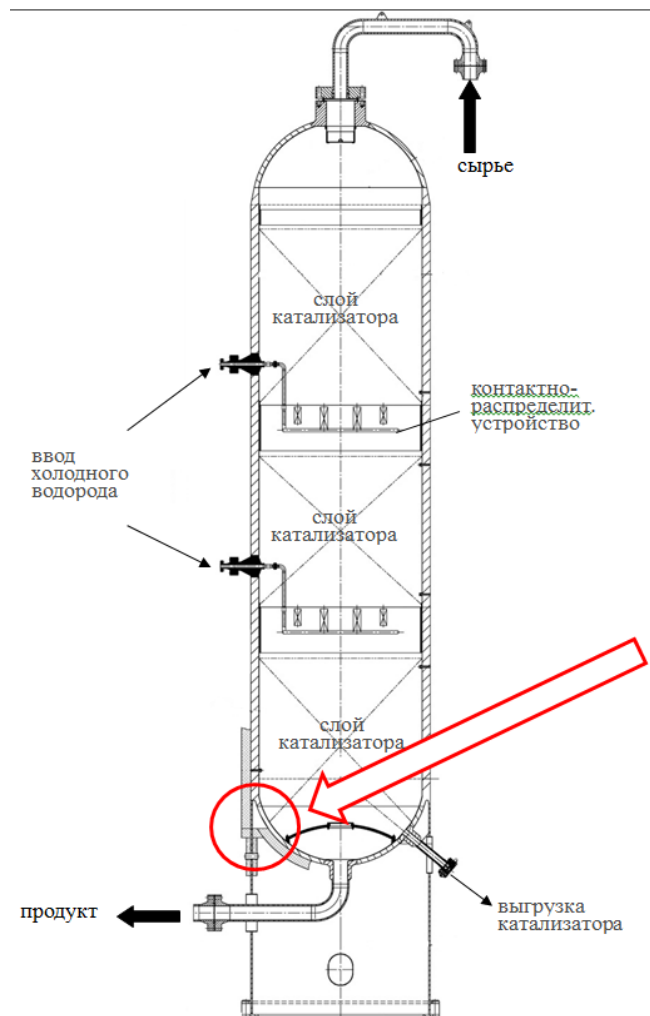


Рис.1. Общий вид реактора гидрокрекинга

Условия работы	Исполнение реактора
Температура: 330-550°C	Диаметр: 4700 мм.
Давление: 18 МПа	Толщина стенки: 250 мм.В
Среда: сырье + ВСГ	Высота: до 45м.
	Масса: до 1500т.Δ

Касательно аппаратного оформления установок гидрокрекинга, одной из актуальных в настоящее время проблем, стоящих перед проектными организациями, является необходимость разработки дополнительной методики теплового и механического анализа реакторов гидрокрекинга в зоне сопряжения нижнего днища аппарата с опорным узлом. Именно в этой области формируется горячая камера, служащая для обеспечения более плавного снижения температуры по высоте опорной обечайки и, как следствие, минимизации температурных напряжений в месте стыка днища и опоры.

Расчет выполнялся методом конечных элементов в перемещениях, реализованного в специализированном конечном-элементном пакете Nastran. Для дискретизации модели использовались объемные гексагональные конечные элементы первого порядка аппроксимации, имеющие 8 узлов, по шесть степеней свободы в каждом. Конструкцию для предварительного расчета НДС можно рассматривать как осесимметричную, поэтому при создании модели рассматривался сектор (10°C).

Общий вид конечно-элементной модели с граничными условиями представлен на рис.2. Использовалась цилиндрическая система координат. В качестве граничных условий

принято следующее:

- Условие осевой симметрии моделировалось запретом линейных перемещений в окружном направлении (координата θ)
- Запрет линейных осевых перемещений (в направлении Z цилиндрической системы координат) верхней (соединение с верхней частью) и нижних (где крепиться к системе штуцеров-снизу).
- Жёсткая заделка (запрет всех перемещений) в месте крепления конструкции к основанию («полу»).

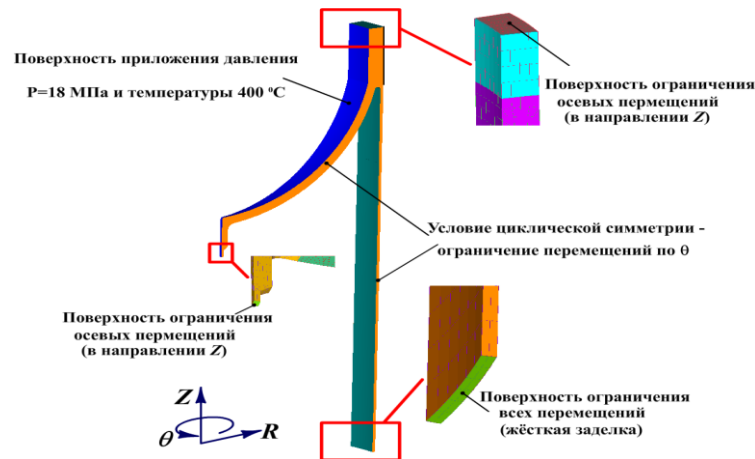


Рис.2.КЭ модель и граничные условия

В качестве нагрузок рассматривалось действие температурной нагрузки $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, приложенной к внутренней поверхности реактора. Температура окружающей среды принята равной $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. К этой же поверхности приложено давление $P=18\text{ МПа}$.

Материал модели – сталь 09Г2С, модуль упругости при $t=200\text{ }^{\circ}\text{C}$ $2.1 \cdot 10^{11}\text{ Па}$, коэффициент Пуассона $0,3$, плотность 7850 кг/мм^3 . Зависимость модуля упругости от температуры показано на рис.3.

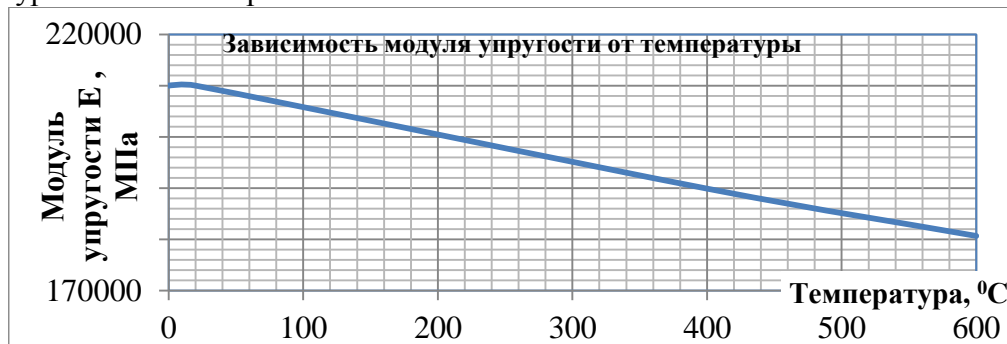


Рис.3. Зависимость модуля упругости от температуры для стали 09Г2С

На рис. 4 представлены экспериментальные кривые деформирования, полученные при температурах 20 , 400 и $500\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, рассматриваемый элемент конструкции находится под действием двух нагрузочных факторов - температурное воздействие и давление. Поэтому решение строилось в два этапа – получение температурного распределения и получение НДС при воздействии давления.

Полученное при расчёте распределение температур показано на (рис. 5). При этом принимались следующие константы: коэффициент линейного температурного расширения $\alpha=1.17 \cdot 10^{-5}$, теплопроводность $0.386\text{ Вт/мм}\cdot\text{C}$, теплоёмкость $0.3831\text{ КДж/кг}\cdot\text{K}$.

Далее к модели с уже полученным распределением температур к указанной поверхности прикладывалось давление $P=18\text{ МПа}$. Результаты расчета в виде распределения перемещений, деформации и напряжений показано на (рис.5). Перемещения $\delta=1.7\text{ мм}$, деформации $\epsilon=1.5 \cdot 10^{-3}$, напряжения (эквивалентные напряжения по Мизесу) $\sigma=343\text{ МПа}$. (Перемещения и деформации-суммарные).

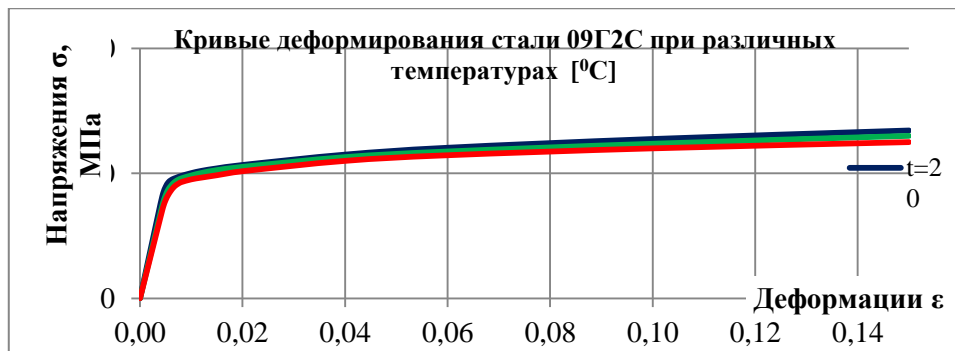


Рис.4. Кривые деформирования стали 09Г2С при различных температурах (°С)

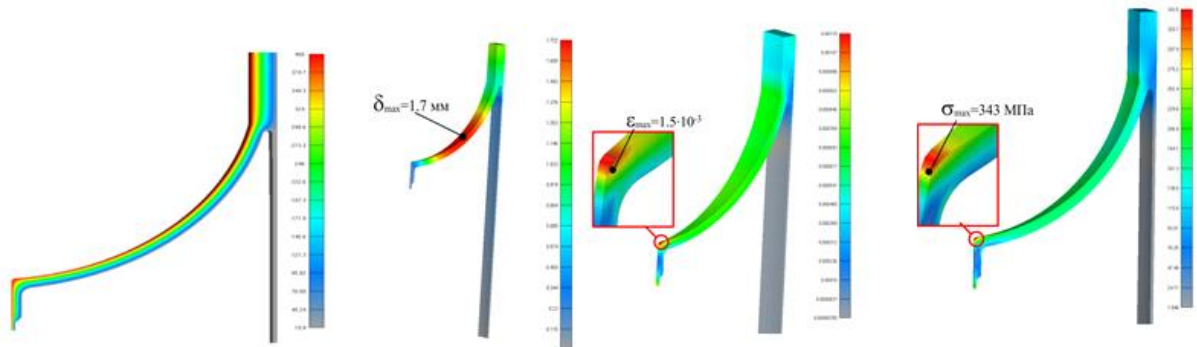


Рис.5. Распределение температуры, суммарных перемещений, деформаций и эквивалентных напряжений (по Мизесу, МПа) перемещений при упругом расчёте

Полученные результаты позволяют произвести предварительную оценку статической прочности рассматриваемого элемента конструкции. Предел прочности для данного материала составляет 490°С, таким образом, запас статической прочности рассматриваемого элемента составляет $k=490/343=1.43$.

Для оценки усталостной прочности следует произвести аналогичный расчёт с заданием упруго-пластичных свойств материала, т.е. учесть возможность появления пластического деформирования рассматриваемых элементов конструкции. Для этого в модели были заданы упруго-пластичные свойства материала, а полученные результаты расчёта в виде распределения напряжений, перемещений и деформаций (рис.6). Такой расчёт позволяет получить более физичную картину напряжённо-деформированного состояния объекта.

Перемещения $\delta=0.17$ мм, деформации $\epsilon=1.15 \cdot 10^{-4}$, напряжения (эквивалентные напряжения по Мизесу) $\sigma=35$ МПа. (перемещения и деформации суммарные).

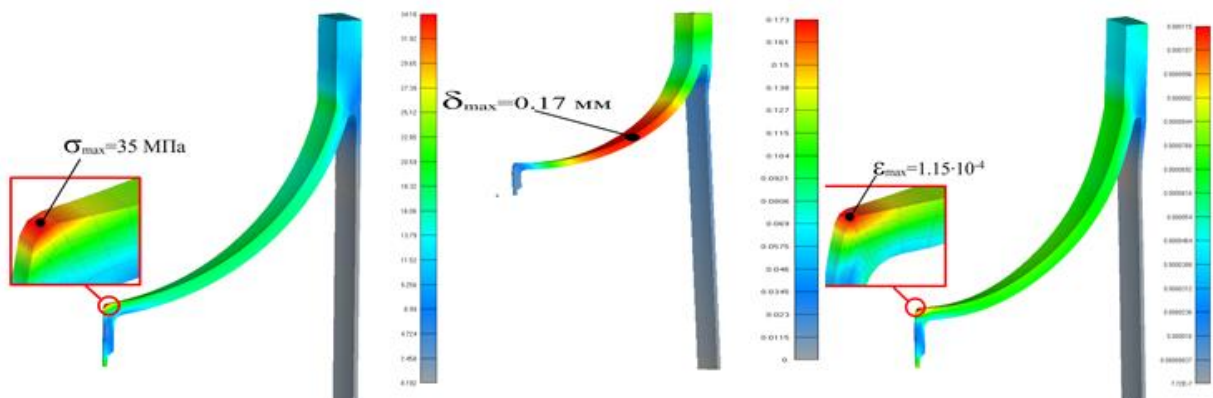


Рис.6. Распределение эквивалентных напряжений (по Мизесу, МПа), суммарных перемещений и деформаций

Таким образом, в настоящей работе получено НДС состояния рассматриваемых элементов конструкции в упруго-пластической (физически нелинейной) постановки.

ЭФФЕКТИВНОЕ СОЗДАНИЕ И РАЗВИТИЕ БИЗНЕСА НА ОСНОВЕ МЕТОДА LEAN STARTUP

EFFECTIVE BUSINESS CREATION AND DEVELOPMENT ON THE BASIS OF THE LEAN STARTUP METHOD

А.Д. Чернова – магистрант

Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

Abstract. Introduction of the Lean Startup method at the enterprise will increase the efficiency of both new and existing business.

Аннотация. Внедрение метода Lean Startup на предприятии позволит повысить эффективность как нового, так и существующего бизнеса.

Lean startup («бережливый стартап») – это концепция предпринимательства, предлагающая использовать эксперименты вместо тщательного планирования, обратную связь от клиентов вместо интуиции и итеративное проектирование вместо традиционного линейного развития. Данная концепция впервые была сформулирована Эриком Рисом, который объединил принципы, подходы и практики таких концепций как бережливое производство, развитие клиентов и гибкая методология разработки.

Авторы Lean Startup говорят о том, что стартапы редко умирают от того, что их продукт плохой. Чаще всего они умирают от отсутствия клиентов. Успешны в итоге те, кто успевают сделать как можно больше итераций. Под итерацией понимаются версии продукта или предложения рынку. Lean Startup - методология, применение которой позволяет управлять и ускорять итерации стартапа, чтобы как можно быстрее найти свою бизнес-модель. Пока существующие компании реализовывают бизнес-модель, стартапы ищут свою. Данное различие лежит в основе подхода бережливого стартапа. Оно формирует термин «бережливый» стартап: временная организация, предназначенная для поиска повторяющейся и масштабируемой бизнес-модели.

Методики Lean Startup изначально разрабатывались для создания быстрорастущих технологических предприятий. Но, на мой взгляд, эта концепция пригодна для создания и развития любого бизнеса, находящегося в ситуации неопределенности.

В основе концепции лежат три главных принципа. Во-первых, вместо того, чтобы писать подробный бизнес-план, предприниматели суммируют свои гипотезы в виде «канвы» своей бизнес-модели. Это диаграмма, показывающая, как компания создает ценность для себя и для клиентов. Business model canvas (канва бизнес-модели) и Lean canvas (канва бережливого стартапа) — это два важнейших инструмента для формулирования и проверки гипотез стартапа и для разбора и поиска мест для инноваций в бизнес-модели существующей компании.

Business model canvas предназначена, в первую очередь, для уже существующих бизнесов и работающих компаний и применяется для разбора существующей бизнес-модели с целью нахождения слабых мест или новых точек роста. Business model canvas состоит из 9 блоков, каждый из которых описывает свою часть бизнес-модели организации. Автором и создателем канвы бизнес-модели является Швейцарский ученый Александр Остервальдер.

Lean canvas (канва бережливого стартапа), так же как и канва бизнес-модели, состоит из 9 блоков, в связи с чем их очень часто визуально путают. Lean canvas, в свою очередь, больше подходит для стартапов и предназначена для формулирования гипотез стартапа и их проверки для подтверждения или опровержения.

Во-вторых, бережливые стартапы опираются на метод Customer Development: они опрашивают потенциальных пользователей, покупателей и партнеров по поводу всех элементов своей бизнес-модели, в числе которых - функции продукта, ценообразование,

каналы дистрибуции и допустимые стратегии привлечения клиентов. Новые предприятия быстро собирают «минимальный жизнеспособный продукт» и мгновенно добиваются обратной связи от клиентов - а на ее основе начинают цикл заново.

В-третьих, бережливые стартапы практикуют то, что называется гибкой разработкой (agile development), которая была впервые применена при разработке программного обеспечения. Гибкая разработка работает рука об руку с развитием клиентов. В отличие от типичных годовых циклов разработки продукта, которые предполагают наличие знаний о проблемах клиентов и потребностях продукта, гибкая разработка исключает потерю времени и ресурсов путем повторной и пошаговой разработки продукта. Это процесс, при котором стартапы создают минимальные жизнеспособные продукты, которые они затем тестируют - MVP - Minimum Viable Product (минимально жизнеспособный продукт). Это реализация минимально необходимого функционала, который может дать ценность вашему клиенту.

Главной целью MVP является получение подтвержденных знаний о пользователях, чтобы избежать создания продукта, который никому не нужен. MVP должен реализовывать идею, чтобы помочь в сфере обратной связи. Нужно анализировать каждый шаг, чтобы задать верное направление развития. После создания MVP нужно постараться приблизить базовые показатели к идеальным. Здесь может потребоваться множество попыток. После того, как стартап совершил все микроизменения и оптимизировал продукт, он может приближать свои базовые показатели к идеалу, и тогда наступает следующий этап, когда нужно решить - совершить вираж (так называемый разворот - pivot) или двигаться дальше выбранным курсом.

Стоит также отметить, что одну из ключевых ролей играет грамотно выстроенная коммуникация внутри стартапа. Открытость и готовность руководителя выслушать идеи и предложения всегда очень мотивирует сотрудников.

Основными инструментами, используемыми согласно концепции Lean Startup, являются:

1. Потребительские интервью. Их цель – понять мировоззрение потребителя. Основные типы: проблемное (problem interview); решенческое (solution interview); экспертное (expert interview).

2. Истории пользователей (User stories, пожелания). Пожелания или истории пользователей являются одними из самых базовых инструментов гибкой разработки; они относительно небольшие, удобные для составления, обсуждения, планирования, оценки и последующей работы над ними.

Каждое пожелание, в зависимости от размера и сложности реализации, в процессе работы команды над ним может как превратиться в полноценное описание требования к системе, так и просто быть декомпозированным на набор задач в итерации. Возможности приоритизации позволяют команде сконцентрироваться на наиболее значимых и важных историях пользователей. Оценка трудоемкости каждой истории позволяет планировать сроки ее реализации, тем самым управляя ожиданиями заказчика.

3. Доска задач (Task board). Возможность представления задач в итерации в форме "доски задач" позволяет быстрее воспринимать текущее состояние дел в итерации за счет визуальной группировки задач в зависимости от их состояния. Основное поле разбивается на несколько колонок – «story», «to do», «in process», «to verify», «done». Каждая задача представлена отдельным стикером. В колонку «story» помещаются листочки с user story, в «to do» помещаются задачи, которые планируется сделать в этом спринте, в «in process» – те, над которыми в настоящий момент идет работа, «to verify» – задачи, ожидающие проверки, в «done» – то, что полностью сделано.

Что дает такой инструмент? Немало. При взгляде на доску становится понятным текущее состояние итерации. Что хорошо как для менеджмента, так и для самой команды – это является скрытым мотивирующим фактором (особенно, если доска достаточно крупная и находится на видном месте).

Четкий процесс перехода между состояниями позволяет легче переключаться между задачами, а также способствует доведению задач до конца. С помощью task board можно выявить некоторые проблемные ситуации.

4. Empathy map (карта эмпатии). Эмпатия — осознанное сопереживание текущему эмоциональному состоянию другого человека, без потери ощущения внешнего происхождения этого переживания. Состояние эмпатии — важнейший этап в понимании своего истинного клиента, выявлении паттернов поведения, нахождении основных проблем и болей, как вашего потенциального клиента.

До проведения Customer development'a вы должны как можно более четко представить своего клиента, для этого и требуется шаблон Empathy map (карта эмпатии). Всего на канвасе 9 блоков: кто этот человек?; что он видит вокруг себя?; что он говорит на публике?; что ему нужно и в чем он нуждается?; что делает его счастливым?; каковы его основные переживания?; каковы его боли и страхи?; что он делает и на что тратит больше всего времени?; что он слышит вокруг себя из разных источников?

Изначально нужно определить свои собственные гипотезы относительно каждого блока, после чего переходить к его качественной проверке с помощью «проблемных интервью. Некоторые гипотезы будут оправдываться, а некоторые нет, и поэтому, сохраняя высокую скорость и итеративный подход, после заполнения некоторого количества канвасов, в итоге получится портрет истинного клиента. Возможно, он будет в корне отличаться от того первоначального варианта.

5. Метод «5 почему». Это простой метод поиска причин возникших несоответствий, который позволяет быстро построить причинно-следственные связи. Наиболее популярным этот метод стал в 70-х годах после публикации и распространения информации о производственной системе Toyota. Сам метод был разработан в 40-х годах основателем компании Toyota - Сакиши Тойода (Sakichi Toyoda). Название метода – «5 Почему» (Five Whys) происходит от количества задаваемых вопросов. Для того чтобы найти причину несоответствия необходимо последовательно задавать один и тот же вопрос – «Почему это произошло?», и искать ответ на этот вопрос. Число пять выбрано исходя из того, что такого количества обычно достаточно для выявления сути и источника проблемы. Но, несмотря на то что метод называется «5 почему», для поиска причин каждого конкретного несоответствия может задаваться как меньшее, так и большее количество вопросов.

За счет применения метода «5 почему» можно выстроить «дерево» причин, т.к. при ответе на поставленный вопрос возможно возникновение нескольких вариантов. Поэтому метод пять почему схож с методом причинно-следственных диаграмм и диаграмм Исикавы. Для графического отображения «дерева» причин применяется древовидная диаграмма.

За счет применения метода пять почему становится возможным определить и составить модель проблемной ситуации и соответственно более объективно работать с выявленным несоответствием. Представление причин в виде дерева позволяет пересматривать какие-то части проведенного анализа, корректировать их и вносить изменения.

6. Root Cause Analysis (Анализ основной причины). Это структурированный пошаговый метод для нахождения реальной причины проблемы и реагирования на нее. А не только реагирования на ее симптомы. Это процесс, который помогает заинтересованным сторонам понять причины проблемы в достаточной степени, чтобы достигнуть ее полного разрешения.

Большинство проблемных ситуаций, возникающих в пределах организаций, имеют множественные подходы разрешения. Для этих различных подходов требуются различные уровни ресурсных расходов. Из-за воспринимаемой безотлагательности, которая существует в большей части этих ситуаций, присутствует тенденция выбирать решения, наиболее целесообразные с точки зрения быстроты реагирования на ситуацию.

При этом тенденция состоит в том, чтобы реагировать на симптомы, а не лежащую в основе фундаментальную проблему, которая, в действительности, вызвала данную ситуацию (основная причина). Однако, выбирая этот быстрый подход для реагирования на симптомы, не исключается повторное возникновение проблемной ситуации. Затраты от этих скорых решений могут быть высокими с течением времени.

Цель анализа основной причины в том, чтобы определить: что случилось, почему случилось, что можно сделать для того, чтобы предотвратить повторное возникновение проблемы.

Основная причина является одним из ключевых факторов ситуации (условия). В виду того что на ситуацию (условие) обычно оказывает влияние много факторов (физические условия, человеческое поведение, поведение систем или процессы), как правило, существует несколько главных причин.

Хотя методологии Lean Startup всего несколько лет, ее основные идеи быстро пустили корни в мире стартапов, а бизнес-школы включили ее в свои учебные планы. Такие компании, как General Electric's, Nokia, Dropbox, Blackberry, Yandex, Groupon и др. успешно применяют эту методологию. В Москве проходят различные конференции, например, Глобальная русскоязычная конференция по гибкой разработке (Agile, Lean, Lean Startup). В Минске под знаком «бережливого стартапа» и при поддержке компании Yandex проходит Startup Weekend.

Таким образом, всего за несколько лет идея бережливого стартапа прошла развитие от стройно описанной теории до практической методологии с инструментами, на практике применяемыми предпринимателями, акселераторами и крупными корпорациями.

Литература:

1. Эрик Рис. Бизнес с нуля. Метод Lean startup для быстрого тестирования идей и выбора бизнес-модели; пер. с англ. – М: «Альпина Паблишер», 2013.
2. Стив Бланк, Боб Дорф. Старт Up. Настольная книга основателя; пер. с англ. – М: «Альпина Паблишер», 2013.
3. Алекс Остервальдер, Ив Пинье. Построение бизнес-моделей: настольная книга стратега и новатора; пер. с англ. – М: «Альпина Паблишер», 2011.
4. Ash Maurya. Running Lean: Iterate from Plan A to a Plan That Works. – Mary Treseler, 2012.
5. Лоуренс Лич. Вовремя и в рамках бюджета. Управление проектами по методу критической цепи; пер. с англ. – М: «Альпина Паблишер», 2010.
6. Решение по управлению Agile-проектами на примере методологии Scrum: [Электронный ресурс] // ITShop. URL: <http://devprom.ru/features/решение-по-управлению-Agile-проектами-на-примере-методологии-Scrum>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОВИХРЕВЫХ МОДУЛЕЙ СБОРКИ ДЕТАЛЕЙ *DETERMINE THE OPTIMUM PARAMETERS PNEUMO VORTEX MODULE ASSEMBLY PARTS*

М.Ю. Шариков – студент, Л.А. Казарина- студент, И.В. Бухтеева – к.т.н., доц.
Университет машиностроения

Abstract. When using the robot to perform the mutual orientation and connecting parts in the assembly is required to report the details of the oscillations around mutually perpendicular intersecting axes. This problem is solved by means of pneumatic vortex modules.

In this work is using the mathematical model of pneumatic vortex module which could be allow to define structural change module size and performance characteristics (frequency, gaps) at which the part is guaranteed to be moved to the center of the vortex pneumatic drive module.

To test the adequacy of the estimated motion trajectory details on the plate, using the results of experimental studies of the trajectory of a point, which belong to the surface of the vibrating plates in horizontal projection.

Для того чтобы обеспечить перемещение материальной точки в определенную точку поверхности, следует сообщать этой поверхности колебания вокруг взаимно перпендикулярных осей, пересекающихся в этой точке, причем колебания вокруг одной оси должны быть сдвинуты по фазе относительно колебаний вокруг осей (рисунок 1).

Одним из таких решений является применение пневмовихревых модулей. При сборке с помощью модуля деталь 6 подается на плоскость тарелки 4, совершающей сложные движения, которые создаются при подаче воздуха через тангенциальные сопла 1 втулки 2 в зазор между внутренней поверхностью втулки и стержнем 3 (рисунок 2).

При ориентирующе-сборочных модулей, имели место случаи, когда деталь 6, подаваемая на тарелку 4, совершающую вращательно-колебательные движения, не двигалась к центру, не попадала в предназначенные для неё гнезда 5, а иногда и выбрасывалась за пределы тарелки. Это объяснялось неправильным сочетанием ряда конструктивных параметров модуля. Поэтому весьма актуальным является анализ ориентирующе-сборочных модулей с целью выявления таких значений их параметров, при которых ориентация и сборка деталей происходит со стопроцентной надежностью и, по возможности, за минимальное время T .

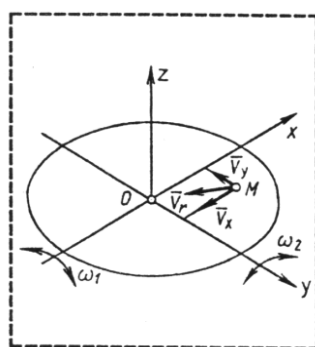


Рисунок 1 - Иллюстрация способа ориентирования с помощью направленных вибраций

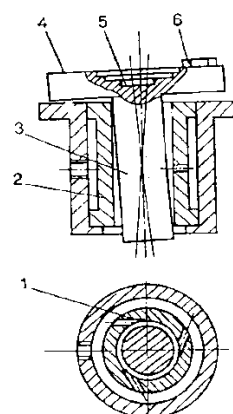


Рисунок 2- Конструкция пневмовихревого модуля

Была составлена математическая модель пневмовихревого модуля. Для возможности предварительного анализа изменения параметров пневмовихревого метода, заменили сложные пространственные движения стержня, с тарелкой, плоскопараллельным планетарным движением. В качестве расчетной схемы динамической модели примем схему (рисунок 3).

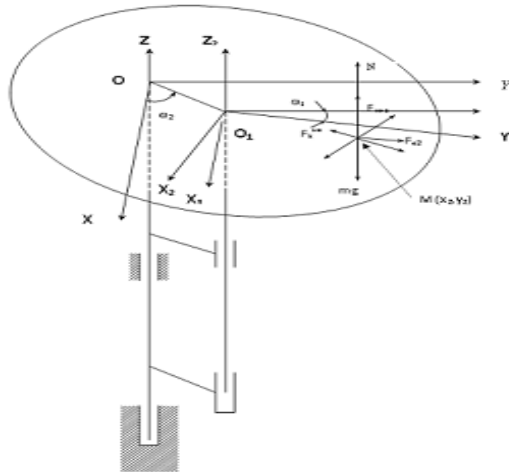


Рисунок 3 - Расчетная схема движения детали по тарелке пневмовихревого метода

Для данной расчетной схемы динамической модели составлена математическая модель, при этом для учета вертикальных колебаний тарелки в точке М считалось, что на деталь в этой точке будет действовать сила инерции $\overline{F_{инв}}$, которая зависит от условий колебаний.

При решении дифференциальных уравнений математической модели необходимо учитывать, что сила трения является дискретной величиной и зависит от того, перемещается деталь по тарелке или нет. В то время, когда деталь неподвижна относительно тарелки, сила трения равна сумме сил, действующих на деталь в плоскости тарелки, но не больше величины:

$$F_{mp} = f_n N, \text{ где}$$

f_n – коэффициент трения покоя (деталь на тарелке неподвижна).

Направление силы трения противоположно направлению суммарной силы. При условии, когда сумма всех сил, кроме силы трения, становится больше, чем сила трения покоя, деталь начинает перемещаться по тарелке. В этом случае сила трения:

$$F_{mp} = fN, \text{ где}$$

f – коэффициент трения.

Для численного решения дифференциальных уравнений движения детали по тарелке пневмовихревого модуля и математического моделирования процесса движения. Учитывая величины сил, действующих на деталь, находящуюся в т. М тарелки, проведем анализ движения детали. Как показали экспериментальные и теоретические исследования при проверке адекватности расчетной схемы пневмовихревого модуля при зазоре между стержнем и втулкой равном 3 мм, диаметре тарелки 120 мм

$$\omega_1 = \frac{1}{40} \omega_2, \text{ при меньших зазорах } \omega_1 \leq \frac{1}{40} \omega_2.$$

Найдем отношение сил инерции при указанных выше размерах:

$$\frac{F_{e_2}^{ин}}{F_{e_1}^{ин}} = \frac{m\omega_2^2}{32 \cdot 3 \cdot m\omega_2^2} = \frac{1}{96}, \text{ что составляет около 1\%.}$$

При зазоре 2 мм это отношение будет $\frac{F_{e_2}^{ин}}{F_{e_1}^{ин}} = \frac{1}{144}$, что меньше 1%.

Т.е. без большой ошибки при анализе движения детали по тарелке центробежной силой от вращения диска с угловой скоростью ω_1 можно пренебречь.

Таким образом, при предварительном анализе, для определения границ изменения

частоты ω_2 колебаний, при которых возможно движение детали к центру тарелки или отбрасывание детали к периферии, при различных зазорах между стержнем и втулкой, и различных размерах тарелки, а также при изменении коэффициента трения будем считать, что деталь падает на тарелку в точку M без начальной скорости $V_e \approx 0$ вдоль плоскости тарелки, т. е. на деталь не действует в начальный момент кориолисово ускорение.

Поместим деталь в точку M с координатами $x_2=0$, $y_2=a$, без начальной скорости $V_e=0$, при $t=0$.

В окрестностях точки M на деталь будут действовать сила трения $F_{mp} = Nf$ и силы, сдвигающие деталь

$$F_{cd} = mr\omega_2^2 + (mg - F_{инг})\theta,$$

$$F_{инг} = -ma(\omega_2 + \omega_1)^2 \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\omega_2 t + \omega_1 t) + \arctg \frac{x_2}{y_2}\right]$$

т.к. $\omega_1 \ll \omega_2$, можно принять, что $\omega_1 = 0$, тогда

$$F_{инг} = -ma\omega_2^2 \cos\left[\frac{\pi}{2} - \omega_2 t\right]$$

При угле поворота $0 < \omega_2 t < \pi$, сила $F_{инг}$ дополнительно прижимает деталь к тарелке, а при угле $\pi < \omega_2 t < 2\pi$ - уменьшает силу прижима.

Деталь будет двигаться к центру при $\pi < \omega_2 t < 2\pi$, тогда при $\omega_2 t = n$,

$$mgf = mr\omega_2^2 + mg\theta,$$

откуда наибольшая угловая скорость тарелки, когда деталь не выбрасывается, определяется по формуле

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g(f - \theta)}{r}}.$$

Наименьшая угловая скорость, при которой деталь движется к центру будет при $\omega_2 t = \frac{3\pi}{2}$, тогда $(mg - ma\theta\omega_2^2)f = mr\omega_2^2 + mg\theta$

Отсюда определится наименьшая угловая скорость тарелки, при которой деталь будет двигаться к центру.

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g(f - \theta)}{r + af\theta}}, \quad \text{где } \theta = \frac{2r}{l}.$$

Проанализировано, при каких частотах ω_2 возможно подпрыгивание детали на тарелке. Это возможно только в том случае, когда вертикальное ускорение детали будет больше ускорения свободного падения g и направлено вверх.

Рассмотрим условия, при которых деталь будет отрываться (прыгать) от тарелки пневмовихревого модуля. Это осуществимо только в том случае, когда вертикальная сила инерции будет больше mg , т.е.

$$\theta ma(\omega_2 + \omega_1)^2 \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\omega_2 t + \omega_1 t) + \arctg \frac{x_2}{y_2}\right] > mg.$$

Учитывая, что $\omega_1 \ll \omega_2$ и наибольшее значение силы инерции будет при $\cos \alpha = 1$, получим

$$a\theta\omega_2^2 > g \quad \text{отсюда } \omega_2^2 > \frac{g}{a\theta} = \frac{g}{a \frac{2r}{l}}.$$

Рассмотрим траектории движения детали в неподвижной системе координат, соответствующие различным областям частот ω_2 (рисунок 4).

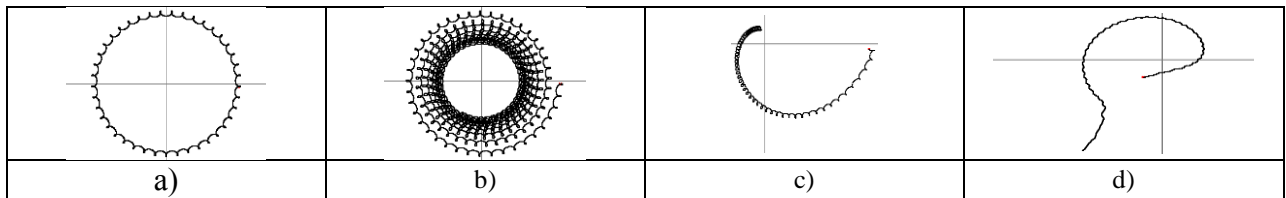


Рисунок 4 - Траектории движения детали по тарелке пневмовихревого модуля:
a - деталь по тарелке не перемещается, *b* – деталь не достигает центрального отверстия в тарелке, *c* - деталь попадает в центральное отверстие, *d* - деталь вылетает с тарелки

Так, на рисунке 5 приведены графики времени перемещения детали, попадающей на тарелку в точке, отстоящей от центра на расстоянии 50 мм при различных коэффициентах трения f . Анализ графиков показывает, что диапазон частот ω_2 , при которых деталь стабильно перемещается к центру небольшой. Если частота колебаний тарелки мала, то деталь может перемещаться длительное время или вообще быть неподвижной на тарелке.

Частоты колебаний большие, чем приведенные на графиках, приводят к выбросу детали с тарелки.

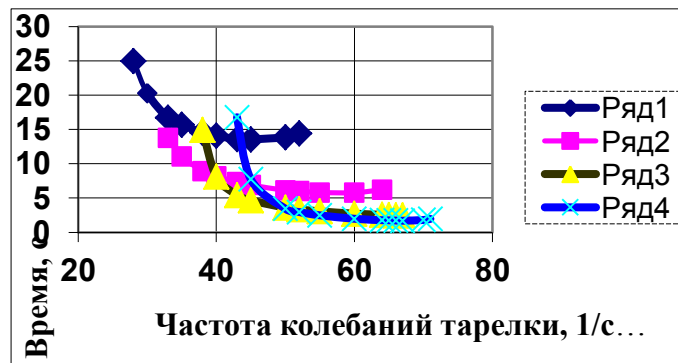


Рисунок 5- Время движения детали по тарелке в зависимости от коэффициента трения

Рисунок 6 показывает продолжительность перемещения детали по тарелке в области стабильных частот колебаний при различных зазорах между стержнем тарелки и втулкой пневмовихревого модуля.

Анализ графиков показывает, что с увеличением зазоров, т.е. амплитуды колебаний, продолжительность перемещения детали не уменьшается, а уменьшается диапазон частот колебаний, обеспечивающих стабильное перемещение детали к центру.

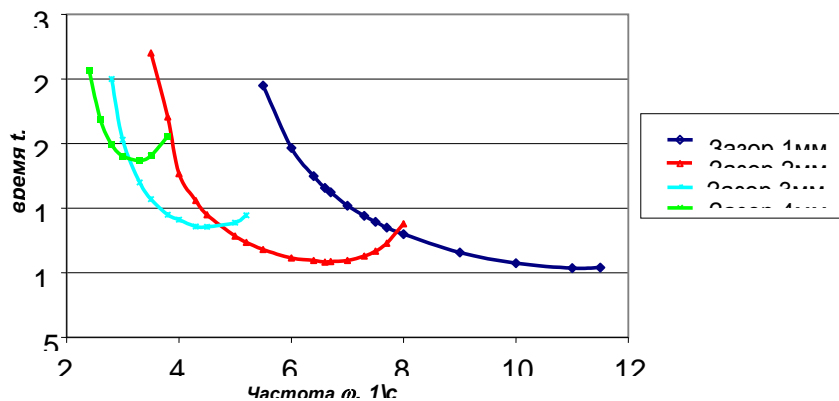


Рисунок 6- Время движения детали по тарелке пневмовихревого модуля в зависимости от зазора между стержнем и втулкой

По формулам, определяющим диапазоны частот ω_2 колебаний тарелки, были

подсчитаны частоты колебаний ω_2 при различных зазорах r и разных коэффициентах трения f при $a=50$ мм, результаты расчетов представлены на рисунке 7.

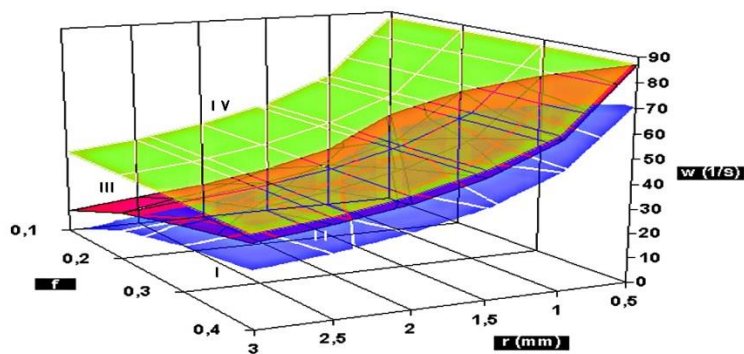


Рисунок 7 - Области допустимых частот колебаний тарелки:
I- деталь по тарелке не перемещается, II- деталь движется к центру,
III - частоты колебаний, при которых возможен выброс детали с тарелки,
IV- деталь вылетает с тарелки с подпрыгиванием

Анализ графика рисунка 7 показал, что зависимость частоты колебаний ω_2 от зазоров между стержнем и втулкой r является гиперболической. Диапазон частот ω_2 , при которых возможно движение детали к центру является относительно небольшим и зависит от коэффициента трения.

Результаты расчетов, представленные на том же графике рисунка 8, показали, что частоты ω_2 , при которых деталь подпрыгивала бы на тарелке, находятся в диапазоне, когда деталь движется по тарелке от центра.

Опыт эксплуатации сборочного оборудования, основанного на применении нетрадиционной технологии, показал, что, если параметры процесса выбраны правильно, отказы из-за несобираемости деталей практически отсутствуют, т. е., параметрическая надежность такого оборудования является очень высокой.

ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ Ti-Ni-Ta В УСЛОВИЯХ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ГАЗОПЛАМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ¹

FORMATION OF SURFACE LAYERS Ti-Ni-Ta UNDER HIGH-SPEED FLAME SPRAYING

В.В. Шишкалов – студент, П.О.Русинов – к.т.н., доц.
ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»

Abstract. Performed analysis of the structure of the coating materials with SME based TiNiTa, obtained using the mechanically activated powder showed that preliminary mechanical activation leads to a significant improvement of the internal structure of the coating, a decrease in porosity and increase adhesion, which is probably due to stored energy accumulated in the process of mechanical activation in the form of different types of defects, the energy which is released during high-speed flame spraying, which leads to a better penetration of the particles, forming almost monolithic structure with lower porosity.

Введение. Одной из главных особенностей современных наукоемких технологий является стремление создавать и использовать новые материалы, обладающие, помимо уникальных сочетаний механических, физических и других свойств, способностями активно реагировать на изменение внешних условий или внешнее воздействие (интеллектуальные материалы). В этой связи формирование наноструктурных состояний в материалах с эффектом памяти формы (ЭПФ), как в объеме, так и на их поверхности является важным направлением современного материаловедения [1,2]. Это особенно важно для создания функциональных материалов нового поколения, поскольку их надежная эксплуатация требует обеспечения достаточного запаса прочности. Применение материалов с наноструктурированными поверхностными слоями из сплавов с ЭПФ позволит существенно повысить износостойкость, усталостную долговечность, коррозионную стойкость при обеспечении функциональных свойств памяти и, как следствие, повысить эксплуатационный ресурс работы изделий [3-6]. В настоящей работе приводятся результаты исследования по формированию на сталях поверхностных наноструктурированных слоев из материалов с ЭПФ высокоскоростным газопламенным напылением механоактивированных порошков.

Материалы и методы исследования. Исследовали конструкционную сталь 45 после высокоскоростного газопламенного напыления сплава TiNiTa с использованием универсальной установки для высокоскоростного газопламенного напыления. Высокоскоростное газопламенное напыление сплава проводилась порошком TiNiTa на цилиндрических образцах (Ø10×50 мм). В качестве горючего газа использовалась смесь метана и кислорода, аргон являлся транспортирующим газом для порошка. Высокоскоростное газопламенное напыление осуществлялась при угле наклона горелки 45-70°. В качестве материала для поверхностного модифицирования использовали порошок TiNiTa марки ПН50Т38Та12. Размер частиц порошка составлял 5-30 мкм. Изучение крупных и мелких частиц порошка ПН50Т38Та12 после механоактивации показало, что они имеют форму плоских дисков (Рис.1). Как далее показывает анализ, исходный размер частиц порошка оказывает существенное влияние на свойства, формируемого слоя. Перед высокоскоростным газопламенным напылением механически активированный порошок ПН50Т38Та12 просушивался в вакуумном сушильном шкафу в течении 3-6 ч при температуре 120-180°С на противнях из нержавеющей стали при толщине засыпки до 25 мм.

Для повышения прочности сцепления покрытия с подложкой проводили

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-5017.2014.8 и по проекту № 2416 и в рамках государственного задания Минобрнауки РФ

предварительную дробеструйную обработку поверхности стали с последующим её травлением 15% раствором азотной кислоты.

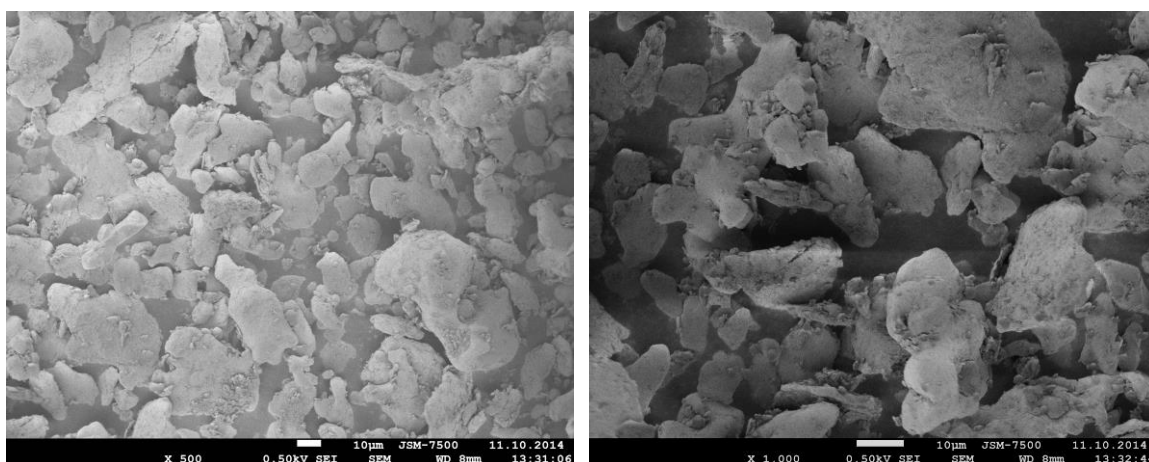


Рис. 1. Морфология частиц механически активированного порошка марки ПН50Т38Та12

Макро- и микроанализ поверхностных слоев сплава $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$, полученных по отработанной технологии, показал, что структура покрытий достаточно плотная, с размером зерна от 100 до 200 нм (рис. 2а-г). Граница раздела между покрытием и подложкой без видимых дефектов. При прохождении частиц порошка через газопламенную струю они нагреваются и при ударе о подложку затвердевают в виде деформированных дисков, которые видны на снимках и имеют диаметр 10-20мкм и толщину 0,8-2 мкм.

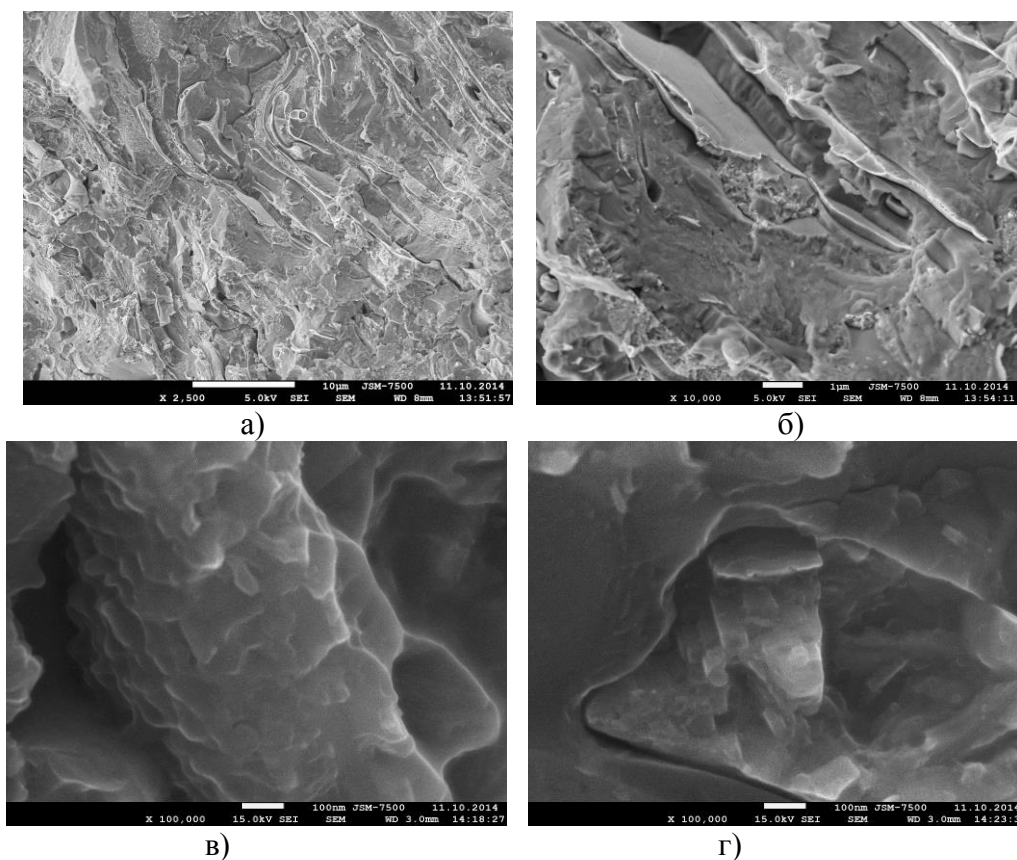


Рис. 2. Микроструктура $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$ покрытия полученного высокоскоростным газопламенным напылением: а) – $\times 2500$; б) – $\times 10\,000$; в) – $\times 100\,000$; г) – $\times 100\,000$

На рис. 3 представлено количественное распределение размера зерен и их процентного содержания в покрытии $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$.

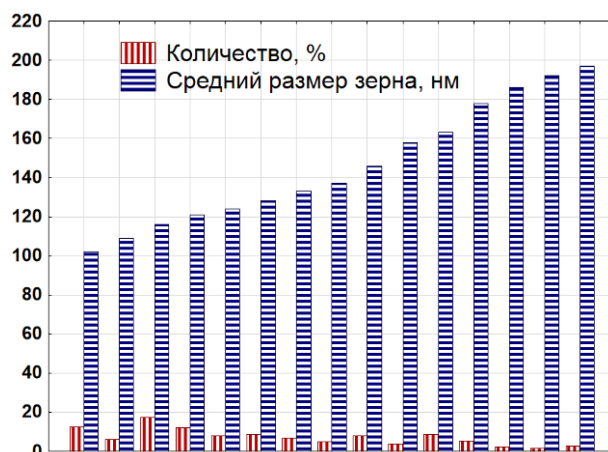


Рис. 3 Количественное распределение размера зерен и их процентного содержания в покрытии $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$

При комнатной температуре основные структурные составляющие поверхностного слоя $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$ – мартенситная фаза B19' с моноклинной решеткой, аустенитная B2-фаза с кубической решеткой, β - фазы Ta, а также наблюдается небольшое количество оксида титана (TiO) менее 2% (Рис. 4).

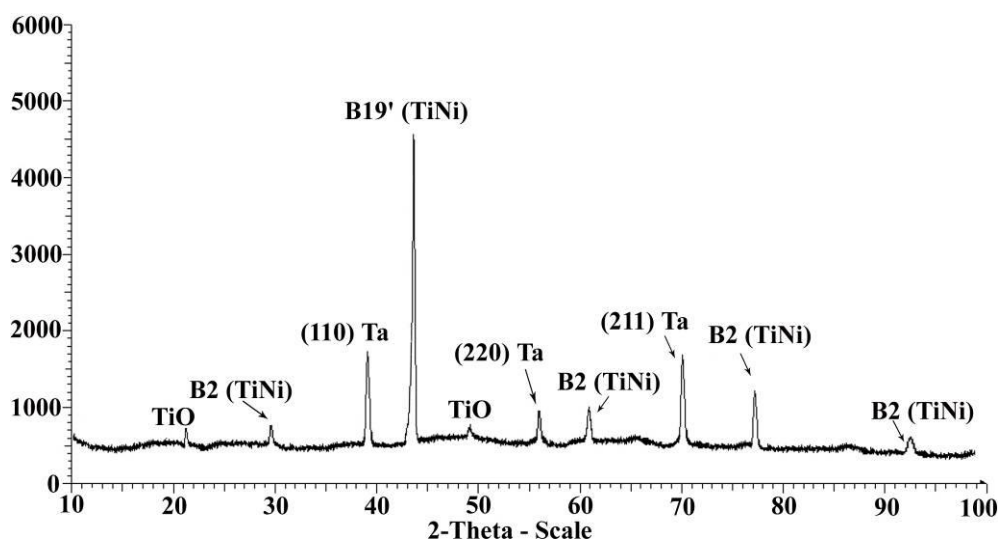


Рис. 4. Рентгенофазовый анализ сплава $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$, после высокоскоростного газопламенного напыления

Проведенные исследования напыления порошка в исходном состоянии и после механоактивации показали, что предварительная механоактивация порошков позволяет снизить пористость покрытий до 1% и обеспечить прочность сцепления покрытия с основой до 100-120МПа.

Исследование эволюции структуры на всех этапах поверхностного модифицирования выполнялся на основе фрактального подхода методом мультифрактальной параметризации, который базируется на качественном анализе инструментальными методами и в дополнении к таким классическим параметрам микроструктуры, как размер зерна, удельная площадь, связанных с физико-механическими свойствами, несет информацию количественного характера.

Мультифрактальный анализ (МФА) показал, что размерность самоподобия частиц механоактивированного порошка ПН50Т38Та12, $D_0=0,998$, для среднестатистической частицы составляет $D_0=0,998$, т.е. отдельная частица не обладает фрактальностью, поскольку имеет близкую к нулю адаптивность. Пороговая устойчивость $D_{100} = 1,293$ указывает на принадлежность частиц порошка к квазиупругой среде. Результаты МФА поверхностного слоя $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$ после высокоскоростного газопламенного напыления представлены на рис. 5. Величина размерности самоподобия для сплава $Ti_{38}Ni_{50}Ta_{12}$ и стали 45 составила $D_0=1,952$ и $D_0=1,565$. Известно, для аустенитных сталей, значение порога устойчивости составляет порядка 1,8, т.е. сталь, не претерпевшая никаких

воздействий, не переходит порог перколяции, значение $D_{100}=1,757$.

При сопоставлении мультифрактальных характеристик с традиционными характеристиками структуры установлена связь между показателем МФМ – фрактальной размерностью структуры (D_0) и размером зерна (d , мкм). Изменение фрактальной размерности и размера зерна по глубине слоя TiNiTa описывается графиком рассеяния двухординатного типа с полиномиальным приближением (рис. 5).

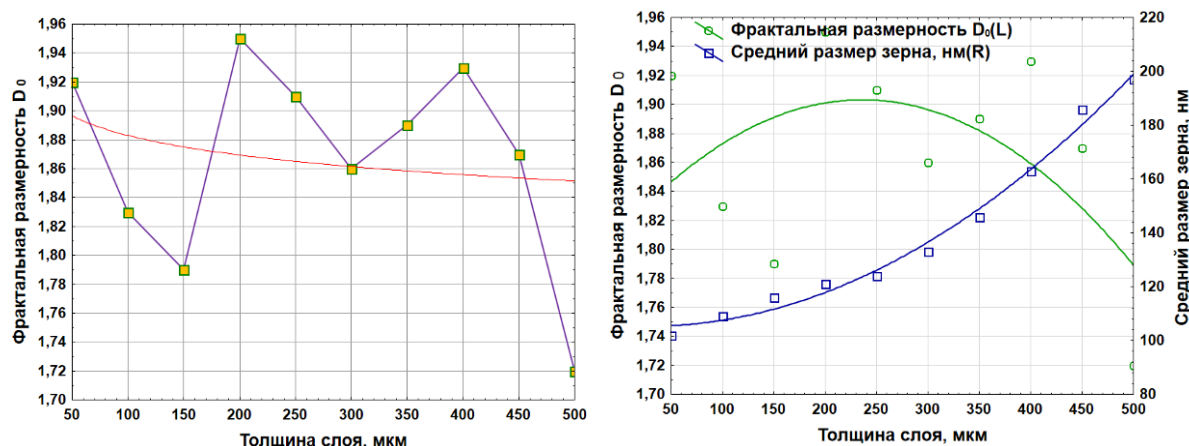


Рис. 5. Изменение размера зерна (d) и фрактальной размерности структуры материала «сталь-слой TiNiTa» по толщине поверхностного модифицированного слоя, полученного высокоскоростным газопламенным напылением

Выводы. На основе анализа фазового состава, среднего размера зерен, определенного методом электронной микроскопии высокого разрешения и мультифрактальной параметризации структуры показана взаимосвязь свойств покрытий с их структурно-фазовым состоянием. Установлены закономерности эволюции структурных параметров и мультифрактальных характеристик поверхностных слоев из материалов с ЭФФ, позволяющие прогнозировать свойства композиции «сталь-покрытие».

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-5017.2014.8 и по проекту № 2416 и в рамках государственного задания Минобрнауки РФ.

Литература

1. Лякишев Н.П., Алымов М.И. Наноматериалы конструкционного назначения // Российские нанотехнологии . 2006. -Т.1-2. С. 71-81.
2. Валиев Р. Создание наноструктурных металлов и сплавов с уникальными свойствами, используя интенсивные пластические деформации // Российские нанотехнологии. - 2007.- Т.1-2. - С. 208-216.
3. Бледнова Ж.М., Русинов П.О. Формирование наноструктурированных поверхностных слоёв из материалов с памятью формы на основе TiNi плазменной наплавкой // Упрочняющие технологии и покрытия 2009. № 9.- С. 23-31.
4. Бледнова Ж.М., Русинов П.О. Структурно-механические особенности формирования поверхностных слоёв при плазменном напылении NiAl // Известия вузов. Сев.- Кавказ. регион. Технические науки. 2009. № 6. С. 84-89.
5. Zh. M. Blednova, P.O. Rusinov. Mechanical and tribological properties of the composition “steel-nanostructured surface layer of a material with shape memory effect based TiNiCu”. Applied Mechanics and Materials 592–594 (2014), 1325–1330.
6. P.O. Rusinov, Zh. M. Blednova Surface modification of parts material shape memory TiNiCo with a view to providing a functional and mechanical property as a factor in resource. Journal of Surface Engineered Materials and Advanced Technology 4 (2014), 348–358. <http://dx.doi.org/10.4236/jsemat.2014.46039>

ПЛЕНАРНЫЕ ДОКЛАДЫ

Чернятин А.С. Метод индентирования, как способ комплексной оценки состояния технических объектов	4
---	---

СЕКЦИЯ 1.

Конструкционное материаловедение

Акинъшин Р.Н. К вопросу определения механических напряжений и температуры в зоне резания при косоугольном несвободном резании	9
Арзыбаев А.М. Единая информационно-поисковая система технологической оснастки	14
Байгузин М.Р., Пилипенко С.С., Потапенков А.П. Особенности поверхностного плазменного упрочнения стальных деталей	16
Белов А.А., Искендеров Р.И., Габельченко Н.И., Карпова Е.Ю. Повышение стабильности аустенитной структуры высокомарганцевой стали 110Г13Л	21
Искендеров Р.И., Белов А.А., Карпова Е.Ю., Габельченко Н.И. Улучшение структуры и пластических характеристик литой углеродистой стали 45Л термоциклированием	25
Киселев Д.О., Калпин Ю.Г. Об устойчивой деформации металлов в состоянии сверхпластичности	28
Корнев Ю.В., Мурашов М.В., Торская Е.В., Бойко О.В. Исследование особенностей механического поведения наноструктурированных материалов и покрытий методом наноиндентирования	32
Леушка М.А., Петряков С.Ю., Гайсин А.Ф. Исследование поверхности стали после различных видов обработки	36
Машихин А.Е. Процесс обратного превращения в трубе из сплава с памятью формы, находящейся в контакте с упругой трубой	39
Пугачев М.С., Архипов В.Е., Дубравина А.А., Лондарский А.Ф., Москвитин Г.В., Мельшанов А.Ф. Влияние наносимого металла на свойства газодинамических покрытий	44
Саганов Е.Б. Решение задачи об обратном фазовом переходе для стержней из сплава с памятью формы при кручении	48
Сахаров А.В. Установление возможности получения характеристик модулей поверхностей деталей на станочном парке предприятия	53

Столянков Ю.В., Бейдер Э.Я., Скляревская Н.М. Механическая обработка вспененных полимерных материалов	58
Чеканина Е.А. Исследование возможности использования точки профиля поперечного сечения детали типа тела вращения в качестве измерительной базы	63
Чиркунова С.В., Яновский Ю.Г., Корнев Ю.В., Бойко О.В. Нанодисперсный минерал шунгит как новый эффективный наполнитель для эластомерных материалов на основе каучуков специального назначения	66

СЕКЦИЯ 2.

Прочность живучесть и безопасность машин

Августов А.В., Бледнова Ж.М. Анализ функционально-эксплуатационной надежности арматуры производства полиэтилена высокого давления и пути импортозамещения	72
Баранова М.С, Баженов В.Г., Осетров Д.Л. Идентификация деформационных и прочностных характеристик упруговязкопластических материалов методом прямого удара	77
Березовская Ю. А., Ревин А. А. Состояние регулятора тормозных сил и его влияние на эксплуатационные свойства автомобиля	81
Богданов В.В., Богомольный В.М., Репрев М.Ю. Особенности расчёта прочностных и жесткостных характеристик ударозащитного торообразного бампера транспортного средства	86
Гребёнкина М.И., Щербаков В.И., Гусев А.С. Оценка усталостной долговечности тонкостенных металлоконструкций транспортной системы при стохастическом сложном напряженном состоянии	90
Дайнеко А.Б. Программное обеспечение для обработки картин корреляционных полос, полученных методом эцси	95
Демьянушко И.В., Логинов Е.М., Карпов И.А., Миронова В.В. Исследование вопросов усталостной прочности штампованных колес большой размерности	98
Денк Р., Предигер В. Расчёт на усталостную прочность сварных элементов рамы автомобиля при воздействии эксплуатационных нагрузок	103

Додашвили Т.А., Резников С.С. Диагностика нарезного оружия прибором автоматизированной баллистической экспертизы	109
Кокуров А.М., Одинцев И.Н. Комбинированное численно-экспериментальное моделирование механического поведения композитных конструкции с дефектами типа отслоений	112
Крюкова Я.С., Равковская Е.В., Сидоренко Н.Ю. Диагностика живучести и сплошности конструкций из углеродных композиционных материалов	117
Лысенко А.П. Композитные виброизолирующие соединительные муфты с высокими диссипативными свойствами	122
Марк А. В. Осесимметричное наращивание полого гиперуругого цилиндра	127
Маслова Е. В., Зайнетдинов Р.И. Анализ взаимосвязи концепции RAMS/LCC и LEAN SERVICE	131
Мацаренко В.С., Шорр Б.Ф. Расчетно-экспериментальное исследование динамического воздействия кусков льда на пластину-имитатор пера рабочей лопатки	135
Мишин П.П., Осипов Н.Л., Чабунин И.С. Определение ресурса модульной несущей конструкции специального транспортного комплекса	140
Мойсейчик А.Е., Василевич Ю.В. Возможности оптимального использования методов неразрушающего контроля состояния стали в зонах концентраторов напряжений	145
Мурдза А.О. Оценки критических сжимающих напряжений для стержней из почти несжимаемого материала	149
Набоков И.И., Лисин А.Н. Прогнозирование сопротивления усталости образцов с использованием статистической теории прочности и учётом влияния ППД	153
Нефедкин А.И., Дубинин А.А., Кружалин Д.Ю. Экспериментальное исследование процесса хонингования чугунных гильз сплошными брусками	159
Парахони А.А., Осипов Н.Л. Динамическая прочность слоистых композиций	164

Парахони А.А., Осипов Н.Л. Применение слоистых композиций в несущих системах	169
Петросян М.С., Ревин А.А. Методика лабораторных ресурсных испытаний манжет уплотнения главного тормозного цилиндра автомобилей с антиблокировочной системой	174
Плитов И.С., Полилов А.Н. Применение энергетического критерия разрушения для расчета композитных труб при сжатии и изгибе	178
Плугатарь Т.П., Одинцев И.Н. Анализ возможностей регистрации спекл-интерферограмм в локальных зонах действия напряжений	182
Попов В.С., Осипов Н.Л. Изгиб составного стержня применительно к строительной механике автомобиля	186
Савельева А.С., Крукович М.Г., Клочков Н.П. Пути повышения долговечности деталей, восстановленных методами наплавки	191
Самолысов А.В., Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Марчевская О.А. Расчет срывного обтекания ряда труб	195
Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Расчет комбинированного щеточного уплотнения	198
Столярова Н.А., Скопинский В.Н. Конечно-элементное моделирование и анализ напряжённого состояния композитного эллипсоидального днища с патрубком	203
Сырицкий А.Б. Информационно-измерительная система получения данных о техническом состоянии режущего инструмента	208
Татусь Н.А., Полилов А.Н. Профилированные балки. Этюд об одной трети	210
Тумакова Е.В., Комшин А.С. Фазохронометрическая технология информационно-метрологического сопровождения синхронных электромеханических систем	215
Усов С.М., Одинцев И.Н., Апальков А.А. Применение метода корреляции цифровых изображений для исследования скрытого на внутренней поверхности трубы дефекта	220
Хасанов Б.И. Влияние погрешности установки измерительного диска на точность фазохронометрической системы с оптическим первичным преобразователем	222

Цыпора Е.Ю., Матвеев Е.А. Предварительный расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) элемента реактора гидрокрекинга	228
Юрченко Г.Г., Селиванов А.В. Расчет системы вторичных потоков в рамках многодисциплинарного анализа НДС деталей ГТД	233
Юхнов Б.М., Романова Н.В., Шепелев С.Ф., Чернов С.В. Выбор варианта исполнения арматуры DN500 для реакторной установки МБИР	238
Яковлев А.С. Разрушение тонкостенных конструкций и локализации деформаций по схеме жёсткопластического течения	243

СЕКЦИЯ 3.

Трение, износ, смазка. Трибология

Лесневский Л.Н., Ляховецкий М.А. Изнашивание покрытий, полученных методом микродугового оксидирования на алюминиевых сплавах, при возвратно-поступательном скольжении	249
Поздняков Е.П., Степанкин И.Н. Особенности контактного изнашивания диффузионно-упрочненных слоев экономно-легированных сталей	255
Пошехонов Р.А., Лапшин В.В. О возможности контроля величины радиального зазора сферических аэростатических подшипников по кривой выбега	260
Фишков А.А., Бирюков В.П., Татаркин Д.Ю., Мурзаков М.А. Влияние добавок нанопорошка карбида тантала на повышение износостойкости при лазерной наплавке порошковых материалов	265
Цуканов И.Ю. Развитие аналитических замкнутых решений классической контактной задачи герца для криволинейных и волнистых поверхностей произвольной формы	269

СЕКЦИЯ 4.

Виброакустика машин

Бутримова Е.В. Энергоёмкость и виброактивность технологических процессов формообразования	275
--	------------

Васильев М.С. Сравнительный анализ эффективности преобразований перекрестка	279
Гай В.Е., Гончаров А.А., Гай Н.В. Метод вибродиагностики подшипника качения	281
Гайворонский Е.Г. Фрикционные автоколебания в системах с сухим трением	286
Глушков Е.В., Глушкова Н.В., Еремин А.А. Локализация повреждений и источников колебаний в упругих слоистых волноводах пассивным методом обращения времени	294
Голуб М.В., Фоменко С.И. Распространение нестационарных упругих волн в функционально-градиентных слоистых фоновых кристаллах	299
Елисеев А.В. О математическом моделировании контактных взаимодействий в технологических процессах с вибрационным подбрасыванием рабочей среды	304
Капитанов Д.В. Исследование нелинейных колебаний упругих систем после потери устойчивости	307
Норьков Е.С. Влияние гидродинамического сопротивления на амплитуды общей вынужденной вибрации судов	311
Пирогов Д.А., Шляпугин Р.В., Селезнев С.В. Исследование вынужденных колебаний ремизной рамы металлорежущего станка	316
Потапов К.Г. Диагностика главных приводов токарного оборудования фазохронометрическим методом	323
Рожков А.Ю., Манжосов В.К. Моделирование движения виброударной системы с двумя ограничителями	331
Соболева Е.В. Нелинейные колебания упруго-пространственной конструкции при волновом гидродинамическом воздействии	334
Степанов А.С., Подалков В.В., Сбытова Е.С. Нелинейные колебания микромеханического гироскопа с резонатором в виде упругих стержней	339
Тараторкин А.И. Снижение динамической нагруженности фрикционных управлений трансмиссией транспортной машины	343
Умманова О.В. Математическое моделирование процессов в валопроводе турбоагрегата с учетом возникновения кольцевых трещин	348

СЕКЦИЯ 5.

Вибрационная биомеханика

- Банин Е.П., Гуськов А.М., Сорокин Ф.Д.** Математическое моделирование поведения крови во входном аппарате искусственного желудочка сердца методами вычислительной гидрогазодинамики **352**
- Зарецкий А.П., Агрофонов И.Ю., Богомолов А.В.** Особенности биомеханического моделирования системы «интима-стент-интима» на основе теории тонкостенных оболочек **357**
- Кондратьева Е.А., Котляр-Шапиров А.Д., Драган С. П., Богомолов А.В.** Метод импедансометрического измерения акустического рефлекса **362**
- Олейник Р.В.** Проектирование антропоморфной системы для исследования кинематики руки человека **367**
- Свирин В.И.** Гиперкомплексные числовые системы и алгебраические модели феноменов генетического наследования в биомеханических системах **370**
- Степанян И.В., Плешаков К.В.** Разработка программного обеспечения для задач биомеханики **373**

СЕКЦИЯ 6.

Механика машин и управление машинами

- Арыканцев В.В.** Разработка и исследование элементов движителя с целью повышения энергоэффективности **377**
- Бекаев А.А., Ганюта А.К.** Математическое моделирование процесса прерывистого резания многозубым инструментом на примере процесса прошивания **382**
- Бекаев А.А., Денисов Р.А.** Анализ технологических способов обработки сложнопрофильных изделий на примере лопаток моноколес газотурбинных двигателей (ГТД) **384**
- Бережной С.Б., Война А.А., Курапов Г.В.** Экспериментальные исследования цепных передач **389**
- Бережной С.Б., Пунтус А.В., Мевша Н.В., Скорюнов А.А.** Экспериментальные исследования специальной цепной передачи **393**
- Бережной С.Б., Юнин В.В., Скорюнов А.А.** Прогнозирование износа цепи в цепной передаче с внутренним зацеплением **398**

Богданов С.В., Плаксин А.М., Козак Н.В. Применение компонентов коммуникационной среды для построения подсистемы управления электроавтоматикой станка силового строгания	403
Гальченко К.В., Лукиенко Л.В. Метод определения кинематических характеристик выходного звена шахтного манипулятора	406
Демидов С.М., Глазунов В.А. Кинематические и силовые винты для поступательно -направляющего механизма	411
Дяшкин-Титов В.В. Об эффективности программных движений исполнительных звеньев манипулятора–трипода на поворотном основании	413
Калинин Я.В., Устинов С.А., Шкутан Д.В. Энергетически эффективные алгоритмы движения шагающих машин	418
Калинин Я.В., Фоменко С.С., Шаронов Н.Г. Многокритериальная оптимизация алгоритмов движения сложных механических систем	421
Листрова К.С., Манжосов В.К. Моделирование продольного удара стержня о жесткую преграду с учетом диссипативных свойств механической системы	425
Манаенков И.В., Лукина С.В. Технологический синтез мехатронных станочных систем для многокоординатной обработки	428
Пась О.В., Серков Н.А. Исследование интегрального отклонения при воспроизведении эталонной окружности несущей механической системой с нелинейностями	432
Степанов А.С., Устинов В.Ф. Моделирование МЭМС-устройств с электростатическим накатом упругих лент на сегнетоэлектрическую плёнку	437
Тимирязев В.А., Хворов И.А. Технологии кластеризации баз данных в механообработке	442

СЕКЦИЯ 7.

Нелинейная волновая механика и технологии

Никифоров А.Н. Расчет границ волнового резонанса ротора с жидкостью и перегородками методом «эквивалентного эллипса»	446
Никифоров А.Н., Бармина О.В., Брысин А.Н. О волновом резонансе ротора с секторированной полостью при неполном наливе жидкости	452

**СЕКЦИЯ 8.
Студенческая**

Алешин Д.Н., Вартанов М.В., Мартынович Н.А. Экспериментальная установка для адаптивной роботизированной сборки	457
Алимов В.А., Федянов Е.А., Захаров Е.А., Гаврилов Д.С. Исследование процесса сгорания углеводородных топлив с добавками синтез-газа	459
Афанасьев А.А., Осипов Н.Л. Напряженное состояние в клеевом соединении элементов сотовой конструкции	462
Гавриченко А.С., Ревин А.А., Тюрин С.В. Методика оценки эффективности торможения автомобилей в эксплуатации	466
Гайдуков Д.С., Егоров К.В., Исаев А.Н., Клюканов Д.О. Принудительное ограничение скорости транспортных средств	468
Гнатюк Е.О. , Пирожков В.А. Особенности трещиностойкости дисперсно-упрочненных полимерных композитов при нормальном отрыве и антиплоском сдвиге	471
Голубева Т.Н., Демина А.С., Сверчков Д.Р. Колебания и устойчивость контактных сердечников герконов из ферромагнитного материала в магнитном поле	475
Голубенкова Е.В., Шуваев В.Г. Автоматизация гидравлических испытаний на герметичность сосудов и аппаратов, работающих под давлением	480
Голяткин И.А., Поздеев А.В., Новиков В.В. Исследование виброзащитных свойств инерционно-гидравлического амортизатора с роliko-лопастным гидромотором	483
Горбатенков Г.Ю., Погорелый А.В., Петухов С.Л. Оценка загрузки оборудования линии сборки валов с помощью статистического моделирования	488
Ильина Е.Э., Зарубин З.В. Трехмерное и математическое моделирование двигателя Гинеля	492
Исаев А.Н., Ганзин С.В., Гайдуков Д.С. , Клюканов Д.О. Повышение безопасности движения на пешеходных переходах с помощью инновационных искусственных неровностей	495
Каримова В.В., Шуваев Г.В. Стенд для контроля затяжки резьбовых соединений	498
Карпова Е.Ф. Повышение безопасности движения при внедрении системы сбалансированных показателей	501

Колесников В.А., Рокотов Н.В., Молчанов К.И., Марковец А.В. Разработка намоточного механизма для формирования паковок с управляемой переменной структурой	503
Кучковский Ю.П., Типалин С.А., Шпунькин Н.Ф. Определение свойств соединительного слоя при большой сдвиговой деформации	507
Леонов А.А., Стржемечный М.М. Разработка программы ЧПУ на основе электронной модели, в системе автоматизированного проектирования "Catia"	510
Лопатина Ю.А., Курганова Ю.А. Методы оценки равномерности распределения наполнителя в дискретно-армированных композиционных материалах	513
Лукашина Ю.А., Сабиров Ф.С., Сорокин А.В., Скворцов В.С. Исследование влияния динамических характеристик упругой системы станка на шероховатость обрабатываемой поверхности	518
Малышев Д.И., Рыбак Л.А., Чичварин А.В. Синтез алгоритма управления движением робота-гексапода с учётом скорости выходного звена	523
Минязева Л.Х. Оценка текущего технического состояния прокатного стана на базе фазохронометрического метода	526
Наумов О.В., Левин С.М. Совершенствование технологии пайки сегментов алмазных коронок	530
Низаметдинов Ф.Р., Москвитин Г.В. Перспективы использования технологии ипа для повышения прочности и ресурса изделий современного машиностроения	532
Панфёров В.В., Типалин С.А. Моделирование процесса отбортовки шипа плитки для пола из тонколистового металла	536
Парахони А.А., Осипов Н.Л. Применение слоистых композиций в несущих системах	540
Пахалина Н.С., Морозов Е.М., Матвиенко Ю.Г. Расчет траектории трещины при растяжении клина вариационным методом	544
Поликарпов А.Н., Хрячкова В.В. Автоматизированное проектирование инструмента для чистовой обработки червячных колес	549
Рябчевский В.О. Прототип многофункциональной роботизированной руки	553
Седов В.М., Сабанеев Н.А. Моделирование восстановления костной ткани после перелома	556

Семенова М.М., Плотников А.С., Одинцев И.Н. Совершенствование методики измерения остаточных напряжений методом зондирующего отверстия	561
Синяев К.М., Осипов Н.Л. Изгиб балок переменного сечения на упругом основании	566
Цыпора Е.Ю., Матвеев Е.А. Предварительный расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) элемента реактора гидрокрекинга	570
Чернова А.Д. Эффективное создание и развитие бизнеса на основе метода lean startup	574
Шариков М.Ю., Казарина Л.А., Бухтеева И.В. Определение оптимальных параметров пневмовихревых модулей сборки деталей	578
Шишкалов В.В., Русинов П.О. Формирование поверхностных слоев Ti-Ni-Ta в условиях высокоскоростного газопламенного напыления	583

СПОНСОРЫ МИКМУС-2014



Компания АСКОН

www.ascon.ru

Крупнейший российский разработчик инженерного программного обеспечения и интегратор в сфере автоматизации проектирования и производства



Компания ABYY

www.abyy.com

Крупнейший разработчик решений в области искусственного интеллекта, ввода документов, обработки данных и перевода



Компания ESET

www.esetnod32.ru

Ведущий международный разработчик антивирусного программного обеспечения, эксперт в области защиты от киберпреступности и компьютерных угроз

Оргкомитет конференции выражает признательность и благодарит Спонсоров за оказанную поддержку в организации мероприятия

**XXVI Международная
инновационно-ориентированная конференция
молодых учёных и студентов**

**МИКМУС-2014
Труды конференции**

Ответственный редактор, куратор студенческой секции

Н.А.Татусь

Редакторская коллегия

*куратор секции №1 «Конструкционное
материаловедение»*

А.А.Мисоченко

*куратор секции №2 «Прочность, живучесть и
безопасность машин»*

М.С.Пугачёв

куратор секции №3 «Трение, износ, смазка. Трибология»

М.В.Прожега

*куратор секции №4 «Вибрационные и колебательные
процессы и системы»*

А.Е.Шохин

куратор секции №5 «Биомеханика»

В.И.Свирин

*куратор секции №6 «Механика машин и управление
машинами»*

К.Б.Саламандра

*куратор секции №7 «Нелинейная волновая механика и
технологии»*

А.Н.Никифоров

Художественное оформление

В.В.Шабалин

www.mikmus.ru