

На правах рукописи



Саламандра Константин Борисович

**АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ
СИСТЕМ, АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ И КОРОБОК
ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПА МНОГОПОТОЧНОСТИ**

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва 2020

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН)

Научный консультант: **Глазунов Виктор Аркадьевич**, доктор технических наук, профессор, директор ИМАШ РАН

Официальные оппоненты: **Жавнер Виктор Леонидович**, доктор технических наук, доцент, профессор Института робототехники и автоматизации ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Крюков Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Проектирование механизмов и деталей машин» ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»

Марковец Алексей Владимирович, доктор технических наук, профессор, директор института информационных технологий и автоматизации, заведующий кафедрой машиноведения ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна»

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ), г. Волгоград**

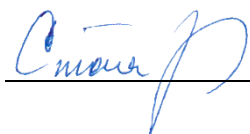
Защита диссертации состоится «16» марта 2021 г. в 15:00 на заседании диссертационного совета Д 002.059.05 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИМАШ РАН по адресу: г. Москва, ул. Бардина, д. 4, тел. (499)135-55-16; и на сайте <http://www.imash.ru>.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения (организации), просим направлять по адресу ИМАШ РАН: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., д. 4, ученому секретарю диссертационного совета Д 002.059.05.

Автореферат разослан «23» декабря 2020 г.

И.о. ученого секретаря
диссертационного совета, доктор
технических наук, профессор



Столяров Владимир Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Передача механической энергии от привода к выходному звену – одна из основных задач конструирования механизмов и машин. Настоящая работа посвящена многопоточности передачи механической энергии в механизмах и разработанным на основе принципа многопоточности методам анализа и синтеза механизмов машин для различных применений. Развитие и совершенствование многопоточных механических систем обусловлено современными возможностями конструирования механизмов, позволяющими создавать сложные роботизированные машины или агрегаты, имеющие мехатронную структуру и содержащие один или несколько приводов, объединенных общей системой управления. Параллельное (многопоточное) соединение несколькими кинематическими цепями приводных (входных) и выходных звеньев позволяет разветвить потоки механической энергии в механизме. Многопоточность существенно расширяет возможности механизмов, позволяет увеличить нагрузочную способность, повысить КПД и жесткость, снизить энергозатраты, распределить нагрузки и выполнить элементы механизма более компактными и простыми.

Ввиду того, что повышение энергоэффективности и ресурсосбережение согласно стратегии научно-технического развития нашей страны, утвержденной Указом Президента Российской Федерации, являются основными приоритетами современного машиностроения, работа в области анализа и синтеза многопоточных механизмов машин представляется актуальной.

Объектами исследования в работе являются коробки передач транспортных средств, манипуляционные робототехнические системы параллельной структуры и силовые станции автоматических линий. Совместное рассмотрение этих разных по своему функциональному назначению механизмов призвано показать общность принципа многопоточности в механике машин, его важность и основополагающее значение при синтезе и конструировании современных механизмов машин.

Целью исследования является развитие классификации многопоточных систем, разработка методов синтеза новых многопоточных энергоэффективных механизмов, отличающихся широкой функциональностью и использованием маломощных приводов, создание новых многопоточных механизмов и проведение их испытаний. Для достижения указанной цели поставлены следующие основные задачи, разделенные по **объектам исследования**:

1. Коробки передач транспортных средств:
 - 1.1. Разработка методики и синтез новых кинематических схем многопоточных коробок передач с увеличенным диапазоном регулирования и сниженными нагрузками на звенья передач.
 - 1.2. Разработка методики параметрического синтеза многопоточных вально-планетарных коробок передач.
 - 1.3. Разработка методики синтеза вально-планетарных коробок передач, в которых переключение между соседними ступенями осуществляется только одной парой элементов управления.
2. Манипуляционные системы параллельной структуры:
 - 2.1. Синтез новых механизмов параллельной структуры на основе развития принципа многопоточности в каждой кинематической цепи.
 - 2.2. Построение рабочих зон созданного макета механизма параллельной структуры с учетом длин промежуточных звеньев и пределов изменения обобщенных координат.
 - 2.3. Динамический анализ механизма параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев и закона управления.
3. Силовые станции автоматических линий:

- 3.1. Исследование силовых станций с одним приводом, позволяющим за счет использования рычажного механизма с замкнутым контуром осуществлять движение выходного звена с различным усилием.
- 3.2. Исследование механизмов силовых станций, содержащих несколько приводов, которые обеспечивают на одном выходном звене последовательно быстрый холостой ход и технологический силовой ход.
- 3.3. Анализ энергоэффективности применения в силовых станциях многопоточных рычажных механизмов и пневмогидравлических устройств.

Выбор объектов исследования связан с тем, что, как показывает развитие современного машиностроения, эти механизмы совершенствуются в направлении увеличения числа потоков передачи энергии не только с целью разгрузки внутренних звеньев и повышения жесткости конструкции, но и получения новых свойств, увеличения скорости, расширения эксплуатационных возможностей, упрощения системы управления и пр. Развитие и совершенствование многопоточных механических систем обусловлено современными возможностями конструирования механизмов, позволяющих создавать сложные мехатронные структуры машины или агрегата, содержащие несколько приводов, объединенных общей системой управления.

Теоретическая значимость работы заключается в развитии классификации многопоточных механических систем, создании методов и подходов к анализу, синтезу и расчету вально-планетарных коробок передач, механизмов параллельной структуры и силовых станций автоматических линий.

Научная новизна работы заключается в существенном расширении класса многопоточных механизмов для автоматических линий, коробок передач и робототехнических систем, в повышении функциональных возможностей этих механизмов и создании методологии синтеза схем новых многопоточных механизмов.

На защиту выносятся (по объектам исследования):

1. По объекту «многопоточные вально-планетарные коробки передач»:
 - 1.1. Метод синтеза структурных и кинематических схем многопоточных многоскоростных вально-планетарных коробок передач.
 - 1.2. Метод параметрического синтеза многопоточных вально-планетарных коробок передач.
 - 1.3. Метод параметрического синтеза вально-планетарных коробок передач с однопарными переключениями элементов управления между соседними ступенями.
2. По объекту «механизмы параллельной структуры»:
 - 2.1. Методология синтеза механизмов параллельной структуры на основе развития принципа многопоточности в каждой кинематической цепи.
 - 2.2. Применение принципа Даламбера-Лагранжа для решения задач динамики многопоточных механизмов при учете масс промежуточных звеньев.
3. По объекту «силовые станции автоматических линий»:
 - 3.1. Зависимость между числом потоков параллельной передачи механической энергии в механизме силовой станции, энергоэффективностью и развиваемым технологическим усилием.
 - 3.2. Критерий удельного усилия, показывающий величину развиваемого силовой станцией технологического усилия, приходящейся на единицу затрачиваемой энергии.

Практическая ценность работы заключается в разработке принципиально новых кинематических схем многопоточных механизмов, которые являются основой создания оригинальных конкурентоспособных машин, отличающихся широкой функциональностью и высокой энергоэффективностью. Исследованные в работе механизмы силовых станций для технологических операций внедрены в автоматических линиях blisterной упаковки АЛБ 165, серийно производимых ООО фирма «Рекупер». В настоящее время на отечественный и

зарубежный рынки поставлено более 65 автоматических линий, оснащенных разработанными и представленными в работе механизмами. Автором получено 14 патентов на новые кинематические схемы многопоточных вально-планетарных коробок передач, отличающихся уменьшенными на 40 – 60% нагрузками на внутренние звенья (из этих патентов 11 принадлежат компании General Motors).

Методы исследования. При анализе многопоточных рычажных механизмов силовых станций использовался метод обобщенных структурных схем в виде, описанном А.Ф. Крайневым. Этот же метод, преобразованный и развитый автором работы, был применен при анализе и разработке подхода к синтезу структурных и кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач. Для определения передаточных чисел внутренних механизмов по заданному набору передаточных отношений коробки передач использованы методы поиска экстремума нелинейных функций многих переменных. При анализе динамики механизмов параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев применен принцип Даламбера-Лагранжа. В остальном были использованы методы, основанные на положениях теории механизмов и машин, на законах механики, физики и современных методиках численного моделирования физико-механических процессов.

Достоверность результатов диссертации обеспечивается применением фундаментальных положений механики, современными средствами математического анализа и численного моделирования, использованием достоверных источников, сопоставлением результатов моделирования с экспериментом и результатами, полученными другими исследователями.

Личный вклад автора. Формирование общей идеи – совместно с д.т.н., проф. А.Ф. Крайневым и д.т.н., проф. В.А. Глазуновым; обзор, постановка научной проблемы, способы решения и основные научные результаты полностью принадлежат автору.

Апробация результатов работы. Научная работа выполнялась в ИМАШ РАН в рамках соглашения о научно-исследовательском сотрудничестве от 20.12.2006 с корпорацией General Motors (США) по проекту “The Analysis and Synthesis of Transmissions & EVTs (Анализ и синтез коробок передач и электромеханических трансмиссий)”, в соответствии с Программой фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2013 – 2020 годы по теме «Разработка методов анализа и синтеза новых классов механизмов и технологических процессов для машин новых поколений», а также в рамках научно-исследовательского проекта РФ № 17-79-10493 «Научные основы проектирования многоскоростных многопоточных автоматических коробок передач с неподвижными и подвижными осями зубчатых колес», в котором автор диссертации является руководителем.

Основное содержание разработанных методов и полученные результаты заслушивались и обсуждались на заседаниях научно-технического совета Отдела механики машин и управления машинами ИМАШ РАН, а также на российских и зарубежных научных мероприятиях:

- The 4th International Conference on Power Transmissions, Sinaia, Romania 2012;
- Международная конференция «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», Москва 2013, 2018 гг.;
- XVIII Международный симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» - DYVIS-2015, посвященный 100-летию со дня рождения д.т.н, проф. А.Е. Кобринского, Москва 2015 г.;
- XI и XII Всероссийские съезды по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики, Казань 2015 г., Уфа 2019 г.;
- FISITA 2016 World Automotive Congress, Busan, Korea 2016;
- Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов МИКМУС, Москва 2011, 2015 – 2019 гг.;
- Международная научно-техническая конференция «Инновации в машиностроении», Минск 2017, 2018 гг.;

- Международный симпозиум «Современные проблемы создания и производства механических передач», Москва 2013, 2018 гг.;
- International Scientific Conference “Engineering for Rural Development”, Jelgava, Latvia 2018, 2019 гг.;
- Международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение: Наука и образование», С-Петербург 2018, 2020 гг.;
- Международная научно-техническая конференция «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении 2018 (ICMTMTE 2018)», Севастополь 2018 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 64 научных работы, из них 14 в рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, 14 в иностранных научных изданиях. Получены 3 патента РФ и 11 патентов США на изобретения, последние в результате совместной работы ИМАШ РАН и General Motors. Результаты работ отражены в отчетах по Программе фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2013 – 2020 годы (тема «Разработка методов анализа и синтеза новых классов механизмов и технологических процессов для машин новых поколений») и проекту РФ № 17-79-10493.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы. Общий объем диссертации 234 страницы, в тексте имеется 47 таблиц и 92 рисунка. Список литературы содержит 202 источника.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** представлена общая характеристика работы, обоснована актуальность темы исследования, сформулированы цели и задачи исследования, отмечена новизна и положения, выносимые на защиту. Представлены сведения об апробации, теоретической и практической значимости работы.

Первая глава содержит обзор многопоточных систем, применяемых в робототехнических системах, коробках передач транспортных средств и технологическом оборудовании.

Согласно А.Ф. Крайневу¹ «многопоточная система – это параллельное (в энергетическом, кинематическом и силовом/нагрузочном смысле) размещение нескольких кинематических цепей/соединений или нескольких кинематических пар, или нескольких неподвижных соединений». Укрупненно под многопоточными механическими системами в работе понимаются такие системы, в которых:

- 1) механическая энергия от одного привода с помощью кинематических цепей передается на несколько выходных звеньев, каждое из которых выполняет свою технологическую операцию;
- 2) механическая энергия от нескольких приводов суммируется на одном выходном звене, что позволяет реализовать сложное движение выходного звена или различное силовое воздействие звена на технологический объект;
- 3) и, наконец, системы передачи механической энергии от одного привода также одному выходному звену, но по двум или более параллельным кинематическим цепям.

Именно эти системы позволяют существенно увеличить диапазон регулирования и количество вариантов скоростей выходного звена, необходимых для выполнения технологических задач, увеличить нагрузочную способность, повысить КПД и жесткость, снизить энергозатраты, распределить нагрузки и выполнить элементы механизма более компактными и простыми.

Таким образом принцип многопоточности заключается в использовании двух и более параллельных кинематических цепей, связывающих источник мощности и выходное звено.

¹ Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. М.: Машиностроение-1, 2003. – 384 с.

В технологическом оборудовании наибольшее распространение получили механизмы с разветвленными кинематическими цепями, в которых к одному двигателю присоединяются одновременно или выборочно несколько выходных звеньев, воспроизводящих независимые перемещения. Эти механизмы получили развитие в первую очередь в связи с высокой стоимостью электродвигателей.

В настоящее время относительно невысокая стоимость приводов, датчиков и систем управления позволяют создавать механизмы машин на основе мехатронной структуры, поэтому довольно часто технологические операции выполняются не отдельным исполнительным механизмом, кинематически связанным с основным двигателем, а отдельным приводом. Таким образом, требуют рассмотрения принципы построения механизмов технологических машин в направлении увеличения числа параллельных потоков передачи движения, в которых несколько приводов осуществляют перемещение выходного звена с различной скоростью и усилием.

Коробки передач транспортных средств строятся на основе двух типов передач: с неподвижными осями зубчатых колес (вальные) и планетарные. Вальные коробки – однопоточные и интереса не представляют. Тем не менее в них достаточно просто увеличить число ступеней: достаточно добавить в одну из вальных ветвей соответствующее количество зубчатых пар с требуемым передаточным отношением и элементы их включения/выключения. Планетарные коробки передач обладают большей нагрузочной способностью, кроме того, позволяют разветвить движение на несколько параллельных ветвей. Анализ и синтезу планетарных коробок передач посвящено большое число работ, наиболее известные из них работы А.С. Антонова, Д.П. Волкова и А.Ф. Крайнева, А.Н. Иванова, П.Н. Иванченко, Ю.Н. Кирдяшева, В.И. Красненькова и А.Д. Вашеца, М.А. Крейнса, М.К. Кристи, В.Н. Кудрявцева, М.В. Нагайцева и С.А. Харитоновна, В.Н. Прокофьева, Л.Н. Решетова, К.Д. Шабанова, К. Arnaudov, K. Kutzbach, H.W. Müller, R. Willis, A. Wolf.

Известно, что наиболее эффективным способом повышения топливной экономичности транспортных средств является увеличение числа ступеней в коробках передач. В планетарных коробках число ступеней существенно ограничено и может быть повышено за счет увеличения числа планетарных рядов. Современные планетарные коробки передач получены методом перебора вариантов соединений звеньев (как, например, 9-ти ступенчатая коробка КАТЕ, используемая в проекте «Кортеж», а также ряд японских, корейских и американских конструкций) и модульным методом синтеза (например, планетарные коробки немецкой компании ZF).

В работы показано, что разделение движения на несколько параллельных ветвей в коробке передач позволяет уменьшить нагрузки на внутренние звенья и элементы управления, а также сократить число последних. Здесь важную роль играет наличие в коробке передач дифференциала, суммирующего или распределяющего движение (поток мощности). Таким образом, целесообразным является синтез схем многопоточных коробок передач, содержащих комбинации вальных и планетарных передач. При этом регулирование скорости выходного звена коробки осуществлять с помощью простых вальных передач, а суммирование и распределение движения – с помощью дифференциалов.

Механизмы параллельной структуры по своей сути являются многопоточными системами, в которых движение нескольких приводов суммируются на выходном звене. Такими системами занимались, в частности, А.Е. Кобринский, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев, Ф.Л. Черноусько и Н.Н. Болотник, Л.И. Тывес, В.А. Глазунов, С.Ф. Яцун, V. Arakelian и S. Briot, M. Ceccarelli, C. Gosselin и J. Angeles, K.H. Hunt, C. Innocenti и V. Parenti-Castelli, J.P. Merlet, B. Roth, K. Sugimoto и др.

Многопоточность в каждой кинематической цепи позволяет реализовать новые свойства механизма. Например, шарнирные параллелограммы в каждой кинематической цепи манипулятора Дельта позволяют облегчить конструкцию при сохранении ее жесткости. В результате робот Дельта является одним из самых быстродействующих манипуляторов. В других манипуляторах специально добавленная дополнительная кинематическая цепь

позволяет увеличить число энергетических потоков системы, увеличить рабочую зону, исключить особые положения механизма и повысить жесткость конструкции.

Большое число научных работ посвящено проблемам анализа и синтеза механизмов параллельной структуры с групповой кинематической развязкой движений, заключающейся в отсутствии взаимовлияний между ведущими звеньями, обеспечивающими вращательное и поступательное движения выходного звена. Кинематическая развязка также обеспечивается многопоточностью в каждой кинематической цепи за счет введения дополнительных связей.

Обобщенно можно сказать, что многопоточные системы имеют одно общее свойство – параллельные кинематические цепи привода выходного звена всегда образуют замкнутые контуры. Изменение передаточного отношения каждого полуконтура определяет закон движения выходного звена и усилие, с которым оно воздействует на технологический объект и тем самым регуляторные возможности всего механизма. Каждая дополнительная кинематическая цепь либо ограничивает возможности механизма, либо расширяет их.

Целенаправленное введение дополнительной параллельной кинематической цепи с заранее рассчитанным диапазоном изменения передаточного отношения является основой синтеза многопоточных механизмов.

Вторая глава посвящена классификации и синтезу многопоточных вально-планетарных коробок передач. Для обеспечения многопоточности передачи движения между входным и выходным звеньями коробки необходимо организовать замкнутый контур. Для одного замкнутого контура достаточно одного дифференциала. Если в каждом из двух полуконтуров этого контура разместить, например, по 3 зубчатых пары с тремя элементами управления, то получим двухпоточную коробку с 9 степенями и 6-ю элементами управления.

Соответственно при наличии двух замкнутых контуров получим трехпоточную коробку передач с двумя дифференциалами. Если в трех полуконтурах этой коробки разместить по 3 пары зубчатых колес, то получим 27-ми ступенчатую коробку передач. Добавление только одной пары в любой из полуконтуров равносильно встраиванию в коробку дополнительной 9-ти ступенчатой коробки. Таким образом, при добавлении передачи в одну из вальных ветвей число ступеней коробки передач увеличивается минимум на количество передач второй ветви – для двухпоточных структур или на произведение количеств передач двух других вальных ветвей – для трехпоточных структур. А число элементов управления коробкой составит сумму числа передач в каждой ветви. Многообразие получаемых передаточных отношений коробки позволяет выделить требуемый ряд с заданным диапазоном. Что с одной стороны позволяет синтезировать коробки передач с существенно большим числом ступеней и меньшим числом элементов управления, и, с другой стороны, обеспечить наилучший ряд передаточных чисел по диапазону и управлению переключениями между соседними ступенями.

Для исследования коробок передач используется аппарат обобщенных схем. Каждому конкретному механизму, входящему в коробку передач, поставлен в соответствие некоторый обобщенный механизм с теми же свойствами. Соединение обобщенных механизмов между собой образует структурную схему коробки передач. Замена кинематической схемы коробки передач на эквивалентную обобщенную позволяет упростить исходную сложную кинематическую схему, легко и быстро рассчитать моменты, действующие на звенья коробки.

Механизмы, составленные из передач с неподвижными осями, имеют одну степень свободы и содержат включающие эти передачи элементы управления, обеспечивающие таким образом несколько передаточных отношений. Такие механизмы назовем внутренними коробками передач и обозначим обобщенной схемой GB (рис. 1а). Планетарный механизм, составленный из любого числа трехзвенных механизмов (в том числе из одного), имеющий две степени свободы, будем представлять обобщенным трехзвенным механизмом в виде дифференциала D (рис. 1б, 1в). Все звенья обобщенного механизма (солнечное колесо, эпицикл и водило) эквивалентны, неважно какое звено ведущее, ведомое или остановленное. Трехзвенный планетарный механизм в зависимости от связей, наложенных на его звенья, реализует три режима работы:

1. Дифференциал: преобразует движение двух входных звеньев в движение одного выходного звена (суммирующий механизм – рис. 1б) или движение одного входного звена в движения двух выходных звеньев (распределительный механизм – рис. 1в) при выключенных управляемых элементах.
2. Редуктор или мультипликатор – при остановке одного из трех звеньев с помощью тормозов $c1$ или $c2$.
3. Заблокирован, вращается как единое целое – при соединении двух звеньев муфтой $c3$.

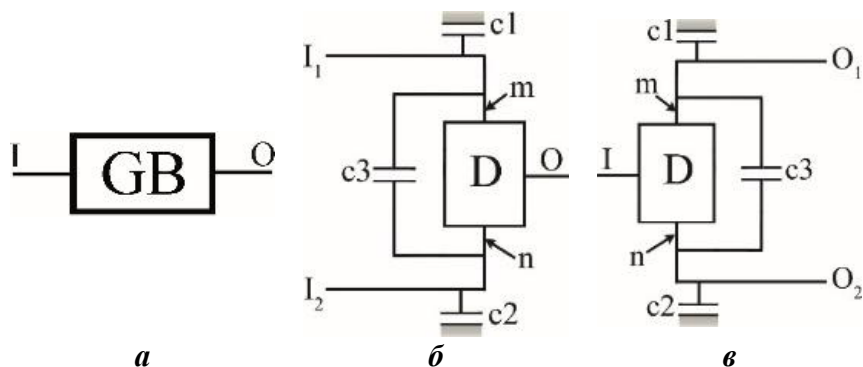


Рис. 1. Обобщенные механизмы: а – вальная внутренняя коробка передач; б – суммирующий дифференциал; в – распределяющий дифференциал.
 I, O – входное и выходное звенья соответственно.

По расположению дифференциала относительно входного I и выходного O звеньев возможны лишь две различающиеся структуры двухпоточных коробок передач: ID (рис. 2а), в которой два потока мощности суммируются на выходе O ; и DO (рис. 2б), в которой поток мощности разделяется на входе I . Трехпоточные коробки передач содержат два дифференциала, при наложении кинематических связей на элементы которых образуется три параллельные ветви передачи мощности. Если в каждой из них разместить внутреннюю коробку GB так, чтобы на ее входе и выходе были либо дифференциал, либо узловые точки A, B , суммирующие или разделяющие поток мощности, то в зависимости от расположения дифференциалов (на входе-выходе или внутри коробки) можно построить четыре различающиеся структуры трехпоточных коробок передач:

- DD (рис. 2в) – дифференциалы расположены на входе и выходе.
- DDO (рис. 2г) – один дифференциал расположен на входе, второй во внутреннем контуре, а движение суммируется на выходном звене O .
- IDD (рис. 2д) – один дифференциал расположен на выходе, второй во внутреннем контуре, а движение разделяется на входном звене I .
- $IDDO$ (рис. 2е) – оба дифференциала расположены во внутренних контурах, а движение разделяется на входном звене I и суммируется на выходном O .

Каждая из синтезированных структур имеет свои особенности. В структуре DD возможны два соединения внутренней $GB2$ (см. пунктир). Структуру IDD можно преобразовать в DDO , если поменять местами I и O . В структуре $IDDO$ двухпоточный режим через $GB1$ и $GB3$ невозможен. В двухпоточных коробках передач (рис. 2а, 2б) для включения каждой ступени необходимо включить два элемента управления; в общем случае в трехпоточных (рис. 2в – 2е), соответственно, три. Однако, в DDO, IDD имеется одна, а в $IDDO$ две внутренних GB , для работы которых на однопоточном режиме достаточно включить только два элемента управления, что позволяет подготовить включение следующей ступени. В диссертации приведен статический анализ синтезированных структур для всех возможных комбинаций включения элементов управления, в результате которого составлена таблица соотношений для расчета передаточных отношений i_{IO} коробки в зависимости от передаточных отношений ее внутренних механизмов.

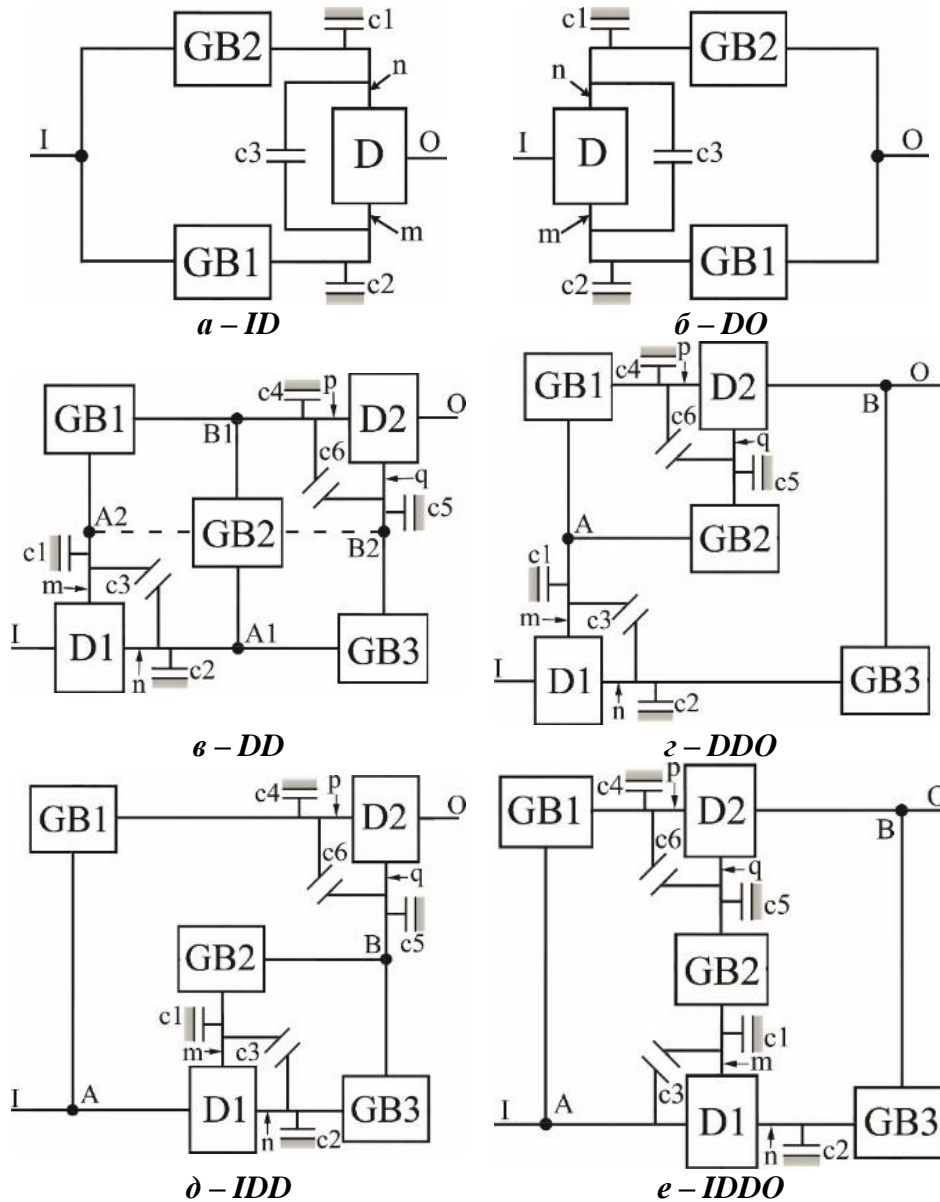


Рис. 2. Структурные схемы двух- и трехшочных вально-планетарных коробок передач.

В общем случае для управления многошочной вально-планетарной коробкой передач (рис. 2) потребуется U элементов управления, вычисляемое по простому соотношению:

$$U = 3(n - 1) + \sum_{i=1}^n N_{GBi} \quad (1)$$

где $n = 2$ – для двухшочных коробок; $n = 3$ – для трехшочных, причем первое слагаемое – это число элементов управления, «привязанных» к дифференциалу и определяющих режим его работы.

Общее количество ступеней, которое может быть реализовано трехшочной вально-планетарной коробкой передач (рис. 2в – 2е), определяется суммой одношочных (первое слагаемое), двухшочных (второе) и трехшочных ступеней:

$$N = \sum_{i=1}^n l_i \cdot N_{GBi} + \sum_{i=1}^n l_{3+i} \cdot N_{GBi} N_{GBj} + \prod_{i=1}^3 N_{GBi}; [j]_{i=1}^3 = 2; 3; 1 \quad (2)$$

где l_i – параметры, определяющие количество возможных режимов дифференциалов. Для получения N двухшочных структур (рис. 2а, 2б) в формуле (2) следует принять $N_{GB3} = 0$.

Как видим из (2), число N ступеней коробки передач существенно зависит от произведений N_{GBi} , а количество U элементов управления – из (1) – от их сумм. Т.е. в многопоточной коробке добавление одной передачи в одну из ветвей приводит к добавлению одного элемента управления и существенному увеличению числа ступеней коробки.

Синтез кинематических схем вально-планетарных коробок передач предполагает три последовательных этапа:

1. Замена обобщенных механизмов структурных схем (рис. 2) на кинематические схемы конкретных механизмов при обязательном сохранении связей.
2. Параметрический синтез, т.е. определение передаточных отношений внутренних механизмов по заданному ряду передаточных отношений ступеней коробки.
3. Статический анализ коробки передач, по результатам которого оцениваются нагрузки, передаваемые звеньями внутренних механизмов. Если полученные силовые оценки не удовлетворяют конструктора, то необходимо вернуться ко 2-му этапу, изменив кинематические схемы соответствующих механизмов, и повторить цикл.

Различные схемы используемых механизмов и комбинации их соединений с входными, выходными и внутренними звеньями определяют множество допустимых кинематических схем коробок передач. Для существенного усечения этого множества в работе введены ограничения, определяющие вид используемых планетарных механизмов и передач с неподвижными осями, и условия, заведомо обеспечивающие в синтезируемых коробках передач преобладание многопоточных режимов, заданное направление вращения выходного вала для прямого и обратного хода транспортного средства. По каждой структуре (рис. 2) синтезированы различные кинематические схемы вально-планетарных коробок передач. Для каждой из них произведен расчет передаточных чисел внутренних механизмов с помощью разработанной методики параметрического синтеза, представленной далее. Некоторые из синтезированных кинематических схем вально-планетарных коробок передач представлены ниже вместе с таблицами, в которых указано число ступеней коробки, режимы работы, выполняемый ряд передаточных отношений и включенные элементы управления каждой ступени.

Кинематический анализ структур многопоточных вально-планетарных коробок передач, содержащих в одной из ветвей контура вальную внутреннюю коробку передач, рассматривался в работе К.Д. Шабанова². Рассмотрение более сложных структур многопоточных вально-планетарных коробок приводит к необходимости решения задачи параметрического синтеза. Это связано с тем, что в формулы для расчета i_{I0} многопоточных ступеней передаточные числа внутренних механизмов входят аддитивно, т.е. значение i_{I0} зависит от сумм их отношений или произведений. Более того, поскольку один и тот же внутренний механизм участвует в формировании нескольких ступеней коробки, что, как следствие, приводит к малому числу внутренних механизмов при большом количестве выходных ступеней, нельзя рассчитывать на то, что существует и будут найдены передаточные числа внутренних механизмов, идеально обеспечивающие требуемый ряд ступеней.

Параметрический синтез заключается в нахождении ряда t_u передаточных чисел внутренних механизмов, определяющих заданный ряд a_k передаточных отношений i_{I0} коробки передач:

$$\begin{aligned} [a_k]_{k=1}^N &= a_1, a_2, \dots, a_N \\ [t_u]_{u=1}^U &= t_1, t_2, \dots, t_U \end{aligned}$$

Здесь N – число ступеней коробки; U – число внутренних механизмов с изменяемым передаточным числом, как правило, отражающее количество элементов управления. В ряд t_u входят (см. рис. 2) передаточные числа дифференциалов D1 – i_{In}^m, i_{Im}^n ; D2 – i_{Op}^q, i_{Oq}^p и передаточные числа внутренних коробок GB: $i_{GB1}, i_{GB2}, i_{GB3}, \dots$. Однако не все эти передаточные числа независимы: значения i_{In}^m, i_{Im}^n определяются отношением чисел зубьев

² Шабанов К.Д. Замкнутые дифференциальные передачи. М.: Машиностроение, 1972. – 160 с.

эпицикла к солнечному колесу $iD1$, а i_{Op}^q, i_{Oq}^p – соответственно $iD2$. В дальнейшем под U будем понимать число независимых передаточных чисел. Для рассматриваемых двупоточных структур $U = N_{GB1} + N_{GB2} + 1$; для трехпоточных $U = N_{GB1} + N_{GB2} + N_{GB3} + 2$.

Решение задачи параметрического синтеза в такой постановке осложняется двумя особенностями:

1. Ряд a_k назначается в соответствии с требованиями, предъявляемыми ко всей трансмиссии, и не отражает зависимостей между передаточными отношениями i_{IO} коробки, определенных структурой коробки передач. При $N \gg U$ нельзя надеяться на то, что будут найдены параметры t_u многопоточной коробки, идеально удовлетворяющей заданному ряду a_k . Но т.к. ряд a_k обычно допускает некоторые отклонения, можно найти ряд t_u , который определит некоторый другой ряд b_k , близкий к a_k .
2. В общем случае заранее неизвестно на каких местах размещены однопоточные, а на каких – многопоточные режимы в ряду a_k . Число вариантов таких размещений составляет $N!$. Это число можно существенно уменьшить, используя тот факт, что ряд a_k упорядочен, его члены с ростом k от 1 до N уменьшаются по модулю, что обусловлено уменьшением передаточных отношений i_{IO} коробки при переходе с нижней ступени на высшую. Зная диапазоны передаточных чисел внутренних механизмов, можно построить системы неравенств, предполагающих различные варианты размещения однопоточных режимов. В зависимости от того, как размещены однопоточные и многопоточные режимы в убывающем ряду a_k , будем говорить о структуре ряда a_k .

Исходя из указанных выше двух особенностей исследуемых коробок передач, методика параметрического синтеза распадается на следующие последовательные этапы:

1. Определение возможных вариантов структур ряда a_k , которые может выполнять коробка передач.
2. Выявление наиболее близкого к a_k ряда b_k передаточных отношений поиском значений ряда t_u внутренних механизмов для каждого варианта структуры ряда a_k . Поиск будем осуществлять по критерию минимума суммы квадратов относительных отклонений ряда b_k от ряда a_k :

$$F_1 = \min \sum_{k=1}^N \left(\frac{a_k - b_k}{a_k} \right)^2 \quad (3)$$

3. По результатам оптимизации по каждому из возможных структур ряда a_k выделяется тот ряд b_k^* , у которого наилучшие результаты по критерию (4). Значения этого ряда уточняются его оптимизацией по минимаксному критерию

$$F_2 = \min \left(\max_k \left| \frac{a_k - b_k^*}{a_k} \right| \right) \quad (4)$$

Полученные значения ряда t_u являются решением поставленной задачи.

Ниже приводятся наиболее интересные **примеры кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач**, синтезированные по структурным схемам рис. 2 с помощью разработанной методики. Эти примеры коробок имеют от 8 до 14 ступеней и содержат **не более 5 элементов управления**. Здесь и далее под элементами управления понимаются: синхронизаторы, имеющие по три состояния: отключен, включен в положение (а); включен в положение (б); тормоза и муфты, имеющие по 2 состояния – включен/выключен. Если элемент включен, то в соответствующей ячейке таблицы переключений записывается момент, которым нагружен этот элемент управления от момента T , действующего на входное звено I. При параметрическом синтезе реализуемый коробкой ряд передаточных отношений оценивался только по ступеням переднего хода, на величину передаточного отношения реверса ограничения не накладывались.

Результаты статического анализа синтезированных коробок передач отражены в таблицах переключений в виде моментов, которыми нагружены элементы управления. Сравнивая эти моменты на различных режимах в разных синтезированных схемах, показано, что величина момента зависит от соединения звеньев дифференциалов. Для ряда полученных схем на двухпоточных режимах нагрузки на внутренних звеньях ниже ориентировочно на 40%, а на трехпоточных – более, чем на 65% по сравнению с однопоточными.

Кинематическая схема синтезированной 8-ми ступенчатой коробки передач ID с одной ступенью реверса представлена на рис. 3.

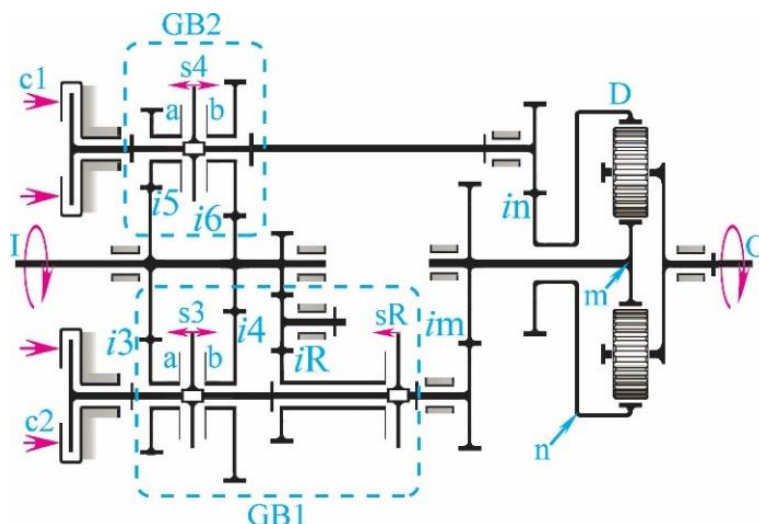


Рис. 3. Кинематическая схема 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач ID.

С учетом конструктивной особенности схемы коробки (две пары зацеплений, расположенных на параллельных валах) и рассмотрения системы неравенств было выявлено 8 возможных структур рядов передаточных отношений. После оптимизации всех вариантов структур по критерию (3) для одной из структур было найдено наименьшее значение F_1 . Полученный ряд передаточных отношений после уточнения по (4) приведен в третьем столбце табл. 1 при значениях t_u : $i_3 = -2,536$, $i_4 = -1,177$, $i_5 = -1,317$, $i_6 = -0,426$, $i_n = -1,5$, $i_m = -0,6$, $i_D = -1,979$.

Таблица 1.

Заданный ряд a_k	№ ступени, режим	Выполняемый ряд b_k	Шаг	c1	c2	s3		s4		sR
						a	b	a	b	
4,700	1 –	4,533		3,0T		2,5T				
3,133	2 –	2,973	1,525		1,0T			1,3T		
2,143	3 –	2,103	1,414	1,4T			1,2T			
1,700	4 =	1,796	1,171			1,0T		0,8T		
1,298	5 =	1,232	1,458				0,7T	0,5T		
1,000	6 –	0,963	1,279		0,3T				0,4T	
0,839	7 =	0,794	1,213			0,4T			0,4T	
0,667	8 =	0,660	1,203				0,4T		0,3T	
	R. –	-3,575		-2,4T						-2,0T

При параметрическом синтезе кинематической схемы 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач DO (рис. 4) было получено 46 возможных структур рядов. Наилучший по критерию (3) ряд после уточнения по (4) показан в табл. 2 при значениях t_u : $i_4 = -1,339$; $i_5 = -0,826$; $i_6 = -2,997$; $i_7 = -0,977$; $i_R = 3,0$; $i_D = -1,5$.

Как видим, даже на низких ступенях нагрузка на устройствах управления не превышает входного момента.

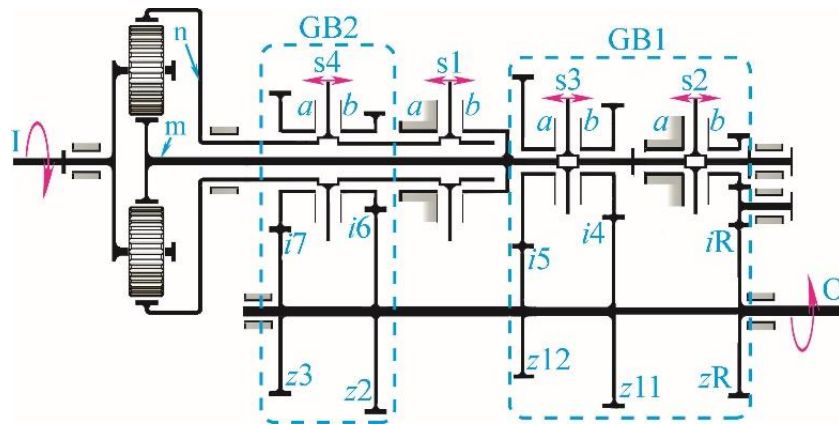


Рис. 4. Кинематическая схема 12-ти ступенчатой двухшочной коробки DO.

Таблица 2.

Заданный ряд a_k	№ ступени, режим	Выполняемый ряд b_k	Шаг	s1		s2		s3		s4	
				a	b	a	b	a	b	a	b
-3,000	1 –	-2,997			T					T	
-2,500	2 =	-2,333	1,285					0,4T		0,6T	
-2,083	3 =	-2,128	1,096						0,4T	0,6T	
-1,736	4 –	-1,798	1,184			0,4T				0,6T	
-1,447	5 –	-1,339	1,343		T			T			
-1,206	6 =	-1,121	1,194					0,4T			0,6T
-1,005	7 –	-0,977	1,147		T						T
-0,837	8 =	-0,916	1,067					0,4T		0,6T	
-0,698	9 –	-0,826	1,109		T				T		
-0,581	10 –	-0,586	1,410			0,4T					0,6T
-0,485	11 –	-0,535	1,095	0,6T				0,4T			
-0,404	12 –	-0,330	1,621	0,6T					0,4T		
	R1 –	3,000			T		T				
	R2 –	1,200		0,6T		0,4T					

С увеличением числа ступеней существенно увеличивается число возможных структур a_k рядов передаточных отношений. В результате наиболее трудоемкая часть методики составления неравенств для определения вариантов размещения передаточных отношений по ступеням коробки многократно усложняется. Для параметрического синтеза трехшочных коробок передач предложена упрощенная методика, которая не предполагает выявление всего возможного числа структур, а заключается в итерационном поиске структуры ряда, который учитывает его основное свойство: величины его членов увеличении k уменьшаются по модулю. Причем отсюда не следует, что будет гарантировано найдена наилучшая структура. Тем не менее, как показал опыт, она дает удовлетворительные результаты.

Разработанная методика параметрического синтеза допускает различные критерии оптимизации. В ряде случаев целесообразно требовать близость шагов между соседними передаточными отношениями рядов a_k и b_k , что формализуется критерием:

$$F_3 = \min \sum_{k=1}^N \left(1 - \frac{a_{k+1} \cdot b_k}{a_k \cdot b_{k+1}} \right)^2 \quad (5)$$

Синтезированная кинематическая схема 14-ти ступенчатой трехшочной коробки передач DD с узлами A1 и B1 представлена на рис. 5. В ней $N_{GB1} = N_{GB2} = N_{GB3} = 1$; вместо тормоза s1 структуры (рис. 2в) использован синхронизатор s7, включаемый в положение (а); вместо s4 соответственно s8а; вместо s5 соответственно s9а. Заданный ряд a_k определен постоянным шагом $a_k/a_{k+1} = 1,3$. Оптимизация выполнялась по критерию (5).

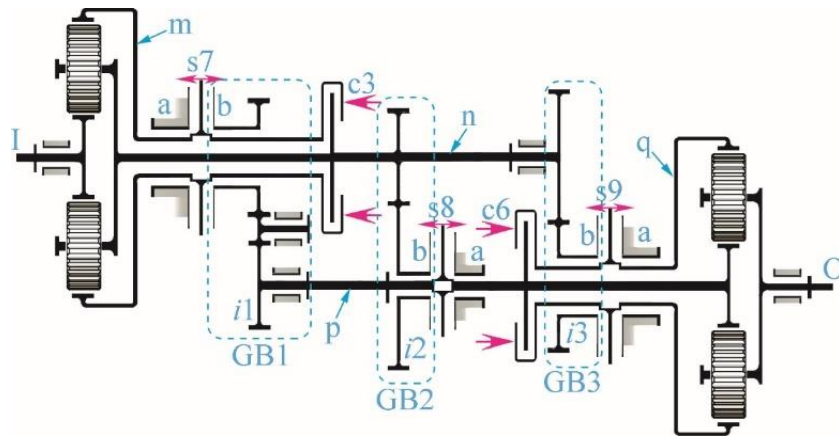


Рис. 5. Кинематическая схема 14-ти ступенчатой трехпоточной коробки DD.

В табл. 3 представлены результаты синтеза при следующих значениях t_u : $i_1 = 3,595$; $i_2 = -1,718$; $i_3 = -0,866$; $i_{im}^n = -1,5$; $i_{pq}^o = -2,0$.

Таблица 3.

Заданный ряд a_k	№ ступени, режим	Выполняемый ряд b_k	Шаг	s7		s8		s9		c3	c6
				a	b	a	b	a	b		
-22,716	1 =	-29,06			1,5T		4,3T	19,4T			
-17,474	2 –	-12,882	2,26	1,5T			4,3T	8,5T			
-13,441	3 =	-9,687	1,33		1,5T		4,3T				9,7T
-10,339	4 =	-7,558	1,28		1,5T				2,2T		7,6T
-7,953	5 ≡	-5,852	1,29		1,5T		3,4T		3,9T		
-6,118	6 –	-5,153	1,14				1,7T	3,4T		T	
-4,706	7 –	-4,294	1,20	1,5T			4,3T				4,3T
-3,62	8 –	-3,248	1,32	1,5T		1,1T			2,2T		
-2,785	9 =	-2,594	1,25	1,5T			0,9T		1,7T		
-2,142	10 –	-2,166	1,20	1,5T					2,2T		2,2T
-1,648	11 –	-1,718	1,26				1,7T			T	1,7T
-1,268	12 –	-1,299	1,32			0,4T			0,9T	T	
-0,975	13 =	-1,038	1,25				0,3T		0,7T	T	
-0,75	14 –	-0,866	1,20						0,9T	T	0,9T
	R1 –	10,786			1,0T			7,2T		T	

В вышеприведенных примерах при синтезе кинематических схем не уделялось внимание переключениям элементов управления при переходе на соседние ступени. Как видно из таблиц, имеет место одновременное переключение двух или трех пар управляемых элементов, что приводит к увеличению времени включения очередной ступени и, как следствие, снижению КПД, комфорта и управляемости транспортного средства.

Для решения этой задачи предложен подход к синтезу трехпоточных вально-планетарных коробок передач с однопарными (одинарными) переключениями между соседними ступенями. Подход заключается в синтезе коробок передач с большим числом ступеней ($N > 15$), составление таблиц переключений и проведении анализа этих таблиц с целью выделения последовательности переключений, в которых между соседними ступенями происходит только однопарное переключение. При получении нескольких таких последовательностей, наилучшую из них следует выбирать по наибольшему числу многопоточных режимов и наименьшему значению критериев (3) и/или (5). В результате в синтезированной коробке передач часть возможных ступеней не будет использована, но при этом между соседними ступенями переключения элементов управления будут однопарными.

Кинематическая схема 9-ти ступенчатой трехпоточной коробки передач IDDO с однопарными переключениями, представленная на рис. 6, реализует 22 ступени, из которых 2 ступени реверса.

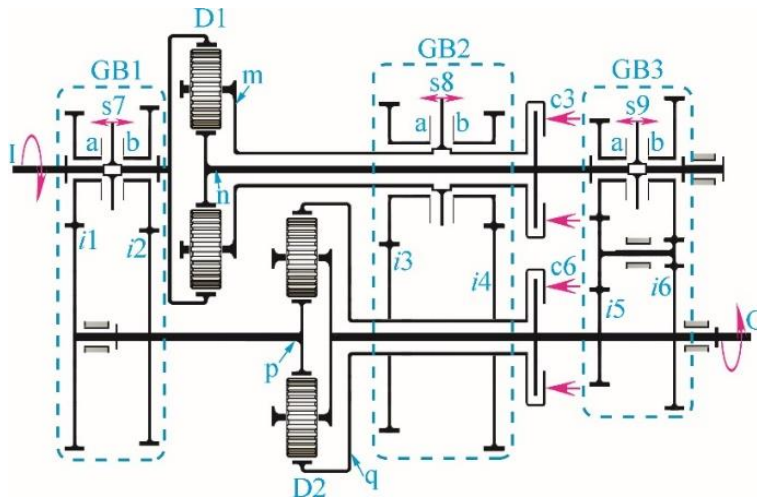


Рис. 6. Кинематическая схема 9-ти ступенчатой трехшочной коробки IDDO с однопарными переключениями.

В результате анализа таблицы переключений ступеней коробки передач (рис. 6) были получены три 9-ти ступенчатые последовательности с однопарными переключениями. Последовательность с максимальным числом многопоточных режимов представлена в табл. 4, при этом значения t_u : $i_1 = -1,342$, $i_2 = -0,421$, $i_3 = -2,034$, $i_4 = -0,654$, $i_5 = 2,109$, $i_6 = 0,16$, $i_{nl}^m = -1,5$, $i_{pq}^o = -1,5$.

Синтезированная 9-ти ступенчатая трехшочная вально-планетарная коробка передач с однопарными переключениями имеет только один однопоточный режим, содержит меньше элементов управления и выполняет ряд передаточных отношений с более широким кинематическим диапазоном по сравнению с 9-ти ступенчатыми планетарными коробками передач ZF 9HP³ и KATE R932⁴. Кроме того, она отличается существенно меньшими нагрузками на внутренние механизмы коробки.

Таблица 4.

Заданный ряд a_k	№ ступени, режим	Выполняемый ряд b_k	Шаг	s7		s8		s9		c3	c6
				a	b	a	b	a	b		
-4,713	1 =	-4,796				1,7T		0,7T			3,4T
-2,842	2 ≡	-2,629	1,825	T		0,6T		0,2T			
-1,909	3 ≡	-2,090	1,258	0,4T			T	0,4T			
-1,382	4 ≡	-1,182	1,768		0,6T		0,6T	0,2T			
-1,000	5 ≡	-1,108	1,067		0,8T	0,3T		0,1T			
-0,808	6 ≡	-0,904	1,226		0,8T	0,3T			0,1T		
-0,699	7 ≡	-0,706	1,282		0,6T		0,6T		0,2T		
-0,580	8 =	-0,535	1,318		0,5T		0,5T			0,5T	
-0,480	9 –	-0,421	1,271		T		(0T)				0,4T
	R1 –	2,109						T		T	

В скобках показан включенный элемент управления, не влияющий на передаточное отношение коробки.

Третья глава посвящена разработке механизмов параллельной структуры, применение принципа многопоточности в которых позволяет осуществить кинематическую развязку движений. Рассмотрим механизм с 6-ю степенями свободы и тремя кинематическими цепями (рис. 7), в каждой из которых имеется карданный вал с двумя дополнительными связями и

³ Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Федоренков А.П. Анализ кинематических схем автоматических коробок перемены передач ZF, обладающих четырьмя степенями свободы // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров. 2015. №5. С. 52-59.

⁴ Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., Тараторкин А.И., Харитонов С.А. Гидромеханическая коробка передач: патент на изобретение № RU 2549343. Опубликовано 27.04.2015. Бюл. №12.

вращательными кинематическими парами, обеспечивающие угловые движения выходного звена. Ранее подобный механизм исследовался П.О. Данилиным и Л.И. Тывесом.

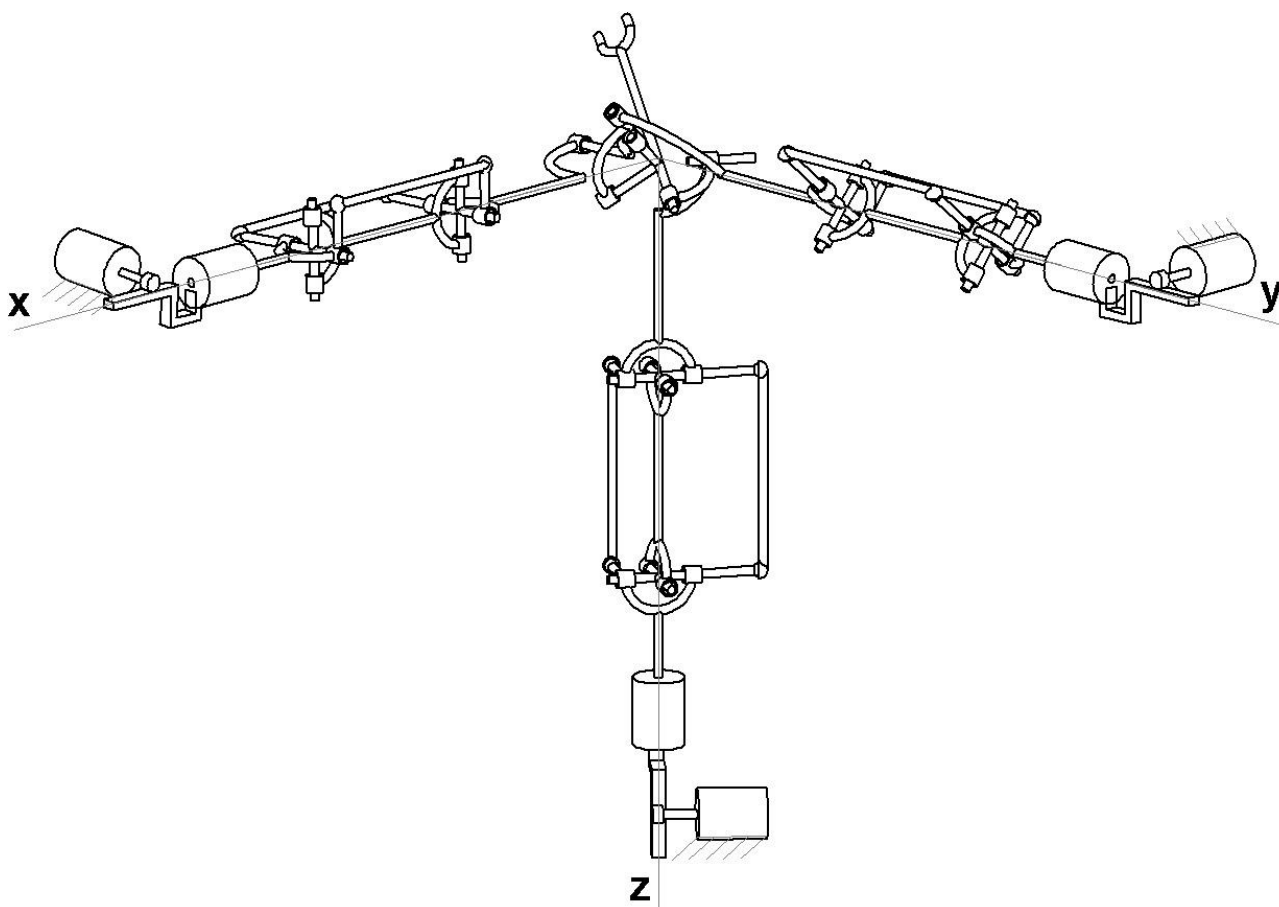


Рис. 7. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы и тремя кинематическими цепями.

Три кинематические цепи механизма можно рассматривать как элементы многопоточной системы. Это позволяет расположить приводы на основании, уменьшив инерционность подвижных звеньев, при этом возрастает удельная грузоподъемность и скорость движения выходного звена этого механизма по сравнению с однопоточными системами манипуляторов с незамкнутыми кинематическими цепями.

Принцип многопоточности, который присущ для данного механизма в целом, имеет место и в каждой кинематической цепи. Речь идет о карданном вале, у которого есть 2 дополнительные связи, обеспечивающие постоянство взаимной ориентации двух шарниров Гука и параллельность осей входного и выходного валов карданной передачи. Это позволило осуществить кинематическую развязку вращательных и поступательных перемещений выходного звена.

Отдельно рассмотрим кинематические цепи, содержащие несколько параллельно расположенных карданных валов. Кинематическая цепь, содержащая 2 карданных вала (рис. 8а), позволяет передать вращение с входного вала на выходной, поскольку параллельно расположенные карданные валы и карданные шарниры будут работать согласованно. Но допускает поворот звеньев друг относительно друга вокруг вертикальных осей, проходящих через крестовины универсальных шарниров. При добавлении третьего карданного вала (рис. 8б) обеспечивается постоянство относительной ориентации плоскостей входного и выходного звеньев и передаточного отношения, равного 1. Как видим, увеличение многопоточности в кинематических цепях позволяет получить механизм с новыми свойствами, но ограничивает возможности механизма.

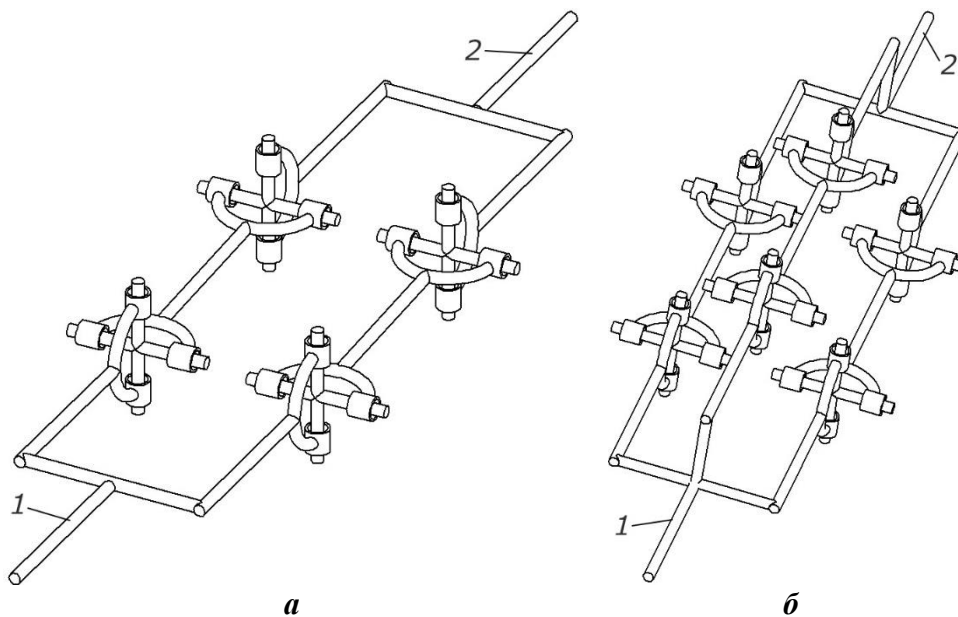


Рис. 8. Кинематическая цепь с двумя (а) и тремя (б) карданными валами.

На основе рассмотренной структуры кинематических цепей синтезирован новый механизм с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями выходного звена и 6-ю степенями свободы (рис. 9). Отличие данного механизма от рассмотренного выше (рис. 7) заключается в том, что в каждой кинематической цепи имеется не один карданный вал, а три, расположенных параллельно. При этом все три связи в каждой кинематической цепи одинаковые по структуре и функциональности.

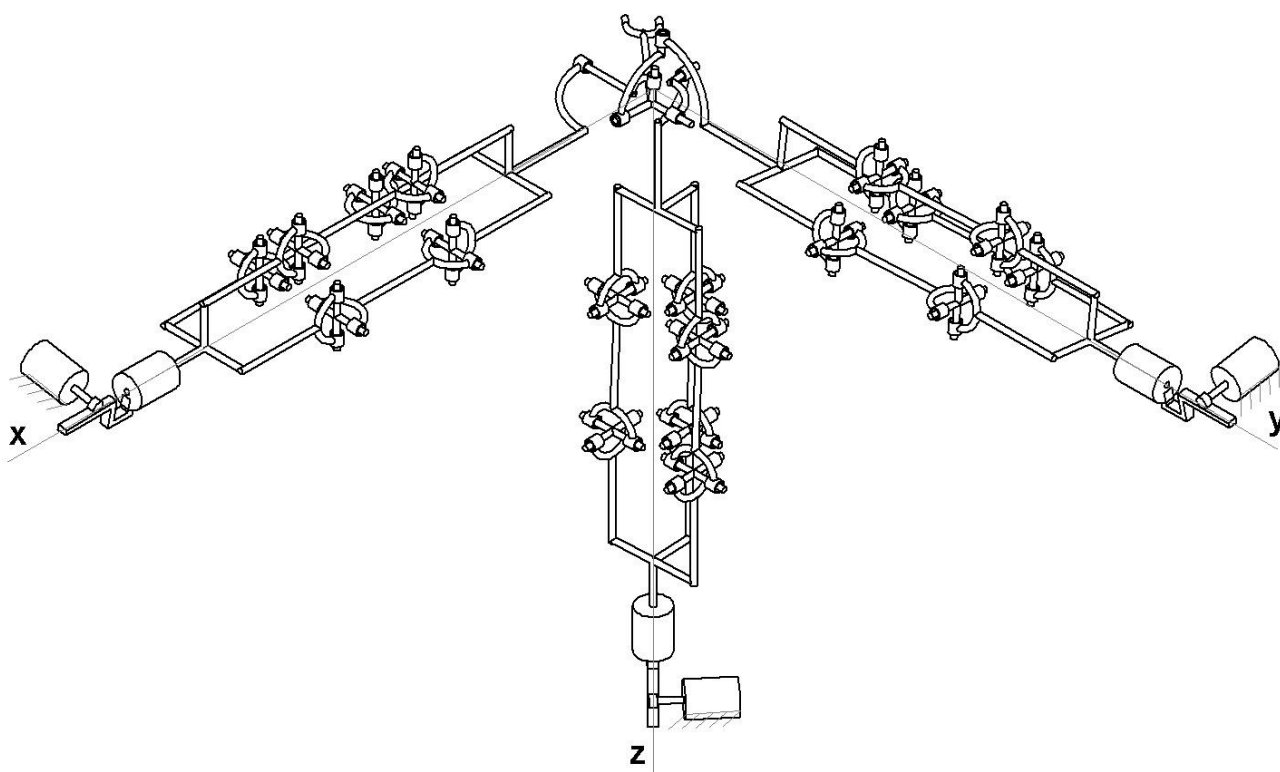


Рис. 9. Механизм с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями выходного звена с тремя карданными валами в каждой кинематической цепи.

На основе кинематической схемы (рис. 7) в ИМАШ РАН создан макет механизма параллельной структуры (рис. 10). Каждая кинематическая цепь макета оснащена поступательным приводом с шестерней и зубчатой рейкой, и вращательным приводом,

содержащим шестерню и зубчатый сектор. Проведем кинематический анализ этого механизма. Подобные задачи ранее рассматривались П.О. Данилиным и Л.И. Тывесом, а также Н.Ю. Носовой и С.В. Хейло, однако в тех случаях не были учтены конкретные параметры изготовленного образца механизма.



Рис. 10. Макет механизма параллельной структуры с 6-ю степенями свободы и групповой кинематической развязкой движений.

Свойство кинематической развязки позволяет разделить рассмотрение поступательных и вращательных движений выходного звена механизма. Система уравнений поступательного перемещения выходного звена:

$$\begin{aligned} (x_P - x_{T1})^2 + y_P^2 + z_P^2 &= R^2 \\ x_P^2 + (y_P - y_{T2})^2 + z_P^2 &= R^2 \\ x_P^2 + y_P^2 + (z_P - z_{T3})^2 &= R^2 \end{aligned} \quad (6)$$

где P – точка выходного звена; $T1, T2, T3$ – обобщенные координаты.

Длины промежуточных звеньев макета (рис. 10) 440 мм, допускаемое изменение обобщенных координат 120 мм. Решив систему уравнений (6) с учетом пределов изменения обобщенных координат механизма, была получена рабочая зона поступательного перемещения нашего макета (рис. 11).

Для сферической части макета механизма задача о положениях решена с помощью углов Эйлера ψ, θ, φ . Повороты ведущих звеньев механизма (обобщенные координаты) вокруг определены углами σ, ξ, ε . Повороты плоскостей вокруг оси x на угол σ , вокруг оси y на угол ξ и вокруг оси z на угол ε определяют уравнения связи между обобщенными координатами и углами Эйлера:

$$\begin{aligned} \tan \sigma &= \cos \psi \cdot \tan \theta \\ \tan \xi &= \sin \psi \cdot \tan \theta \end{aligned}$$

$$\tan \varepsilon = \frac{\sin \psi \cdot \cos \varphi + \cos \psi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta}{\sin \psi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta - \cos \psi \cdot \cos \varphi}$$

Учитывая пределы допускаемых изменений обобщенных координат макета от $-\pi/2$ до $\pi/2$, построена рабочая зона для сферической части механизма (рис. 12).

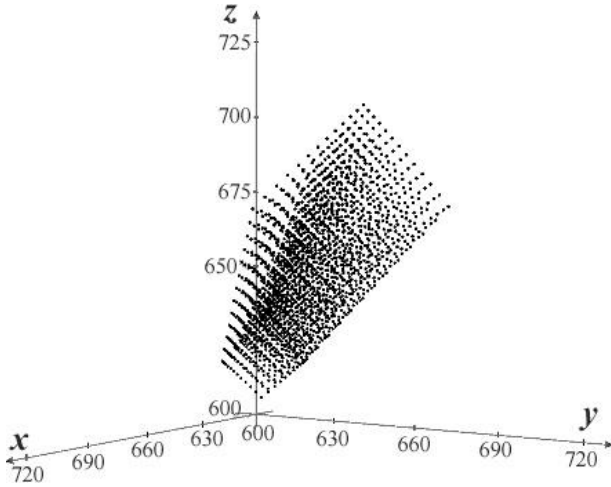


Рис. 11. Рабочая зона поступательного перемещения выходного звена созданного макета.

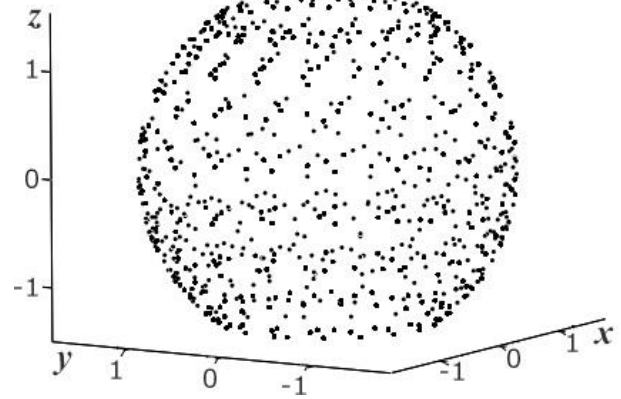


Рис. 12. Рабочая зона вращательного перемещения выходного звена созданного макета.

Далее рассмотрен динамический анализ механизма параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев в предположении, что масса механизма сосредоточена в стержнях и разделена на 3 части. Система уравнений движения механизма в соответствии с принципом Даламбера и принципом возможных перемещений будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} & \frac{m}{6} \left[10\ddot{x}_P + 3 \left(\frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - y_P \dot{y}_P - z_P \dot{z}_P}{x_P - x_{T1}} - 2\dot{x}_P \right) \right. \\ & \quad + \left(\dot{y}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P \dot{x}_P - z_P \dot{z}_P}{y_P - y_{T2}} - 2\dot{y}_P \right) \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} \\ & \quad \left. + \left(\dot{z}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P \dot{x}_P - y_P \dot{y}_P}{z_P - z_{T3}} - 2\dot{z}_P \right) \frac{x_P}{z_P - z_{T3}} \right] - F_1 \\ & \quad - F_2 \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} - F_3 \frac{x_P}{z_P - z_{T3}} = 0 \\ & \frac{m}{6} \left[10\ddot{y}_P + \left(\ddot{x}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - y_P \dot{y}_P - z_P \dot{z}_P}{x_P - x_{T1}} - 2\dot{x}_P \right) \frac{y_P}{x_P - x_{T1}} \right. \\ & \quad + 3 \left(\frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P \dot{x}_P - z_P \dot{z}_P}{y_P - y_{T2}} - 2\dot{y}_P \right) \\ & \quad \left. + \left(\dot{z}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P \dot{x}_P - y_P \dot{y}_P}{z_P - z_{T3}} - 2\dot{z}_P \right) \frac{y_P}{z_P - z_{T3}} \right] \\ & \quad - F_1 \frac{y_P}{x_P - x_{T1}} - F_2 - F_3 \frac{y_P}{z_P - z_{T3}} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{m}{6} \left[10\ddot{z}_P + \left(\ddot{x}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - y_P\dot{y}_P - z_P\dot{z}_P - 2\dot{x}_P}{x_P - x_{T1}} - 2\dot{x}_P \right) \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} \right. \\ + \left(\ddot{y}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P\dot{x}_P - z_P\dot{z}_P - 2\dot{y}_P}{y_P - y_{T2}} - 2\dot{y}_P \right) \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} \\ + 3 \left(\frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P\dot{x}_P - y_P\dot{y}_P - 2\dot{z}_P}{z_P - z_{T3}} \right) \left. \right] - F_1 \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} \\ - F_2 \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} - F_3 = 0 \end{aligned}$$

где F_1, F_2, F_3 – силы, действующие в приводах.

Система уравнений (7) позволяет провести численный эксперимент, показывающий как влияет заданный закон перемещения выходного звена на поведение системы. Был задан следующий закон перемещения выходного звена и начальные условия:

$$\begin{aligned} x_{P \text{ зад}} &= 0,1 + 0,01 \sin \omega t \\ y_{P \text{ зад}} &= 0,1 + 0,01 \sin \omega t \\ z_{P \text{ зад}} &= 0,1 + 0,01 \sin \omega t \\ \omega &= 10 \text{ рад/сек} \\ x_{P0} &= 0,11, y_{P0} = 0,1, z_{P0} = 0,1 \\ \dot{x}_{P0} &= 0, \dot{y}_{P0} = 0, \dot{z}_{P0} = 0 \end{aligned}$$

Алгоритм численного эксперимента: 1) дифференцированием принятого закона перемещения выходного звена получаем его скорость и ускорение; 2) решив задачу о положениях, получаем обобщенные координаты; 3) полученные значения подставляем в систему (7) и получаем силы, действующие в приводах; 4) решая дифференциальное уравнение, получаем реальные положения и скорости, которые сравниваются с требуемыми, используя соотношения:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_P &= k_1(\dot{x}_{P \text{ зад}} - \dot{x}_P) + k_2(x_{P \text{ зад}} - x_P) \\ \ddot{y}_P &= k_1(\dot{y}_{P \text{ зад}} - \dot{y}_P) + k_2(y_{P \text{ зад}} - y_P) \\ \ddot{z}_P &= k_1(\dot{z}_{P \text{ зад}} - \dot{z}_P) + k_2(z_{P \text{ зад}} - z_P) \end{aligned}$$

где $k_1 = 120, k_2 = 7,202 \cdot 10^3$ – коэффициенты обратной связи.

В результате решения дифференциальных уравнений получен график изменения ошибки положения по координате x_P (рис. 13), который показывает, что ошибка регулирования в нашей модели весьма незначительна.

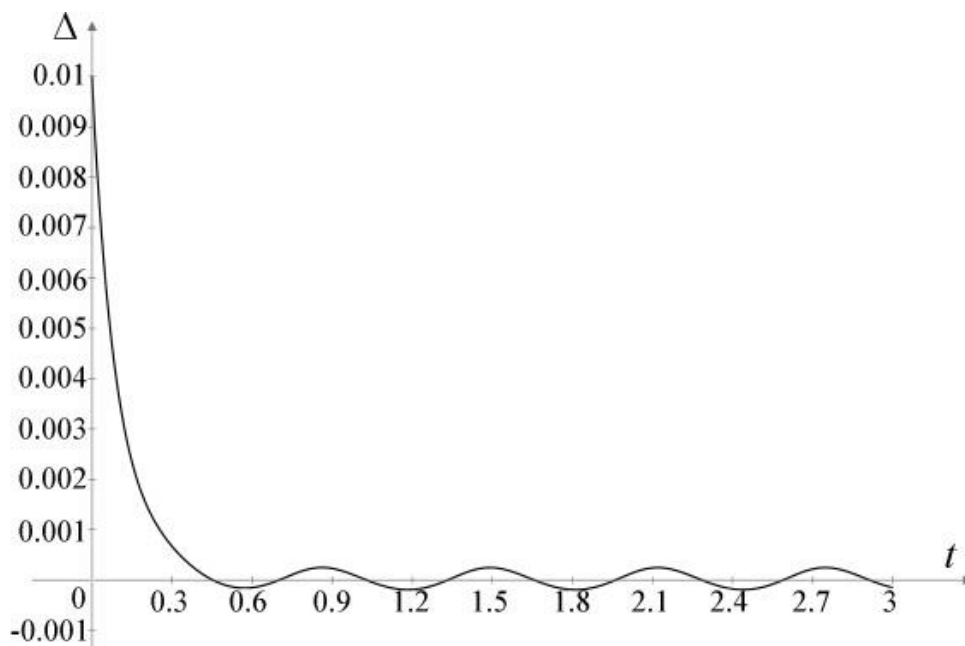


Рис. 13. График изменения ошибки по координате x_P .

В четвертой главе на примере механизмов силовых станций автоматической линии блистерной упаковки пастообразных продуктов АЛБ 165 показано влияние многопоточности передачи механической энергии на энергоэффективность механизмов.

Автоматическая линия представляет собой машину-автомат, в которой одновременно на разных позициях формируются контейнеры из полимерной пленки, запечатываются покровным материалом и вырубаются в виде отдельных контейнеров или их блоков. Основу линии составляют три практически одинаковых механизма: формования, сварки и вырубки, которые оснащены соответствующим инструментом: прессформой, концентраторами сварки и штампом. Каждый инструмент имеет две части: верхнюю неподвижную (например, плиту с пуансонами) и нижнюю (матрицу), которую в соответствии с технологическим циклом необходимо быстро поднять на величину $H = 55$ мм с малым усилием (холостой ход), преодолевая, в основном, только массу нижней части инструмента, и затем, уже на малом перемещении $h = 5$ мм обеспечить весьма высокое технологическое усилие F (силовой ход): на формовке – герметизацию и отсутствие раскрытия прессформы при пневмоформовании; на сварке – необходимое удельное давление на склеиваемые поверхности корпусного и покровного материалов; на вырубке – соответствующую силу резания. Чем больше усилие развивают силовые станции автоматической линии, тем большая площадь пленки может быть обработана. В результате технологическое усилие определяет производительность линии.

Оба указанных технологических этапа работы силовой станции можно совместить, оснастив нижний подвижный инструмент приводом, обеспечивающим на всем пути ($H + h$) максимальное усилие F . Примером такого механизма является обычный пневмоцилиндр или тандемцилиндр (рис. 14а). При использовании сдвоенного тандемцилиндра FESTO модели DNCT-100-60-PPV-A с диаметром поршней 100 мм и ходом 60 мм усилие, развиваемое этим приводом при давлении воздуха 6 кг/см², составляет 9,1 кН, а расход воздуха при цикле 4 сек – 161,7 норм. литров. В результате только для питания трех силовых станций одной линии необходима энергия сжатого до 6 кг/см² воздуха в количестве 485,2 норм. л/мин. Это достаточно большой расход.

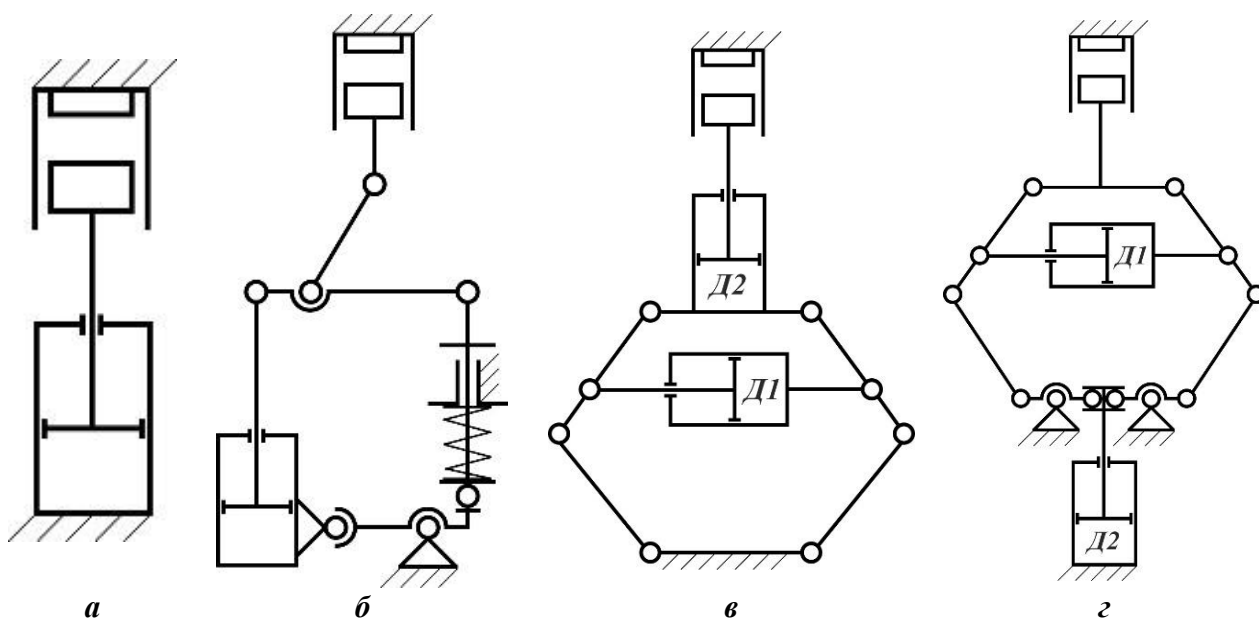


Рис. 14. Схемы механизмов силовых станций.

На рис. 14б, 14в и 14г представлены упрощенные схемы двухпоточных механизмов силовых станций, исследованные в настоящей работе. Общим для этих структур является то, что вследствие суммирования холостого и силового хода на выходном звене их кинематические цепи образуют замкнутый кинематический контур с двумя степенями свободы. Определенность движения такого контура достигается за счет того, что этапы движения в соответствии с технологией выполняются последовательно: сначала холостой ход,

а затем силовой. Цепь холостого хода должна выдерживать реактивные нагрузки, возникающие при силовом воздействии. Это достигается тем, что в точке переключения холостого хода на силовой замкнутый контур (или его часть, как в схеме на рис. 14б) выведен в особое положение и на протяжении всего силового хода удерживается в нем приводом Д1. Схема на рис. 14в построена на основе симметричного шестизвенника, который выводится в особое положение маломощным двигателем Д1, осуществляя при этом холостой ход, а в качестве силового используется пневмоцилиндр Д2, установленный на подвижном звене. Симметричное расположение опорных звеньев позволяет существенно уменьшить нагрузки на шарниры замкнутого контура. Отличием схемы на рис. 14в от схемы на рис. 14г является то, что силовой привод Д2 перемещен на основание.

Схема на рис. 14б представляет собой кривошипно-ползунный механизм, содержит только один привод, который по левой ветви контура обеспечивает холостой ход выходного звена с малым усилием, а затем по правой ветви через рычаг – силовой ход.

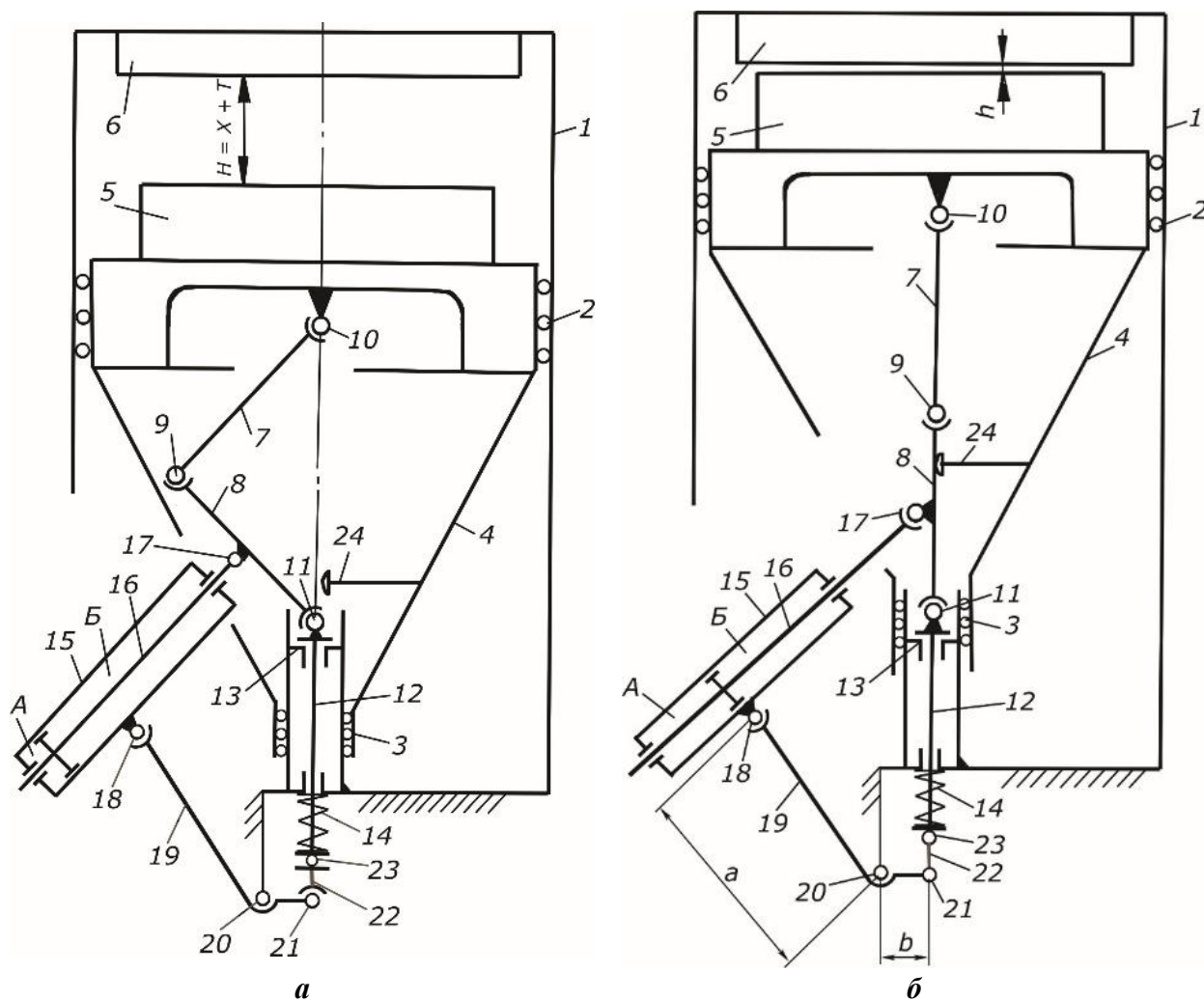


Рис. 15. Кинематическая схема двухпоточного механизма силовой станции с одним приводом.

На основе схемы (рис. 14б) в ИМАШ РАН разработан механизм силовой станции, кинематическая схема исходного положения которого представлена на рис. 15а. Привод механизма (рис. 15а) осуществляется от пневмоцилиндра 15, шток 16 которого связан шарниром 17 с центром кривошипа 8, а корпус – шарниром 18 с рычагом 19, качающимся относительно неподвижного шарнира 20. Вторым плечом рычаг 19 через шарнир 21 связан со звеном 22, которое в свою очередь шарниром 23 соединена со стержнем 12. Перемещение кривошипа 8 ограничено упором 24, закрепленным на ползуне 4.

Звенья 8, 16, 15, 19, 22 и 12 образуют замкнутый контур, в котором элементы 15 и 16 составляют приводную пару. Две степени свободы в этом замкнутом контуре проявляются в том, что усилие, развиваемое приводом, может вызвать как движение левого полуконтура (собственно кривошипно-ползунного механизма), так и правого – вертикального перемещения опорной стойки 12. В последнем случае механизм «сложится», и технологическая операция не будет выполнена. Чтобы этого не произошло в правый полуконтур введено сопротивление в виде предварительно сжатой пружины 14, поджимающей звено 12 к опоре 13 основания 1. Усилие пружины определяется по результатам статического анализа и зависит от силы сопротивления движению ползуна 4 на холостом ходу.

Таким образом, введение сопротивления движению в правый полуконтур замкнутой цепи привода обеспечивает требуемую технологией последовательность движений. На первом этапе осуществляется холостой ход ползуна 4 на величину H , при этом работает кривошипно-ползунный механизм, «опираясь» на заторможенный пружиной 14 правый полуконтур замкнутой цепи. В этой фазе движения за счет передаточного отношения системы рычагов 16, 8, 7 обеспечивается мультипликация: скорость ползуна 4 больше скорости штока 16. При подходе к верхней мертвой точке, соответствующей особому положению механизма, скорость ползуна 4 падает. Левый полуконтур фиксируется выходом кривошипа 8 на упор 24 и, поскольку ход пневмоцилиндра полностью не выбран (рис. 15б), механизм плавно переходит во 2-ю фазу движения за счет перемещения корпуса цилиндра 15 относительно уже неподвижного штока 16. В этой фазе вытянутая в особом положении цепочка звеньев 12, 8, 7 выдерживает высокие осевые нагрузки, и цилиндр, преодолевая усилие пружины 14, через эти звенья и двуплечий рычаг 19 с коэффициентом редукции $i = a/b$ перемещает ползун 4 на величину h с требуемым технологическим усилием.

На рис. 16 представлена фотография изготовленной силовой станции с двухпоточным механизмом с одним приводом. В ней установлена блокирующая пружина с усилием сжатия 500 Н, пневмоцилиндр FESTO AND-63-60-A-P-A, имеющим поршень $\varnothing 63$ мм, выходной шток $\varnothing 16$ мм, ход 60 мм. Усилие, развиваемое этой силовой станцией при давлении воздуха 6 кг/см^2 , составляет 10,7 кН, а расход воздуха при цикле 4 сек – 32,5 норм. л/мин. Таким образом, разработанный двухпоточный механизм по сравнению с однопоточным развивает большее усилие и требует в 5 раз меньше энергии. В настоящее время изготовлено более 60 автоматических линий АЛБ 165, оснащенных рассмотренными силовыми станциями (рис. 16).

Многopotочность передачи движения на одно исполнительное звено также может быть реализована несколькими приводами, которые в рассматриваемых здесь плоских механизмах силовых станций могут быть разделены по функциональному признаку: один привод для холостого хода ползуна, второй – для силового. На основе схем (рис. 14б и 14г) разработаны



Рис. 16. Двухпоточный механизм силовой станции с одним приводом.

механизмы силовых станций, кинематические схемы исходного положения которых приведены на рис. 17.

Основные подвижные элементы шестизвенного механизма образуют замкнутый контур, расположены симметрично относительно вертикальной оси и обозначены на схемах (рис. 17) одинаково. Шток и корпус пневмоцилиндра Ц1 через шарниры соединены с кривошипами 8. Кривошипы 8 шарнирами 9 и 10 соединены соответственно с ползуном 5 и шатунами 11. Шатуны 11 шарнирами 12 связаны с неподвижной стойкой 2 и имеют упоры 13, ограничивающие перемещение шатунов до вертикального положения. Шарнирный шестизвенник приводится в движение с помощью пневмоцилиндра Ц1, стягивающего кривошипы 8. Механизм имеет две степени свободы, каждая из которых обрабатывается своим пневматическим приводом.

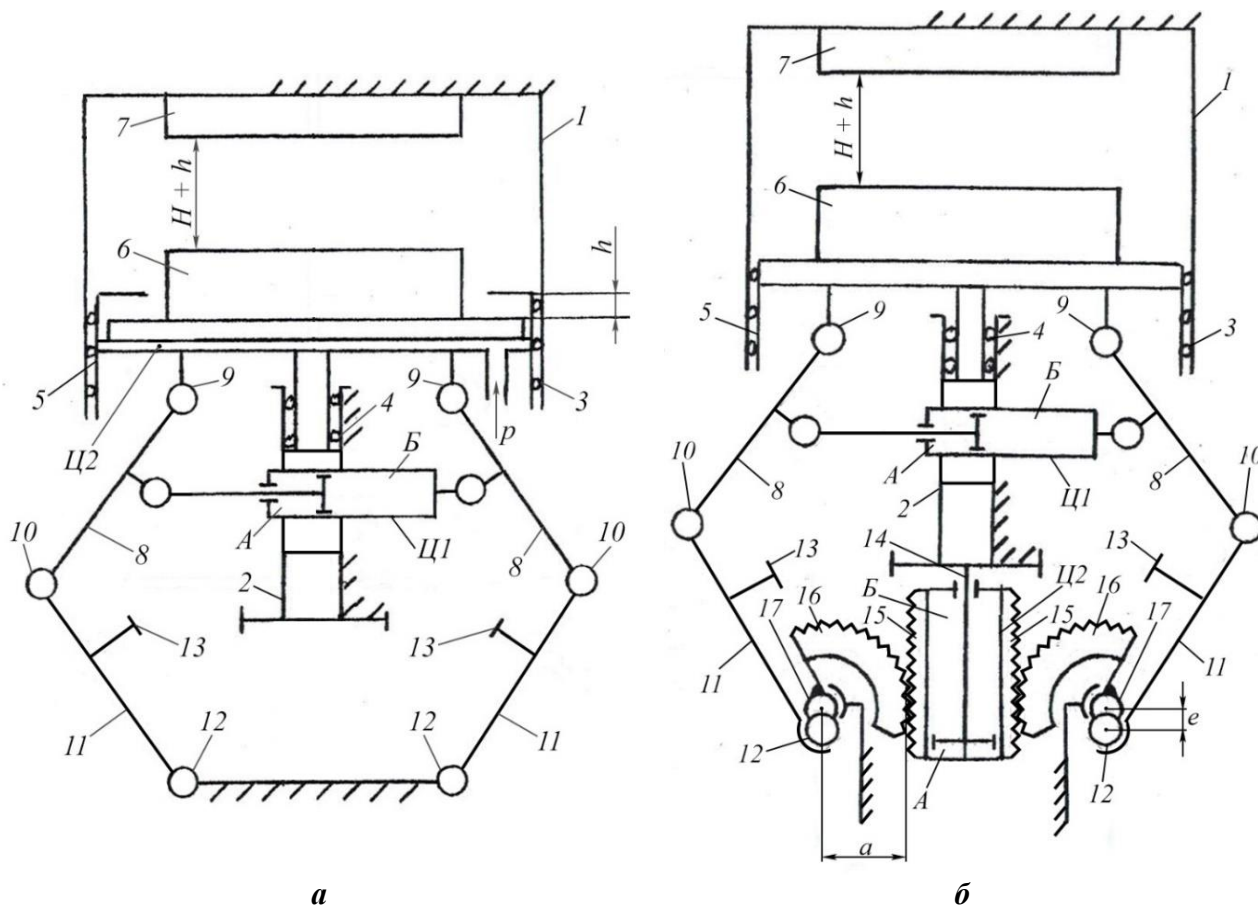


Рис. 17. Кинематические схемы механизмов с отдельными приводами холостого и силового хода.

Особенностью схемы на рис. 17а является расположение на выходном звене 5 специального цилиндра на ход 5 мм, представляющего собой диск большого диаметра, покрытый упругой мембраной. При подаче воздуха давлением p под мембрану инструмент 6 перемещается на величину $h = 5$ мм с высоким технологическим усилием, равным $p \cdot S_M$, где S_M – площадь мембраны. Некоторая экономия воздуха достигается здесь за счет того, что выход воздуха из-под мембраны Ц2 и ее возврат в исходное положение осуществляется под действием собственного веса инструмента 6. Реакция от приложения высокого технологического усилия передается на основание через подвижные звенья 8 и 11. Многопоточность позволяет в данном случае существенно повысить надежность и долговечность силовой станции, разгрузить шарниры 9, 10 и 12 за счет увеличения количества пар звеньев 8, 11 и их опор.

При размещении привода Ц2 на основании (рис. 17б) появляется возможность введения большого передаточного отношения от привода Ц2 к выходному звену, что сильно влияет на

энергоэффективность механизма. Здесь привод силового хода реализуется в виде пневмоцилиндра Ц2, шток 14 которого закреплен на основании 1, а на его корпусе установлены рейки 15, взаимодействующие с зубчатыми секторами 16. Секторы 16 вращаются вокруг неподвижных шарниров 17, связанных эксцентриком e с опорами 12 звеньев 11. Также как и для механизма на рис. 16а, силовой ход в механизме (рис. 17б) осуществляется, когда шестизвенник пневмоцилиндром Ц1 выведен в особое положение до контакта упоров 13 с неподвижной стойкой 2. При подаче давления в полость А цилиндра Ц2 его корпус с рейками 15 будет перемещаться вниз, поворачивая сектора 16. При повороте секторов 16 на 180° вытянутые в цепочку звенья 11 и 8, соответственно, инструмент 6 переместятся по двухпоточному контуру на величину $h = 2e$, увеличив технологическое усилие от цилиндра Ц2 в a/e раз, где a – радиус делительной окружности секторов 16.

На рис. 18 представлены фотографии образцов силовых станций, соответствующие схемам (рис. 17).

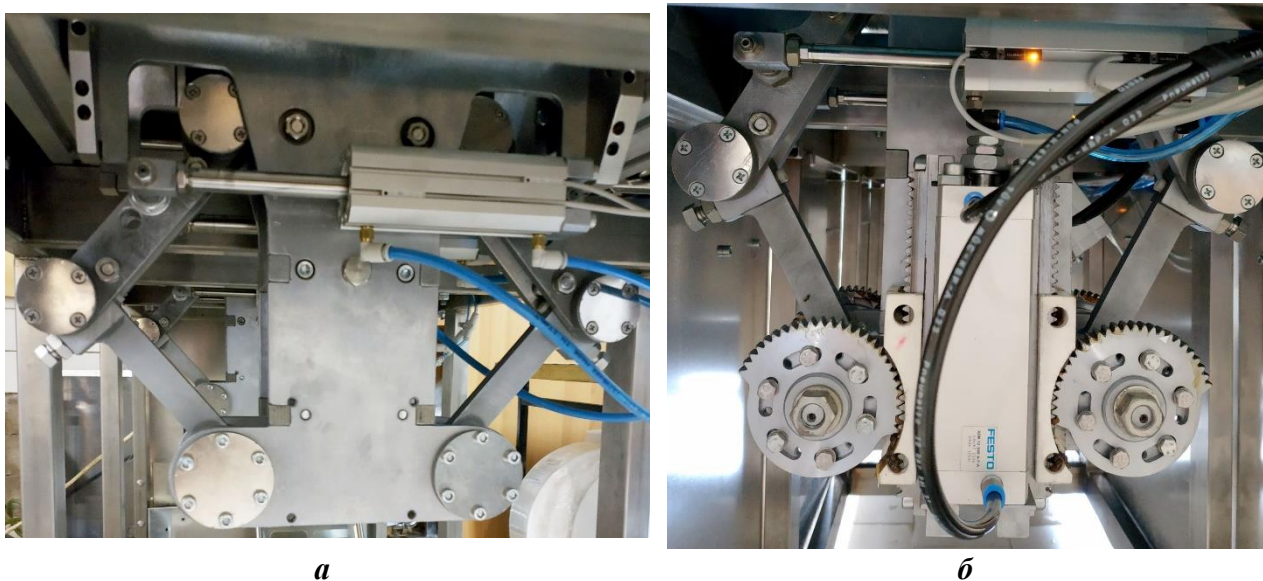


Рис. 18. Силовые станции с отдельными приводами холостого и силового хода.

Технологическое усилие, развиваемое силовой станцией (рис. 18а), составляет 18,85 кН, расход воздуха 26,6 норм. л/мин. В силовой станции (рис. 18б) передаточное отношение $a/e = 27$, развиваемое усилие 26,1 кН, расход воздуха 34,5 норм. л/мин.

Следующим этапом рассмотрения принципов совершенствования механизмов силовых станций является использование пневмогидравлических устройств. В ИМАШ РАН совместно с ООО «Камоци Пневматика» разработан пневмогидравлический привод (ПГП) для силовых станций автоматических линий (рис. 19).

В представленной на рис. 19а схеме ПГП содержит два привода: Д1 – холостого хода, поршень 1 которого разделяет пневматическую и гидравлическую среды (последняя показана на схеме точками), и Д2 – силового хода, включающий поршень 2 со штоком 3. Выходным звеном привода является плунжер 4, жестко связанный с нижней подвижной частью инструмента станции. При подаче давления p_1 поршень 1 продавливает масло через свободное отверстие 5, в результате чего плунжер 4, на который действует сила $p_1 \cdot S_4$ (здесь и далее под S_i понимается эффективная площадь пневмо- или гидроэлемента, номер i которого указан на схеме), отработает холостой ход, т.е. верхняя и нижняя части инструмента станции сомкнутся, но технологическая операция не будет выполнена, т.к. усилия $p_1 \cdot S_4$ недостаточно. При выполнении холостого хода имеет место мультипликация, поскольку перемещения элементов 1 и 4 связаны коэффициентом S_1/S_4 , где $S_1 \gg S_4$.

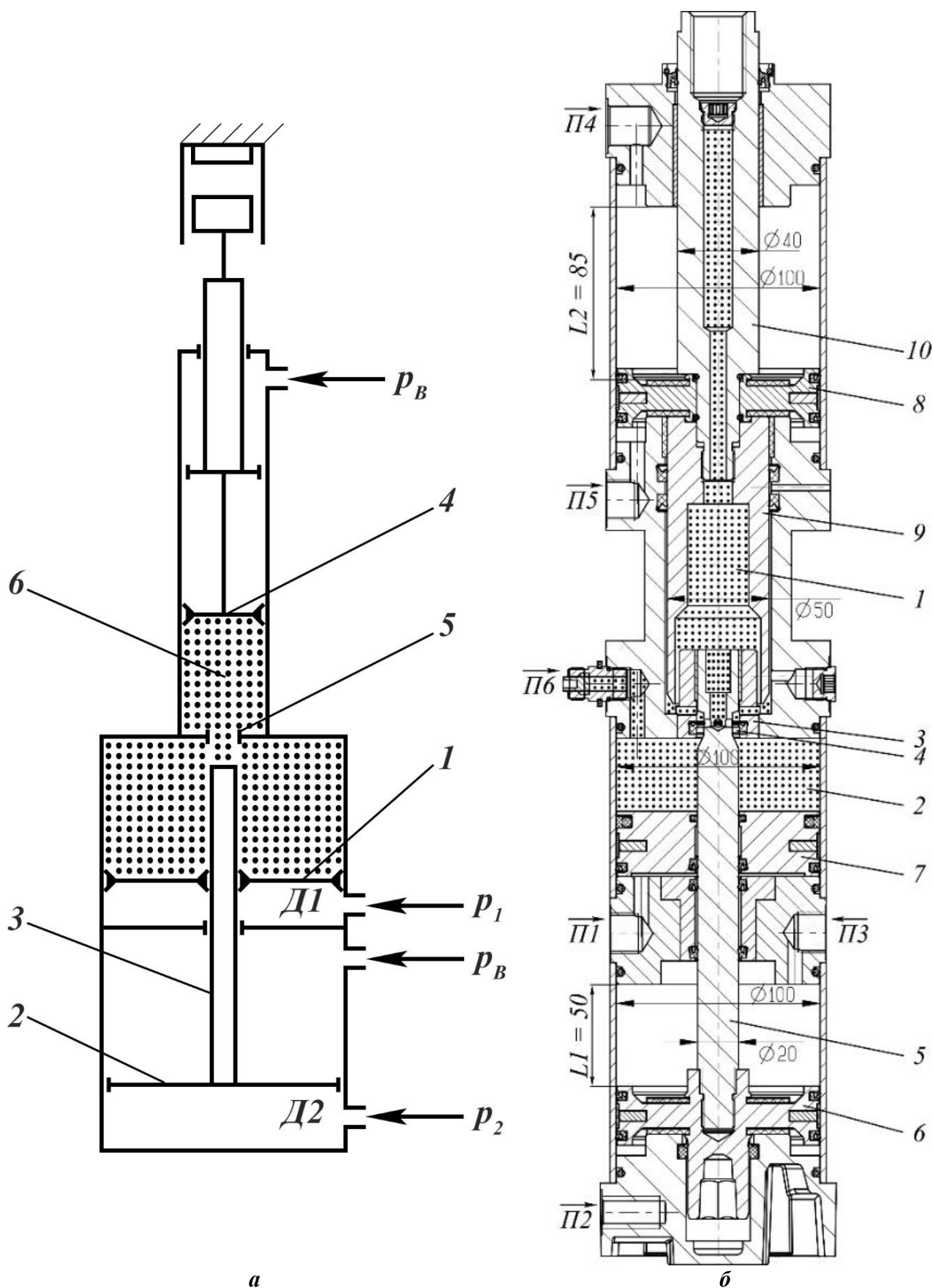


Рис. 19. Схема и конструкция пневмогидравлического привода.

При включении привода Д2, т.е. при подаче давления p_2 шток 3 перекроет отверстие 5 и обеспечит перемещение плунжера 4 с коэффициентом редукции S_3/S_4 , где $S_4 \gg S_3$. Но главное: при перекрытии отверстия 5 в отсеченной камере 6 возникает высокое давление,

равное $p_2 \cdot S_2/S_3$, где S_2/S_3 – коэффициент усиления, который может достигать значения 40 и более. В результате на плунжер 4 действует сила $p_2 \cdot S_4 \cdot S_2/S_3$, обеспечивающая требуемое технологическое воздействие на обрабатываемый материал.

В изготовленном ППП (рис. 19б) коэффициент усиления равен 25, технологическое усилие 29,4 кН, расход воздуха 45,6 норм. л/мин.

Учитывая высокую энергоэффективность ППП, перспективным является создание на его основе многопоточного (группового) привода всех трех силовых станций автоматической линии. Эта задача может быть решена в виде ППП-донора, установленного в качестве привода станции сварки и связанного шлангами высокого давления с гидроцилиндрами станции формования и вырубка (рис. 20).

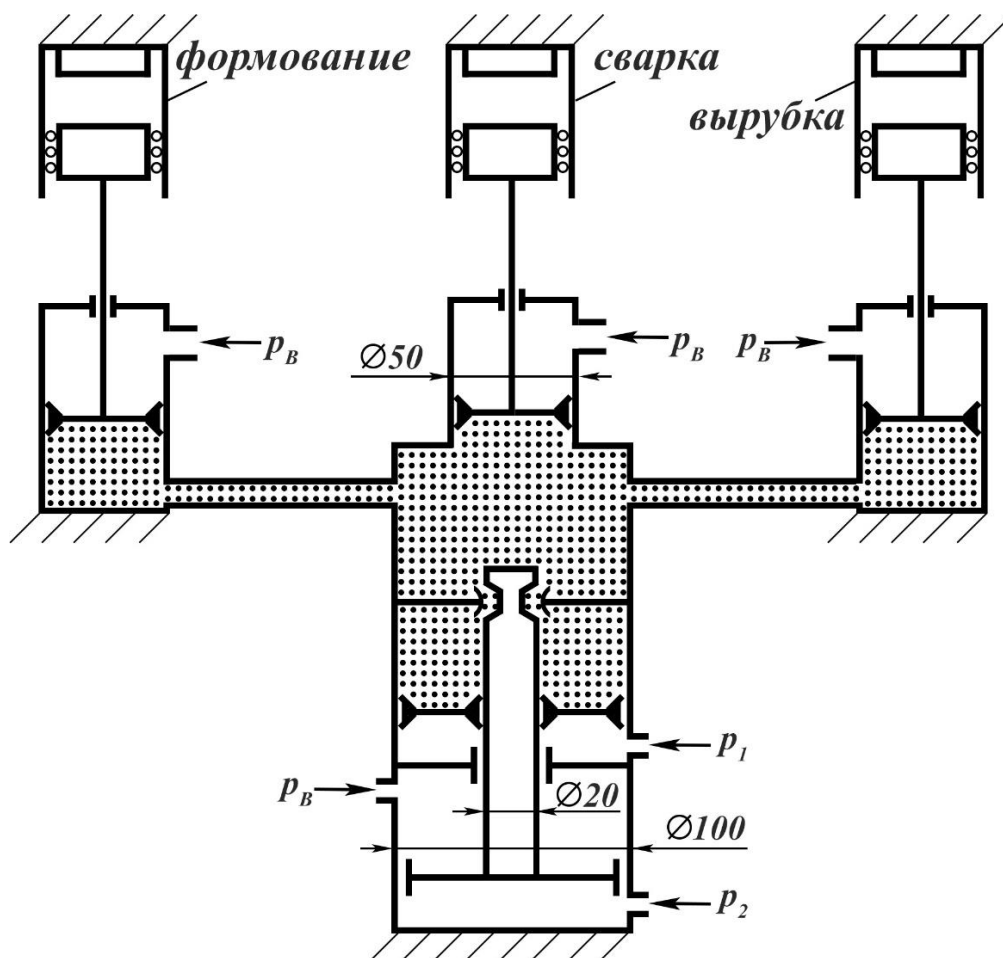


Рис. 20. Групповой пневмогидравлический привод с ППП-донором.

В этом случае все гидроцилиндры работают синхронно. Была разработана управляющая программа для многопоточного привода, учитывающая все необходимые изменения в программах управления станциями в связи с синхронностью работы гидроцилиндров. Программа отлажена для многопоточного привода производства фирмы TOX Pressotechnik (рис. 21), установленного на экспериментальном образце линии АЛБ 165 производства фирмы «Рекупер». Опыт показал, что наряду с высокой энергоэффективностью многопоточный пневмогидравлический привод позволяет получить большую экономию затрат на управляющую аппаратуру. На каждом из трех гидравлических цилиндров достигается такое же технологическое усилие, как и для индивидуального пневмогидравлического привода, при этом расход воздуха, приходящийся на одну силовую станцию линии, составляет 23 норм. л/мин.

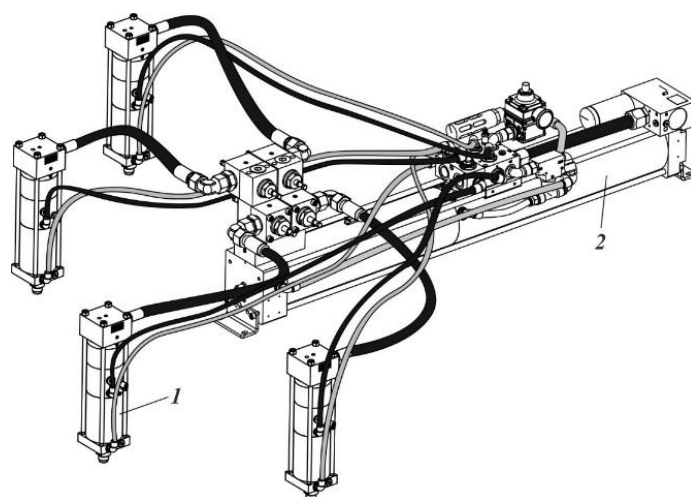


Рис. 21. Групповой пневмогидравлический привод TOX Pressotechnik.

В табл. 5 приведены сводные характеристики рассмотренных многопоточных механизмов силовых станций. Сравнение различных вариантов производится по совокупному критерию, отражающему оба эти направления развития, а именно по удельному усилию, т.е. по величине достигаемого технологического усилия, приходящегося на 1 норм. л затрачиваемого воздуха.

Таблица 5.

Число потоков	–		=			≡
Тип механизма	рис. 14а	рис. 16	рис. 18а	рис. 18б	рис. 19	рис. 21
Технологическое усилие, Н	9130	10720	18850	26060	29400	29400
Потреб. воздух одной станцией за 4 сек, норм. л	10,8	2,2	1,8	2,3	3,0	≈1,53
Удельное усилие, Н/л	845,4	4872,7	10472,2	11330,4	9800	19215

Табл. 5 показывает, что наиболее перспективным для автоматических линий блистерной упаковки является групповой многопоточный пневмогидравлический привод. Он отличается не только максимальным развиваемым усилием, но и высокими показателями энергоэффективности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Одним из основных результатов выполненной работы является расширение классификации многопоточных систем, которое заключается в следующем:

- Было показано, что многопоточные (замкнутые) передачи могут иметь изменяемое (регулируемое) передаточное отношение не только в одной из параллельных ветвей, но и в нескольких.
- Принцип многопоточности присущ всем механизмам параллельной структуры, а многопоточность в каждой кинематической цепи обеспечивает новые свойства и функции механизма.
- Классификация многопоточных систем дополнена механизмами, в которых в одной из параллельных кинематических цепей имеется особое положение, позволяющее механизму реализовать сложное движение выходного звена.

Кроме того, в работе предложены новые механизмы и системы, в которых за счет применения принципа многопоточности передачи механической энергии достигается повышение эффективности и снижение энергозатрат. В работе исследовались: 1) многопоточные вально-планетарные коробки передач транспортных средств, 2)

манипуляционные робототехнические системы параллельной структуры и 3) силовые станции автоматических линий.

I. Для первого объекта – многопоточные вально-планетарные коробки передач транспортных средств – были получены следующие основные результаты:

- 1.1. На основе использования принципа многопоточности разработана методика и синтезирован ряд новых кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач, позволяющих увеличить нагрузочную способность и диапазон регулирования.
- 1.2. Разработана методика решения нелинейной задачи расчета передаточных чисел внутренних механизмов коробки передач для получения ряда выходных передаточных отношений коробки, наиболее близкого к заданному.
- 1.3. Предложен подход к синтезу коробок передач, в последовательности переключений ступеней которых задействована только одна пара элементов управления. С использованием подхода получены новые трехпоточные вально-планетарные коробки передач с более совершенными показателями по сравнению с известными коробками передач.

По первому объекту исследования сделаны следующие основные выводы:

- 1.4. Многопоточные системы могут иметь регулируемое передаточное отношение не только в одной из параллельных ветвей, но и в нескольких. Таким образом расширена классификация многопоточных систем в части многопоточных передач с изменяемым передаточным отношением.
- 1.5. Многопоточность в коробках передач позволяет уменьшить число элементов управления и расширить функциональные возможности коробок: увеличить нагрузочную способность и диапазон регулирования.
- 1.6. Синтезированные трехпоточные вально-планетарные коробки передач с однопарными переключениями по сравнению с известными планетарными коробками передач при том же числе ступеней имеют на 1 элемент управления меньше и более широкий диапазон регулирования.
- 1.7. В многопоточной коробке передач по сравнению с известными аналогами может быть реализовано больше ступеней при меньшем числе элементов управления. Примеры синтезированных кинематических схем коробок передач показывают, что при пяти элементах управления в коробке передач может быть реализовано более 14 ступеней.

II. Для второго объекта исследования – манипуляционные робототехнические системы параллельной структуры – были получены следующие основные результаты:

- 2.1. Синтезирован новый механизм параллельной структуры на основе развития принципа многопоточности в каждой кинематической цепи.
- 2.2. Выполнено построение рабочих зон для поступательной и сферической частей макета механизма параллельной структуры с учетом длин промежуточных звеньев и пределов изменения обобщенных координат.
- 2.3. Проведен динамический анализ механизма параллельных структуры с учетом масс промежуточных звеньев и закона управления.

По второму объекту исследования сделаны следующие основные выводы:

- 2.4. Принцип многопоточности присущ всем механизмам параллельной структуры, а многопоточность в каждой кинематической цепи обеспечивает новые свойства и функции механизма (кинематическая развязка, увеличение рабочей зоны, быстродействие и пр.).
- 2.5. Развитие принципа многопоточности в каждой кинематической цепи обеспечивает повышение нагрузочной способности, однако при этом необходимо учитывать массы промежуточных звеньев.

- 2.6. Применение принципа Даламбера-Лагранжа позволяет эффективно решить задачу динамики механизмов параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев.
- III. Для третьего объекта исследования – силовые станции автоматических линий – были получены следующие основные результаты:
- 3.1. Выявлены свойства механизмов, в которых многопоточность передачи механической энергии достигается как одним приводом за счет разделения движений в замкнутом контуре, так и двумя приводами, каждый из которых осуществляет движение по соответствующей степени подвижности механизма.
 - 3.2. На конкретных примерах показано, что с увеличением числа потоков параллельной передачи механической энергии в механизме силовой станции увеличивается энергоэффективность и развиваемое технологическое усилие.
 - 3.3. Для сравнительной оценки разработанных силовых станций предложено использовать критерий удельного усилия, показывающий величину развиваемого силовой станцией технологического усилия, приходящегося на единицу затрачиваемой энергии.

По третьему объекту исследования сделаны следующие основные выводы:

- 3.4. Наличие замкнутого контура позволяет разделить движение по двум степеням подвижности механизма и реализовать перемещение выходного звена с помощью одного привода с различным усилием.
- 3.5. В двухпоточных рычажных механизмах для выполнения последовательных движений с разным усилием механизм должен иметь особое положение, при выходе в которое исключается одна из двух степеней подвижности механизма.
- 3.6. Использование принципа многопоточности передачи механической энергии в силовых станциях позволяет увеличить технологическое усилие, что в свою очередь повышает производительность оборудования, в частности, автоматических линий блистерной упаковки за счет увеличения площади используемой полимерной ленты и количества контейнеров, изготавливаемых и обрабатываемых за один технологический цикл.

Все рассмотренные механизмы силовых станций разработаны в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, испытаны на натуральных образцах и внедрены на отечественных автоматических линиях блистерной упаковки АЛБ 165, имеющих высокие показатели энергоэффективности в своем классе машин-автоматов.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в периодических изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б. Тенденции совершенствования планетарных многоскоростных механизмов (начальные этапы развития схем и конструктивных элементов). // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 11. – вкладка.
2. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б. Современные направления конструирования планетарных многоскоростных механизмов. // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 12. – вкладка.
3. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б. Новые технические решения в построении упаковочных автоматов типа Form – Fill – Seal (FFS). // Справочник. Инженерный Журнал. – 2009. – № 1. – стр. 22 – 27.
4. Саламандра К.Б. Параметрический синтез двухпоточных многоскоростных передач. // Справочник. Инженерный журнал. – 2009. – № 9. – стр. 12 – 18.
5. Саламандра К.Б. Модульные многоскоростные коробки передач. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2009. – № 5. – стр. 20 – 26.

6. Саламандра К.Б., Крайнев А.Ф., Рагхаван М., Саламандра Б.Л. Анализ и синтез двухпоточных многоскоростных передач транспортных машин. // Справочник. Инженерный журнал. – 2012. - № 5. – стр. 35 – 41.
7. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б., Корендясев Г.К. Некоторые проблемы создания современных автоматических линий на примере линии упаковки типа «формовка-фасовка-укупорка-вырубка». // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2013. № 3. стр. 71 – 79.
8. Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Динамическое гашение колебаний выходного вала коробки передач автомобиля с двигателем внутреннего сгорания // Проблемы машиностроения и надежности машин – 2014. – № 5. стр. 12 – 20.
9. Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Применение закона сохранения момента импульса при анализе переключений в автоматических коробках передач // Известия МГТУ «МАМИ», № 3(29), 2016. стр. 80 – 88.
10. Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Интегральный принцип в задачах динамического анализа переключений в автоматических коробках передач // Проблемы машиностроения и надежности машин – 2017. – № 5. стр. 22 – 29.
11. Саламандра К.Б. Современные методы синтеза автоматических планетарных коробок передач // Известия МГТУ «МАМИ», № 3(33), 2017. стр. 49 – 55.
12. Саламандра К.Б. Классификация и синтез трехпоточных вально-планетарных коробок передач // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 1. С. 55-67.
13. Саламандра К.Б. Расчет передаточных отношений трехпоточной вально-планетарной коробки передач // Журнал автомобильных инженеров. 2018. № 6(113). С. 48-54.
14. Саламандра К.Б., Тывес Л.И., Глазунов В.А., Гебель Е.С. Механизмы параллельной структуры с групповой кинематической развязкой, обеспечиваемой многопоточностью передачи энергии в кинематических цепях // Проблемы машиностроения и надежности машин – 2020. – № 5. стр. 56 – 65.

Патенты:

1. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б., Орешкин В.Е. Коробка передач // Патент России № 2391588. 2010. Бюл. № 16.
2. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Eight-speed planetary layshaft transmission // US Patent 8287416. October 16, 2012.
3. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission with planetary and layshaft gears // US Patent 8360918. January 29, 2013.
4. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission // US Patent 8360919. January 29, 2013.
5. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed planetary transmission with up to ten forward speed ratios // US Patent 8360922. January 29, 2013.
6. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission with planetary gear sets and layshafts // US Patent 8360923. January 29, 2013.
7. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed planetary transmission with two planetary gear sets and up to ten forward speed ratios // US Patent 8360924. January 29, 2013.
8. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission with compound and simple planetary gear sets and with layshafts // US Patent 8360925. January 29, 2013.
9. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission with eight torque-transmitting mechanisms // US Patent 8398524. March 19, 2013.
10. Salamandra K.B., Oreshkin V.E., Raghavan M. Transmission with mixed planetary layshaft structure // US Patent 8439787. May 14, 2013.
11. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed planetary transmission with two compound planetary gear sets // US Patent 8460150. Jun 11, 2013.

12. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed planetary transmission with three brakes and four clutches // US Patent 8540600. Sep. 24, 2013.
13. Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б. Коробка передач. // Патент России № 2531995. 27.10.2014. Бюл. № 30.
14. Саламандра К.Б. Многопоточная вально-планетарная коробка передач // Патент России № 2724943. 26.06.2020. Бюл. № 18.

Публикации в зарубежных изданиях, индексируемых Scopus и WoS:

1. Salamandra, K. B. Modular multispeed gearboxes. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2009, Vol. 38, No. 5, pp. 431–437.
2. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions. In: Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science, vol 13. Dordrecht: Springer, 2013.
3. Korendyasev, G. K.; Salamandra, B. L.; Salamandra, K. B.; Tyves, L. I. Concerning one specific task of assembly in the automatic packing lines of the “Forming-Pre-Packing-Sealing-Cutting” type // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2013, Vol. 42, No. 2, pp. 159–165.
4. Salamandra, K.B.; Tyves, L.I. Dynamic damping of oscillations of the transmission output shaft of car with an internal combustion engine // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2014, Vol. 43, No. 5, pp. 341–348.
5. Salamandra, Konstantin; Tyves, Leonid. Application of the Angular Momentum Conservation Law at the Dynamic Analysis of Gearshifts (Paper # F2016-THBG-002) // FISITA 2016 World Automotive Congress – Proceedings, 26-30 September 2016, Busan, Korea.
6. Salamandra, K.B.; Tyves, L.I. Integral Principle in the Problems of Dynamic Analysis of Gearshift in Automatic Gearboxes // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2017, Vol. 46, No. 5, pp. 434–441. DOI: 10.3103/S1052618817050107
7. Salamandra K. Transmissions with three power-flows for trucks and tractors // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT 2018, pp. 1955-1961. DOI: 10.22616/ERDev2018.17.N010
8. Salamandra K., Tyves L. Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT 2018, pp. 2071-2078. DOI: 10.22616/ERDev2018.17.N331
9. Salamandra K. Static analysis and parameters synthesis of planetary-layshaft transmissions with three power flows // MATEC Web of Conferences 224, 02040 (2018). DOI: 10.1051/mateconf/201822402040
10. Salamandra K.B. Synthesis planetary-layshaft transmission with single transition shifts // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 489, 012061 (2019). DOI: 10.1088/1757-899X/489/1/012061
11. Salamandra K. Perspective Planetary-Layshaft Transmissions with Three Power Flows. In: Evgrafov A. (eds) Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2019. DOI: 10.1007/978-3-030-11981-2_14
12. Salamandra K. Gear ratios calculation for planetary-layshaft transmissions with three power-flows // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT 2019, pp. 57-65. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N039
13. Korendyasev G., Salamandra K., Tyves L. Analysis of gearshift processes in an automatic transmission at low vehicle speeds // VIBROENGINEERING PROCEDIA. NOVEMBER 2019, VOLUME 29, pp. 106-111. DOI: 10.21595/vp.2019.21066
14. Salamandra, K.B., Tyves L.I.; Glazunov, V.A.; Gebel, E.S. Parallel mechanisms with group kinematic decoupling ensured by multiloop power transmission in kinematic chains // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2020, Vol. 49, No. 5, pp. 412–420.

Публикации в других изданиях:

1. Саламандра К.Б. Чистота фасовки и упаковки на автоматах form-fill-seal. // Переработка молока. – 2008. – № 1. стр. 10 – 12.
2. Корендясев Г.К., Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Задачи и решения при разработке упаковочных автоматических линий типа Form-Fill-Seal. Часть 1. Система управления линии и требования к характеристикам силовых станций. // Приводы и компоненты машин. – 2012. № 2-3 (5). стр. 10 – 13.
3. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б., Корендясев Г.К. Решение задач сборки в автоматических линиях упаковки типа: формовка – фасовка – укупорка - вырубка // «Вестник научно-технического развития». № 6. – 2013 – стр. 39 – 47.
4. Корендясев Г.К., Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Задачи и решения при разработке упаковочных автоматических линий типа Form-Fill-Seal. Часть 2. Решение задачи сборки на упаковочной автоматической линии. // Приводы и компоненты машин. – 2013. № 1 (6). стр. 5 – 9.
5. Саламандра К.Б. Синтез трехпоточных вально-планетарных коробок передач // Теория механизмов и машин. 2018. № 1 (37). С. 14-23. DOI: 10.5862/ТММ.37.2.
6. Корендясев А.И., Лашко Е.Б., Орлова Г.Н., Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Некоторые особенности построения автоматических линий // Проблемы машиноведения. Сборник трудов конференции. – Москва, 2008 – стр. 280 – 286.
7. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б., Батырь Ф.И. Анализ и синтез программно-управляемых механизмов автоматических мехатронных линий с цикловыми агрегатами. // XXII Международной Инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов «Будущее машиностроение России» (МИКМУС-2010): тезисы докл. Междун. конф. – Москва, 2010 – стр. 52.
8. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б., Корендясев Г.К., Батырь Ф.И., Орлова Г.Н. Разработка современных машин-автоматов: задачи и решения. // Международная конференция «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященная 75-летию Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН: труды конф. – Москва, 2013 – стр. 91.
9. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б., Корендясев Г.К., Батырь Ф.И., Орлова Г.Н. Тенденции развития механических передач в автоматических линиях типа: формовка-фасовка-укупорка-вырубка. // 2-й международный симпозиум «Современные проблемы создания и производства механических передач». Москва 17 – 18 декабря 2013 г.
10. Саламандра К.Б. Перспективные трехпоточные вально-планетарные коробки передач // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. с. 720-733. DOI 10.1872/ММФ-2018-61
11. Саламандра К.Б. Синтез и статический анализ многопоточных вально-планетарных коробок передач// Актуальные вопросы машиноведения. 2018. Выпуск 7. с. 140-145. – Международная научно-техническая конференция «Инновации в машиностроении – 2018».
12. Саламандра К.Б. Параметрический синтез вально-планетарной коробки передач с однопарными переключениями элементов управления // XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики, Сборник трудов, Уфа, 2019, с. 604-606.