

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ  
ИМ. А.А. БЛАГОНРАВОВА РАН

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

Диссертация на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант  
доктор технических наук, профессор Глазунов В.А.

Москва, 2020 г.

## Оглавление

Введение.....	4
Глава 1. Обзор многопоточных систем, применяемых в технологическом оборудовании, робототехнических системах и коробках передач .....	11
§ 1.1. Многопоточные механизмы, применяемые в технологическом оборудовании и системах управления.....	13
§ 1.2. Многопоточные зубчатые коробки передачи транспортных средств	27
§ 1.3. Многопоточные многоподвижные манипулирующие механизмы (механизмы параллельной структуры) .....	42
§ 1.4. Цели и задачи настоящей работы .....	55
Глава 2. Принцип многопоточности, как основа синтеза коробок передач ...	57
§ 2.1. Классификация структурных схем и режимы работы многопоточных вально-планетарных коробок передач.....	59
§ 2.2. Оценка максимального числа ступеней в многопоточных вально-планетарных коробках передач .....	65
§ 2.3. Кинематические условия отсутствия циркуляции мощности в многопоточных вально-планетарных коробках передач.....	70
§ 2.4. Методика синтеза кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач.....	74
§ 2.5. Синтез 8-ми ступенчатой коробки передач по структуре ID.....	82
§ 2.6. Синтез 12-ти ступенчатой коробки передач по структуре DO .....	91
§ 2.7. Синтез кинематических схем трехпоточных коробок передач по структурам DD и IDD .....	100
§ 2.8. Синтез трехпоточных коробок передач с однопарными переключениями элементов управления.....	110
§ 2.9. Результаты и выводы по Главе 2.....	124
Глава 3. Разработка механизмов параллельной структуры на основе принципа многопоточности.....	126

§ 3.1. Варианты кинематических цепей, содержащих карданные валы с дополнительными связями .....	126
§ 3.2. Построение рабочих зон и кинематический анализ механизма параллельной структуры, обладающего свойством кинематической развязки.....	140
§ 3.3. Динамический анализ механизма параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев.....	150
§ 3.4. Результаты и выводы по Главе 3.....	167
Глава 4. Принцип многопоточности, как способ повышения энергоэффективности механизмов силовых станций и производительности автоматических линий .....	169
§ 4.1. Двухпоточные структуры привода механизма силовых станций автоматической линии.....	169
§ 4.2. Кривошипно-ползунный механизм с двумя степенями свободы и одним приводом.....	180
§ 4.3. Механизм на базе симметричного шестизвенника с отдельными приводами для холостого и силового хода .....	188
§ 4.4. Энергоэффективность силовых станций на основе многопоточного пневмогидропривода .....	197
§ 4.5. Сравнительные результаты по энергоэффективности созданных многопоточных механизмов силовых станций .....	203
§ 4.6. Промышленное внедрение.....	205
§ 4.7. Результаты и выводы по главе 4 .....	207
Заключение .....	210
Список литературы .....	215

## Введение

**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

многopotочности в механике машин, его важность и основополагающее значение при синтезе и конструировании современных механизмов машин.

**Целью исследования** является развитие классификации многopotочных систем, разработка методов синтеза новых многopotочных энергоэффективных механизмов, отличающихся широкой функциональностью и использованием маломощных приводов, создание новых многopotочных 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 многopotочных коробок передач с увеличенным диапазоном регулирования и сниженными нагрузками на звенья передач.

1.2. Разработка методики параметрического синтеза многopotочных 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 многopotочности 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 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 блистерной 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 & EVT’s (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 РФФИ № 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 15 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 РФФИ № 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.

## Глава 1. Обзор многопоточных систем, применяемых в технологическом оборудовании, робототехнических системах и коробках передач

В данной главе рассматриваются многопоточные системы, нашедшие применение в робототехнических системах, коробках передач транспортных средств, технологическом оборудовании и системах управления.

Согласно А.Ф. Крайневу [55] «многопоточная система – это параллельное (в энергетическом, кинематическом и силовом/нагрузочном смысле) размещение нескольких кинематических цепей/соединений или нескольких кинематических пар, или нескольких неподвижных соединений. К таким системам относятся:

- 1) планетарные многосателлитные передачи, в том числе частные варианты с неподвижными осями колес, передачи с многопарным зубчатым зацеплением (например, волновые зубчатые передачи), многодисковые вариаторы скорости, многоэлементные винтовые передачи, многодисковые фрикционные сцепные муфты и т.п.;
- 2) многоэлементные (например, шлицевое соединение в сравнении со шпоночным) и групповые неподвижные соединения, в том числе многоэлементные упругие соединительные муфты и др.;
- 3) многопоточные (замкнутые) механические передачи движения с постоянным передаточным отношением;
- 4) многопоточные (замкнутые) комбинированные передачи с изменяемым (регулируемым) передаточным отношением одной из параллельных ветвей;
- 5) многодвигательные приводы с неподвижным соединением выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном;

- б) многодвигательные приводы с дифференциальным соединением (через суммирующий механизм) выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном;
- 7) многодвигательные приводы с двумя и более выходными звеньями с соединением ветвей системы через дифференциальный (разветвляющий, суммирующий) механизм;
- 8) разветвленные механические трансмиссии, присоединяющие одновременно или выборочно несколько выходных звеньев к общему двигателю;
- 9) многопоточные многоподвижные манипулирующие механизмы.»

Согласно этому определению, можно сформулировать принцип многопоточности, заключающийся в параллельном размещении и соединении нескольких кинематических цепей или нескольких кинематических пар.

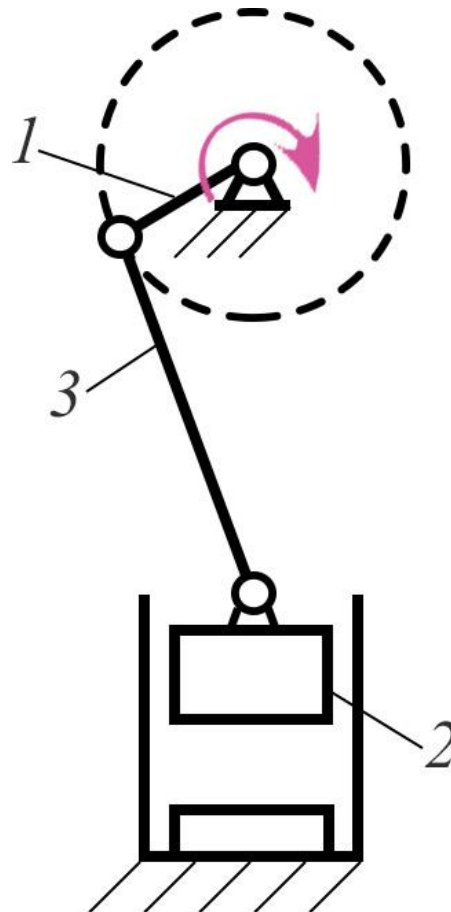
Особое внимание в данной работе уделено 4-му, 5-му и 9-му пунктам классификации многопоточных систем. Выбор указанных пунктов неслучаен и связан с тем, что, как показывает развитие современного машиностроения, механизмы этих типов совершенствуются в направлении увеличения числа потоков передачи энергии 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 механизмов указанных типов обусловлено современными возможностями конструирования механизмов, позволяющих создавать сложные мехатронные структуры машины или агрегата, содержащие несколько приводов, объединенных общей системой управления.

### § 1.1. Многопоточные механизмы, применяемые в технологическом оборудовании и системах управления

Здесь рассмотрен ряд кинематических схем механизмов, применяемых в кузнечно-штамповом производстве, строительной технике, упаковочном оборудовании и системах управления. Схемы рассматриваемых механизмов распределены в порядке возрастания числа звеньев, сложности выполняемой технологической операции и увеличения числа параллельных потоков передачи энергии.

Большинство рассмотренных ниже механизмов являются многопоточными многоподвижными однодвигательными механизмами, воспроизводящими несколько независимых перемещений выходных звеньев от одного привода.

В конструкциях типовых прессов применяют плоские четырехзвенные, многозвенные кривошипно-рычажные и кулачково-рычажные механизмы [12, 13, 16, 17, 38, 92, 93, 156]. Время одного возвратно-поступательного перемещения ползуна соответствует циклу работы прессы. В качестве примера на Рисунке 1.1.1 представлен простейший однопоточный кривошипно-ползунный механизм: кривошип 1 соединен с ползуном 2 через шатун 3, вращение кривошипа приводит к перемещению ползуна вдоль вертикальной оси.



*Рисунок 1.1.1. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма прессы.*

Для глубокой вытяжки полых изделий из листовых материалов применяют прессы двойного действия [13, 38], имеющие соответственно два ползуна. При этом привод обоих ползунов осуществляет от одного привода, направления движения ползунов и их скорость определены кинематикой механизма. На Рисунке 1.1.2 представлена кинематическая схема прессы двойного действия.

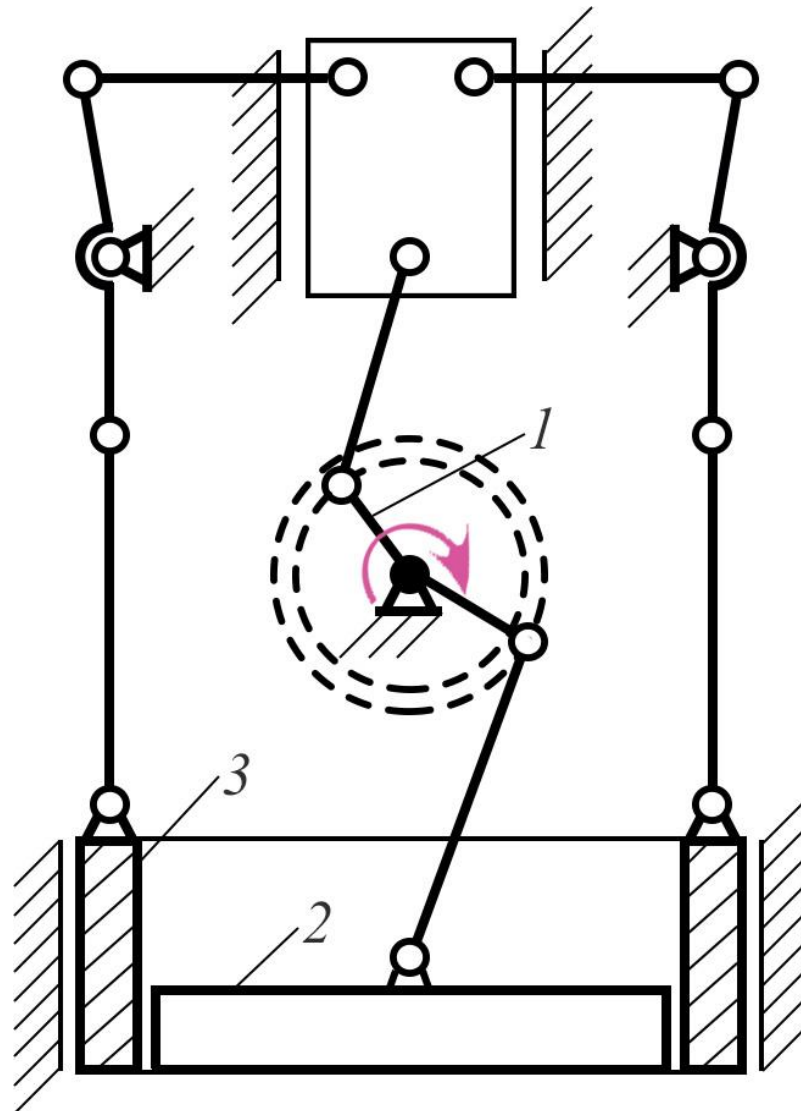


Рисунок 1.1.2. Кинематическая схема прессы двойного действия.

Вращение сдвоенного кривошипа 1 приводит к перемещению ползунков 2 и 3, причем скорость их перемещения и величина хода могут быть различны. Внутренний ползун 2 с установленным на нем инструментом для осуществления вытяжки приводится в действие с помощью кривошипно-ползунного механизма. Наружный ползун 3 приводится в действие при помощи восьмизвенного кривошипного коленно-рычажного механизма и совершает движение в том же направлении, что и ползун 2.

Механизм на Рисунке 1.1.2 является примером многопоточной двухподвижной однодвигательной системы. Примерами таких же систем являются механизмы, представленные ниже на Рисунках 1.1.3 – 1.1.5.

Для штамповки изделий в двух взаимоперпендикулярных направлениях используются горизонтально-ковочные машины, в которых применяются механизмы с двумя выходными звеньями, кинематически связанные с одним приводом. Примеры [38] кинематических схем таких машин представлены на Рисунках 1.1.3 и 1.1.4.

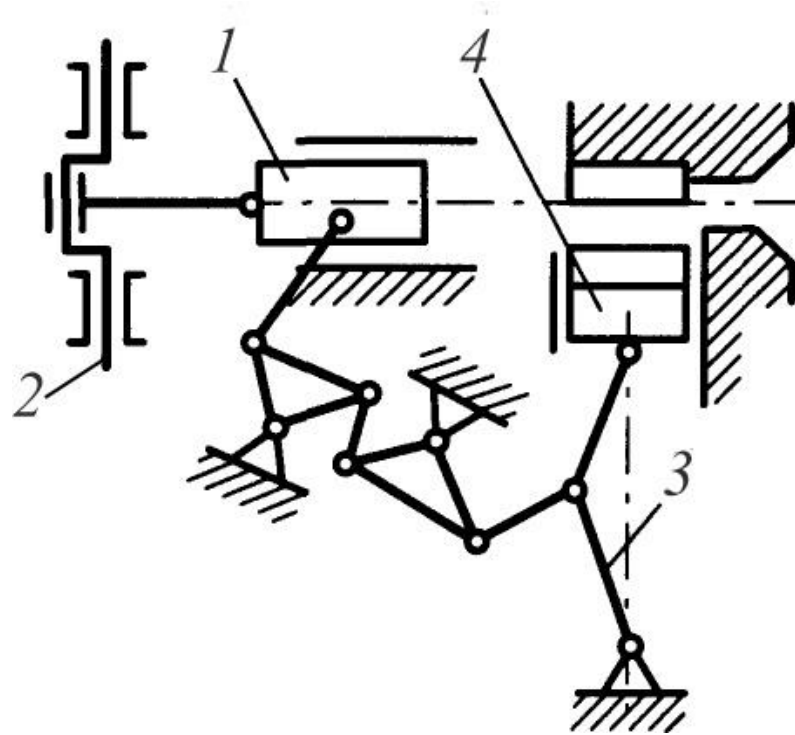


Рисунок 1.1.3. Кинематическая схема горизонтально-ковочной машины.

На схеме (Рисунок 1.1.3) горизонтальный ползун 1 приводится в движение за счет вращения коленчатого вала 2, соединенного с двигателем (на схеме не показан). Ползун 1 соединен системой рычагов с качающимся рычагом 3, вертикально перемещающим ползун 4.

На Рисунке 1.1.4 также представлен двухподвижный механизм машины для аналогичных операций, с тем отличием что в вертикальном направлении подвижной является верхняя часть прессы.



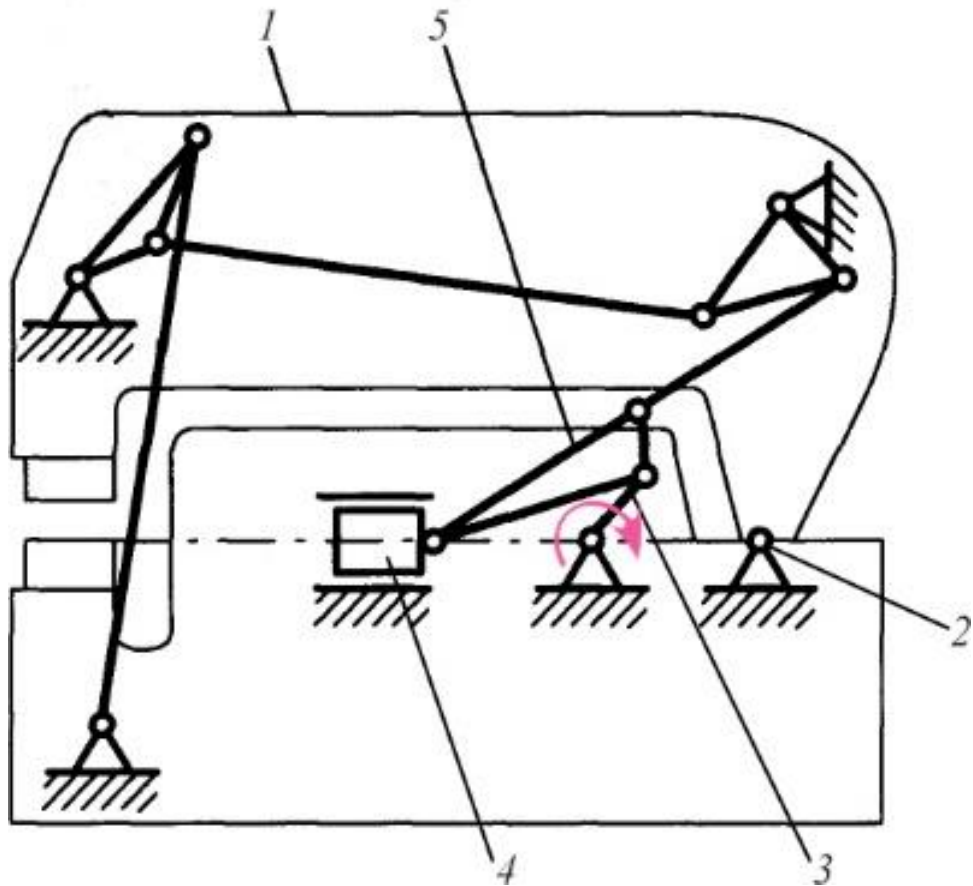
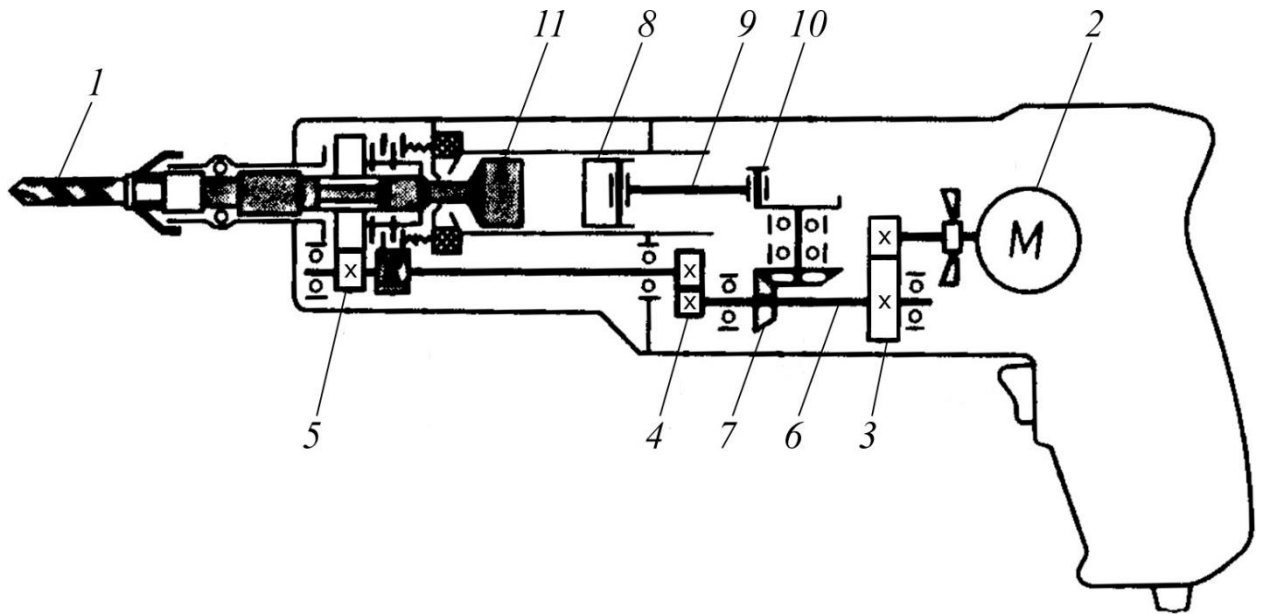


Рисунок 1.1.4. Кинематическая схема горизонтально-ковочной машины.

Верхняя часть пресса 1 на Рисунке 1.1.4 представляет собой рычаг, качающийся относительно закрепленной на станине опоры 2. Приводной кривошип 3 связан с ползуном 4 и верхней частью пресса 1 через трехзвенный шатун 5.

Механизм компрессионно-вакуумного перфоратора, схема которого представлена на Рисунке 1.1.5 [37], также представляет собой двухподвижную однодвигательную систему.



*Рисунок 1.1.5. Механизм компрессионно-вакуумного перфоратора.*

Вращение инструмента 1 осуществляется от электропривода 2 через пары цилиндрических шестерен 3, 4, 5. На промежуточном валу 6 установлена коническая пара зубчатых колес 7, вал ведомой шестерни которой соединен с поршнем 8 ударного механизма через шатун 9 и кривошип 10. Боек 11 движется возвратно-поступательно и под действием воздушной подушки передает энергию удара инструменту 1.

Для автоматического удаления обработанных изделий из штампов применяют рычажные системы привода выталкивателей, кинематически связанные с приводом штампового ползуна. Трехподвижный многопоточный механизм с двумя выталкивателями представлен на Рисунке 1.1.6.

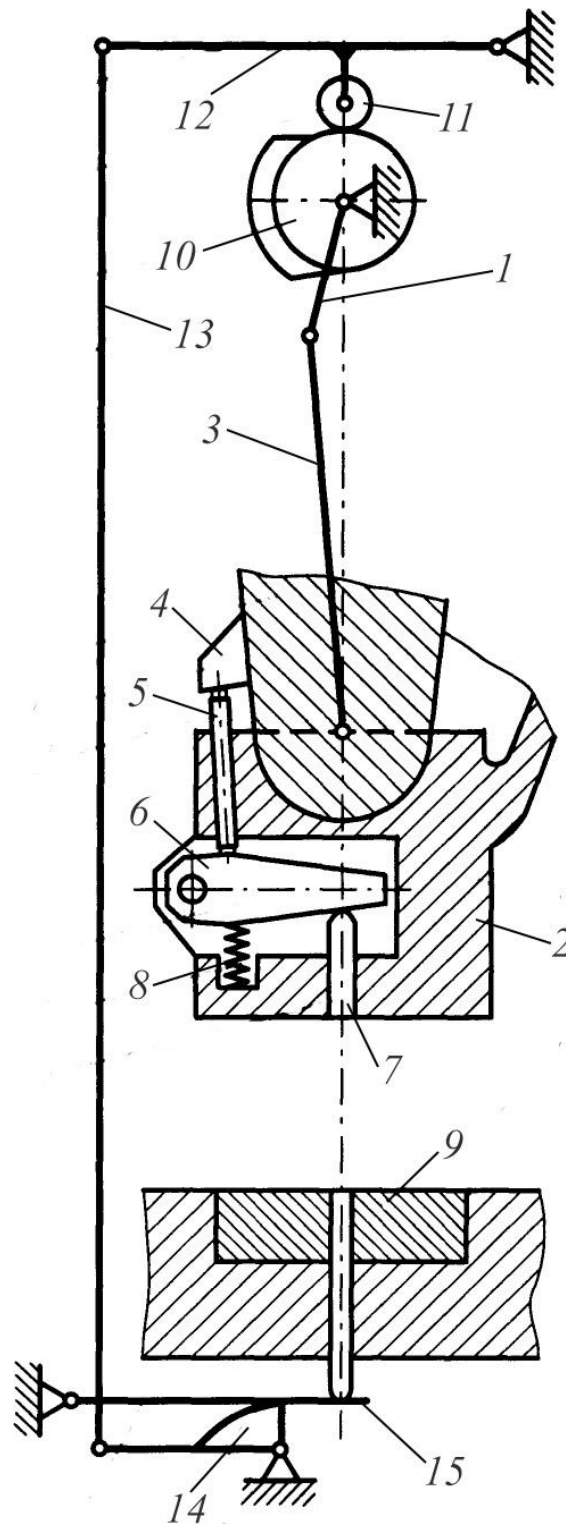


Рисунок 1.1.6. Кинематическая схема прессы с двумя выталкивателями.

При движении ползуна 2 вверх шатун 3 отклоняется от вертикали влево. При некотором угле поворота кривошипа 1 упор 4 нажимает на стержень 5, воздействующий на рычаг 6. Под действием стержня 5 рычаг 6 выталкивает обработанную деталь 7 из ползуна 2. Возврат рычага 6 в исходное положение

осуществляется за счет пружины 8. Подъем нижнего выталкивателя 9 происходит за счет поворота кулачка 10, поднимающего ролик 11 и рычаг 12, который через тягу 13 и кулачок 14 воздействуют на рычаг 15.

В конструкциях замков применяют дифференциальные рычажные механизмы, схема такого механизма [56] представлена на Рисунке 1.1.7.

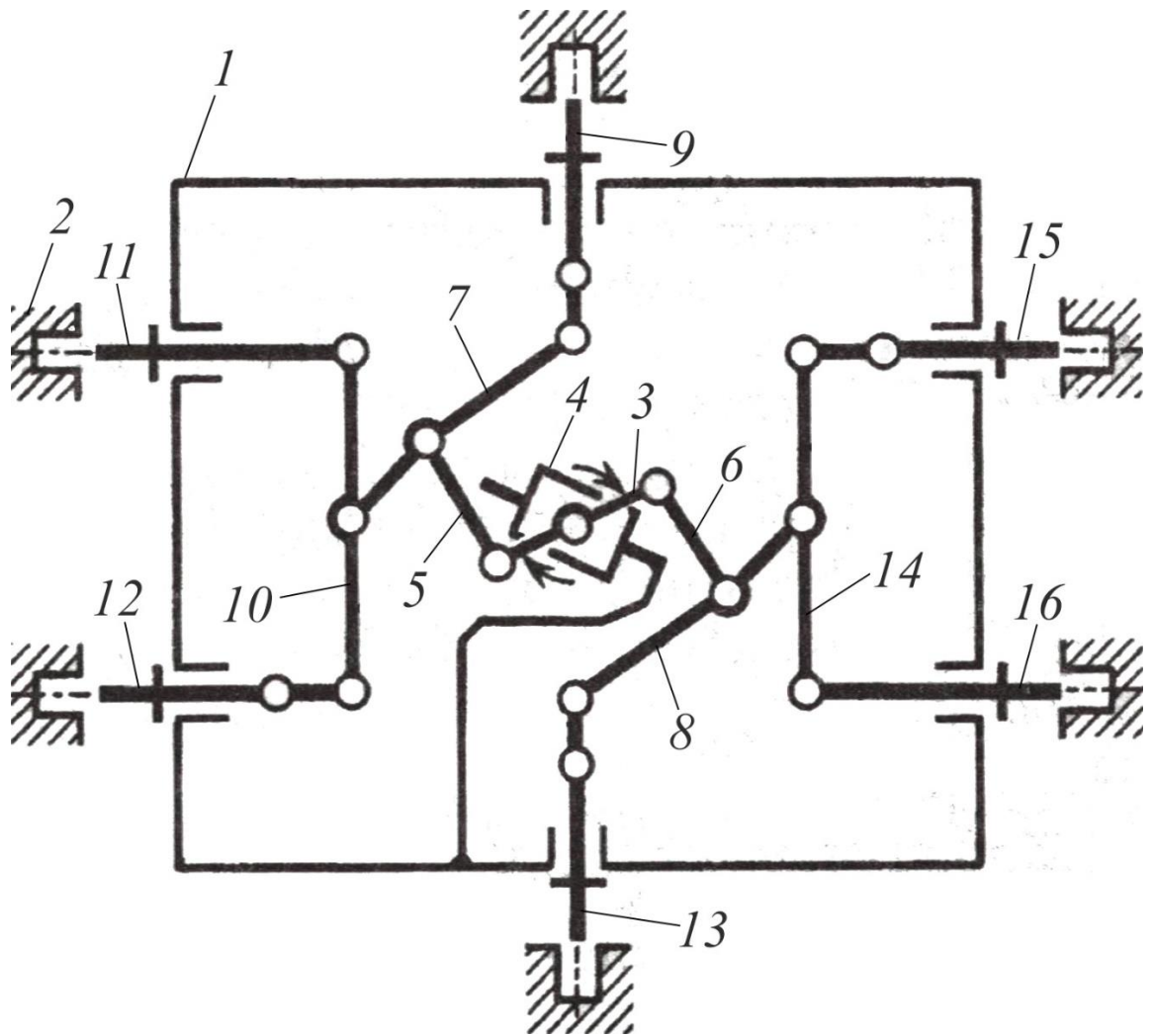


Рисунок 1.1.7. Дифференциальный рычажный механизм.

На Рисунке 1.1.7 представлен механизм привода замка, соединяющий деталь 1 (дверца или люк) и неподвижный корпус 2. Двигатель вращает рычаг 3, шарнирно соединенный с ползуном 4, который может самоустанавливаться в зависимости от сопротивления шатунов 5 и 6. От шатунов 5 и 6 силы передаются соответственно рычагам 7 и 8. От рычага 7 силы распределяются между штырем 9 и рычагом 10 таким образом, что на штырь 9 приходится в 2

раза меньшая сила, чем на рычаг 10, приводящий в действие два штыря 11 и 12. То же относится к штырю 13 и рычагу 14.

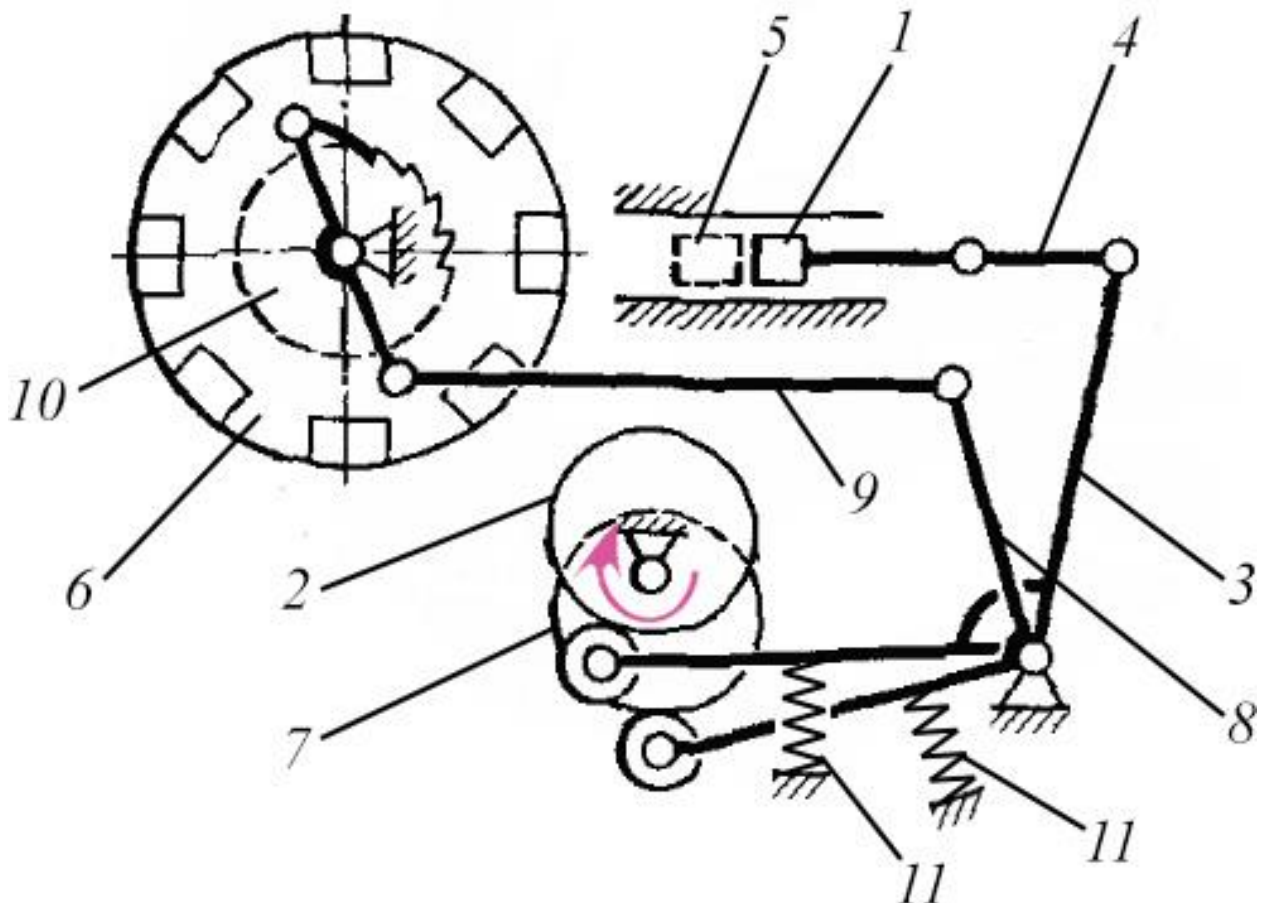
Особенностью механизма является то, что в отверстия корпуса 2 в первую очередь входит тот штырь (9, 11, 12, 13, 15, 16), который имеет наилучшее совпадение положения отверстия и штыря. После достижения штырем упора в соответствующее отверстие входит другой штырь, имеющий наименьшее сопротивление из еще не введенных штырей. В результате, мощность привода и движущие силы рассчитывают на введение только одного штыря. Кроме того, можно добиться более плотного соединения штырей и отверстий в корпусе, т.к. одновременное введение штырей потребовало бы больших зазоров. При реверсировании привода в первую очередь извлекаются штыри, имеющие наименьший натяг в соединении с корпусом, и далее в последовательности нарастания силы [56].

Известен [8] также подобный представленному на Рисунке 1.1.7 дифференциальному рычажному механизму рычажно-зубчатый механизм запора холодильного шкафа.

Применение многопоточных многоподвижных систем имеет, пожалуй, наибольшее распространение в упаковочных машинах для пищевых производств, в которых кулачковые рычажные механизмы выполняют мелкие операции подачи упаковочного материала, обрезки, формирование упаковки, завертки, закрытия, герметизации и т.п.

На Рисунке 1.1.8 показан двухподвижный механизм подачи изделия на поворотный стол упаковочной машины [56, 58].

В представленном механизме (Рисунок 1.1.8) движение ползуна 1 сообщается от кулачка 2 через коромысло 3 и шатун 4. Ползун 1 подает изделие 5 на поворотный стол 6, поворачивающийся от кулачка 7 с помощью коромысла 8, шатуна 9 и храпового механизма 10. Пружины 11 поджимают коромысла 3 и 8 к кулачковому валу привода и обеспечивают возврат механизма в исходное положение.



*Рисунок 1.1.8. Кинематическая схема механизма подачи изделия на поворотный стол упаковочной машины.*

На Рисунке 1.1.9 представлена [15] кинематическая схема исполнительных механизмов для фасовки и упаковки пастообразного продукта в стаканчики, закрываемые платинкой и крышкой. Упаковочная машина состоит из отдельных подсистем механизмов (отмечены на Рисунке 1.1.9), которые последовательно соединены с единственным электродвигателем машины. Сложность наладки, перенастройки на другую форму тары и высокая металлоемкость подобных машин [48, 81] компенсируется их достаточно высокой надежностью и длительным сроком службы. Несмотря на развитие в настоящее время мехатронных машин-автоматов, связанного с низкой стоимостью приводов, доступностью систем управления и различных датчиков, подобные машины (Рисунок 1.1.9) до сих пор производятся и пользуются спросом [33, 97, 113, 125].

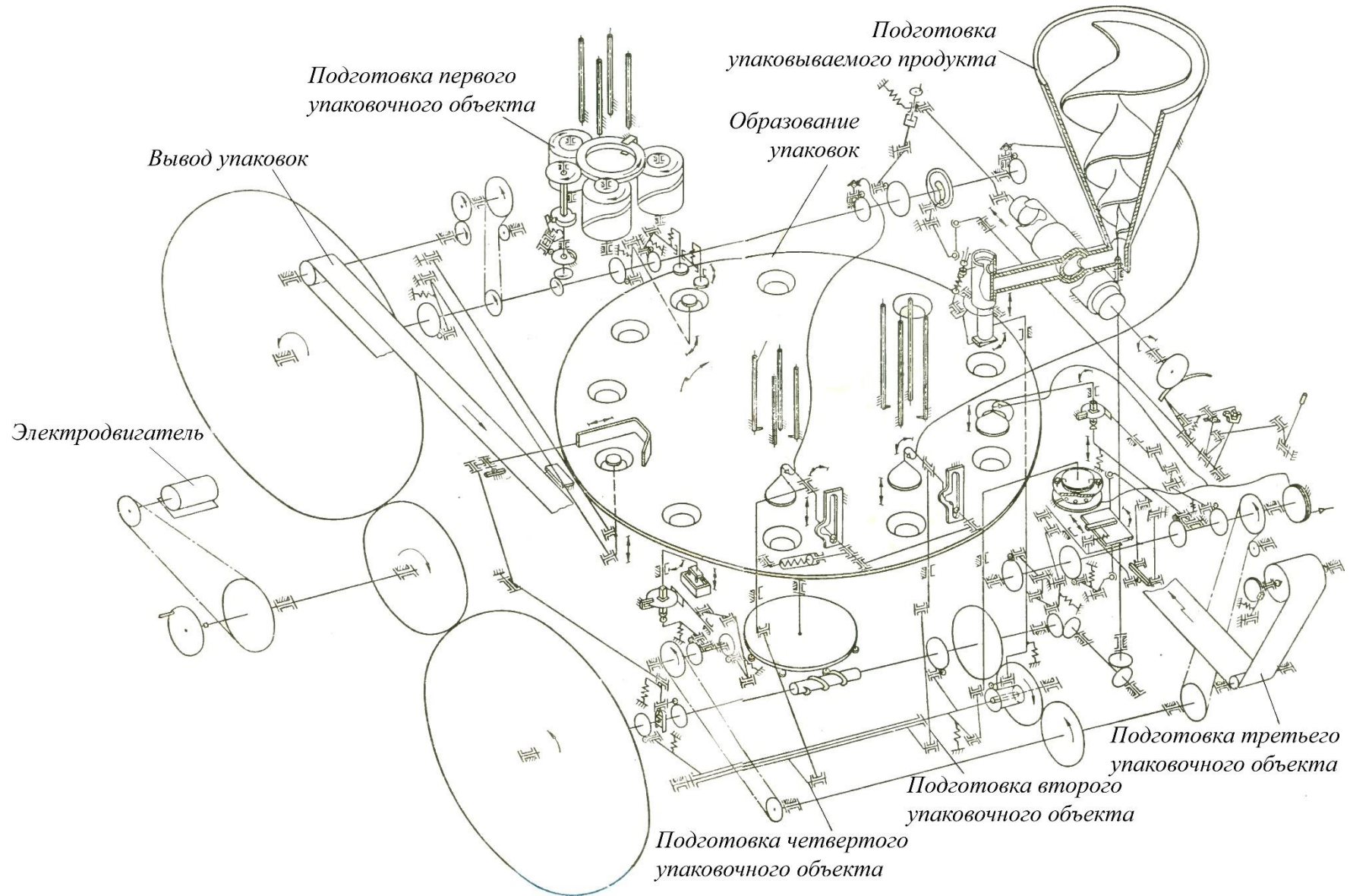


Рисунок 1.1.9. Кинематическая схема упаковочной машины.

Многопоточные рычажные системы применяются в системах управления. На Рисунке 1.1.10 показан автомат перекоса несущего винта вертолета [56], предназначенный для управления величиной и направлением равнодействующей аэродинамических сил за счет изменения углов установки лопастей.

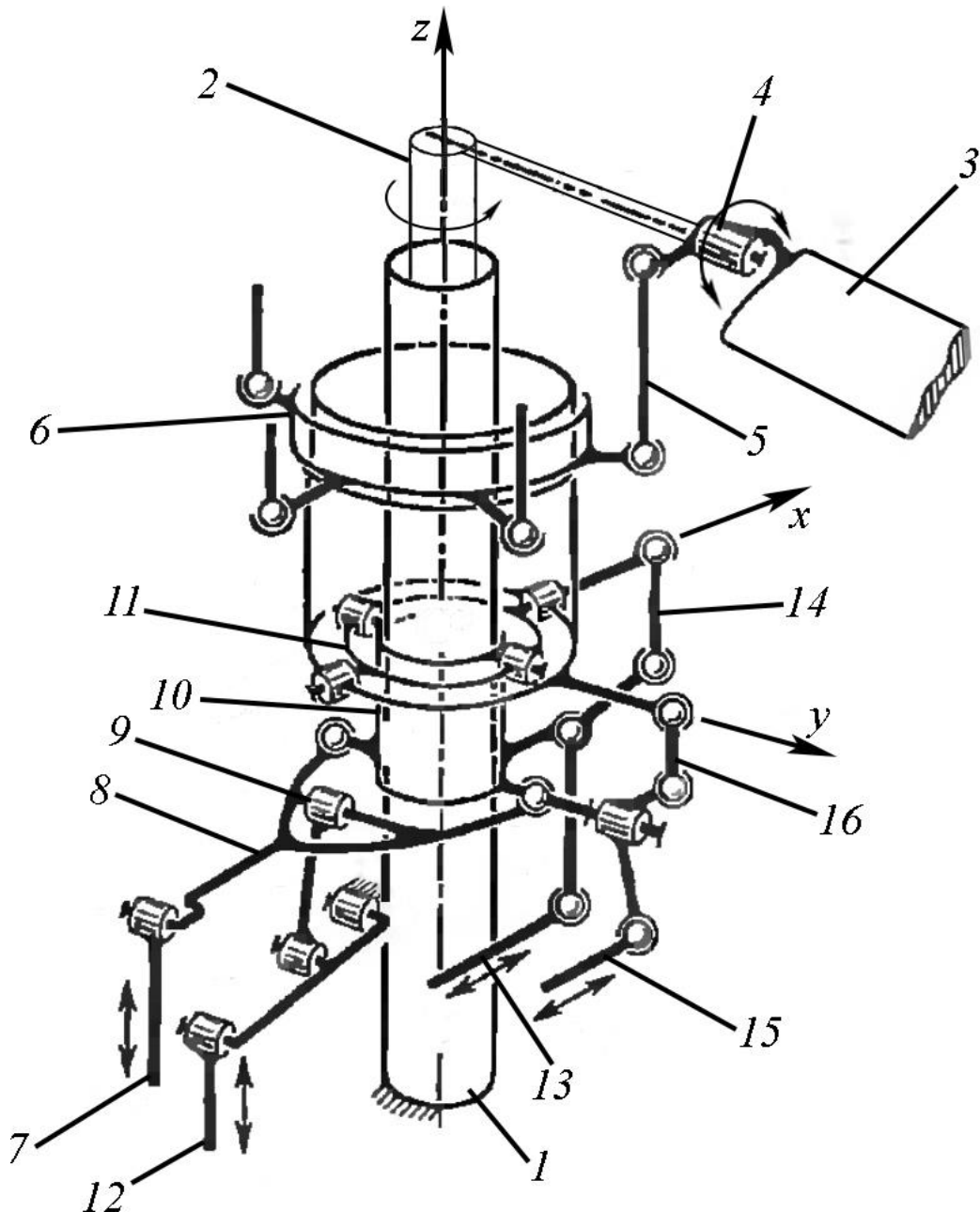


Рисунок 1.1.10. Автомат перекоса несущего винта вертолета.

Механизм (Рисунок 1.1.10) расположен на трубе 1, внутри которой размещен выходной вал 2. Каждая из лопастей 3 соединена с валом 2 через



втулку 4. Втулка 4 имеет возможность вращаться с помощью тяги 5, которая закреплена на кольце 6. Регулирование подъемной силы вдоль вертикальной оси  $z$  производится за счет изменение шага винта всех лопастей и осуществляется с помощью управляющей тяги 7, перемещение которой передается рычагом 8, вращающимся относительно опоры 9, ползуну 10, смещающему универсальный шарнир 11, который в свою очередь перемещает кольцо 6. Управляющая тяга 12 предназначена для регулировки положения опоры 9 рычага 8. Управление движением вертолета вдоль оси  $x$  (вперед или назад) осуществляется с помощью тяги 13, перемещение которой передается системой рычагов 14 на универсальный шарнир 11, поворачивающийся вокруг оси  $y$ . Аналогично происходит управление движением вдоль оси  $y$ . При этом воздействуют на тягу 15, которая через систему рычагов 16 поворачивает универсальный шарнир 11 вокруг оси  $x$ .

Механизм поворота лопастей авиационного винта, представляющий собой многопоточный зубчатый дифференциальный механизм, представлен в [9]. Этот механизм и рычажный механизм на Рисунке 1.1.10 относятся к пятому пункту классификации: многодвигательные приводы с неподвижным соединением выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном. Таким образом, применения принципа многопоточности позволило достаточно просто решить задачу управления движением вертолета.

К этому же пункту классификации относится механизм подъема груза, применяемый в башенных кранах [1, 40, 67] и представленный на Рисунке 1.1.11. Механизм (Рисунок 1.1.11) содержит два двигателя и дифференциал и допускает четыре режима изменения скорости вращения выходного звена.

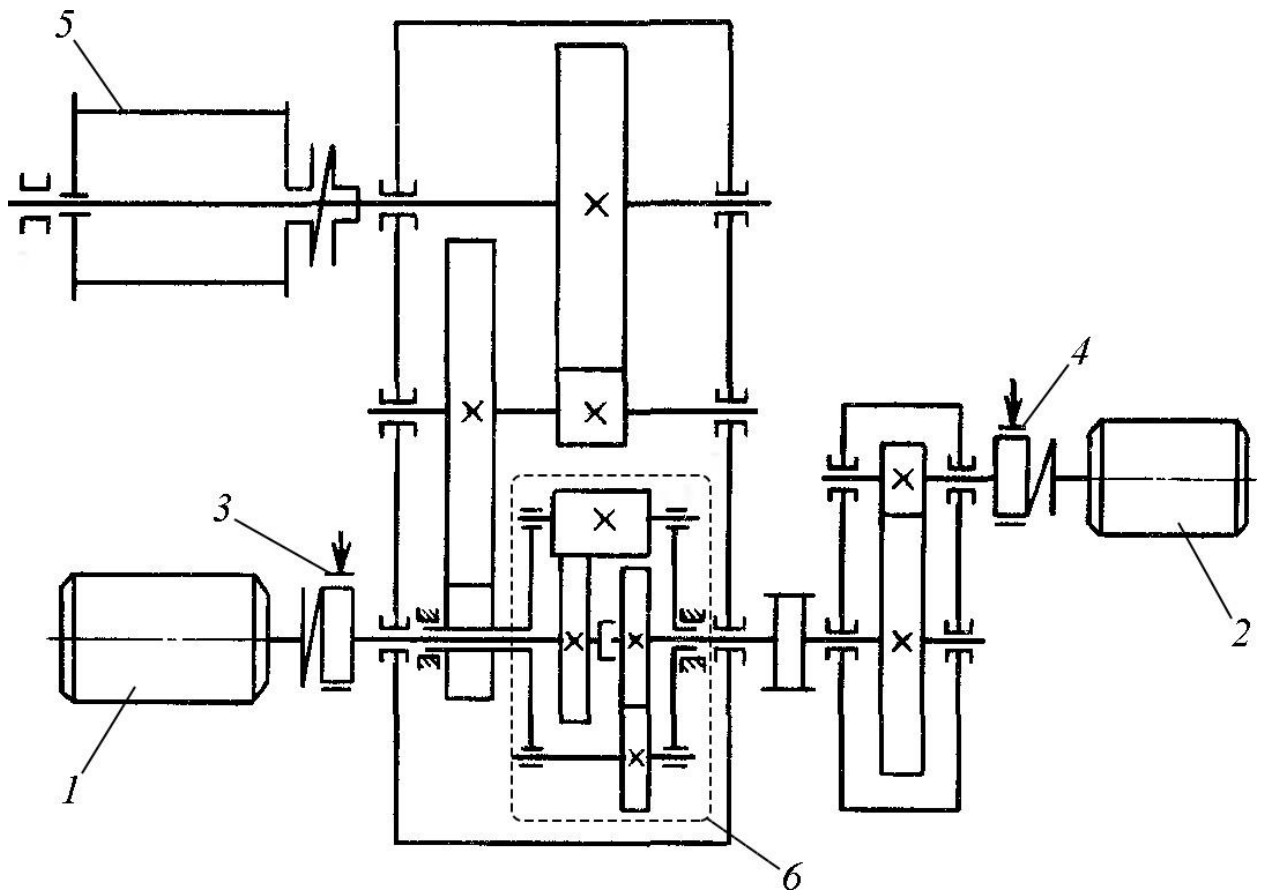


Рисунок 1.1.11. Механизм подъема с двумя двигателями и дифференциалом.

В механизме на Рисунке 1.1.11 имеются два электропривода 1 и 2, снабженные тормозами 3 и 4, наматывающий барабан 5 и дифференциальный механизм 6 с парными сателлитами. Четыре скорости наматывающего барабана достигаются при попеременном включении электроприводов 1 и 2 и при их одновременном включении и вращении в одном или противоположных направлениях.

Представленный в настоящем параграфе обзор многопоточных механизмов, применяемых в различном технологическом оборудовании и системах управления, показывает, что наибольшее распространение имеют механизмы с разветвленными кинематическими цепями, в которых к общему двигателю присоединяются одновременно или выборочно несколько выходных звеньев. Представленные механизмы воспроизводят несколько независимых перемещений выходных звеньев от одного привода. Они получили развитие в первую очередь в связи с высокой стоимостью электродвигателей, в результате все необходимые технологические операции

выполняются одним двигателем, связанным с исполнительными устройствами механизма с помощью кинематических цепей. Поэтому для реализации необходимых перемещений выходных звеньев, а также их временных остановок широкое распространение получили рычажные, кулачковые, зубчатые, винтовые, мальтийские и другие типы механизмов.

В настоящее время относительно невысокая стоимость приводов, датчиков и систем управления позволяют создавать механизмы машин на основе мехатронной структуры [51 – 53, 82], поэтому довольно часто технологические операции выполняются не отдельным исполнительным механизмом, кинематически связанным с основным двигателем, а отдельным приводом. Причем имеет место разделение движений и использование различных приводов для перемещений выходного звена и выполнения им силового или технологического воздействия.

## § 1.2. Многопоточные зубчатые коробки передачи транспортных средств

В данном параграфе ставится задача анализа многопоточности в механизмах зубчатых коробок передач [10] транспортных средств, относящихся к 4-му пункту классификации многопоточных систем. Наличие многопоточности в коробках передач позволяет уменьшить нагрузки на звенья передач, габаритные размеры и массу агрегата.

Далее рассмотрим кинематические схемы коробок передач, в соответствии с типом передач, используемым в их конструкциях.

### 1.2.1. Вальные коробки передач

На каждой ступени коробки передач с неподвижными осями зубчатых колес работают в основном одна-две зубчатых пары. Каждый из механизмов, составляющий коробку передач, имеет одну степень свободы. Передачи с неподвижными осями колес проще по конструкции, чем коробки, состоящие из планетарных механизмов, но уступают по радиальным габаритным размерам и массе [21]. На Рисунке 1.2.1а [57] в качестве примера представлена

кинематическая схема 5-ти ступенчатой коробки передач с неподвижными осями. Каждая ступень реализуется включением только одного синхронизатора, при этом соответствующее зубчатое колесо жестко соединяется с валом, на котором оно расположено. Синхронизатор  $s_{34}$  в левом положении включает 3-ю ступень, а в правом 4-ю; синхронизатор  $s_{R2}$  соответственно ступень заднего хода и 2-ю. Здесь и далее на кинематических схемах коробок передач I – входной вал; O – выходной.

Таким образом, вальные коробки передач на каждой ступени могут иметь только последовательное соединение внутренних механизмов. Т.е. любую вальную коробку передач можно представить только одной обобщенной структурной схемой (Рисунок 1.2.1б), предполагая, что встроенные в нее элементы управления реализуют различные передаточные отношения от входа I к выходу O.

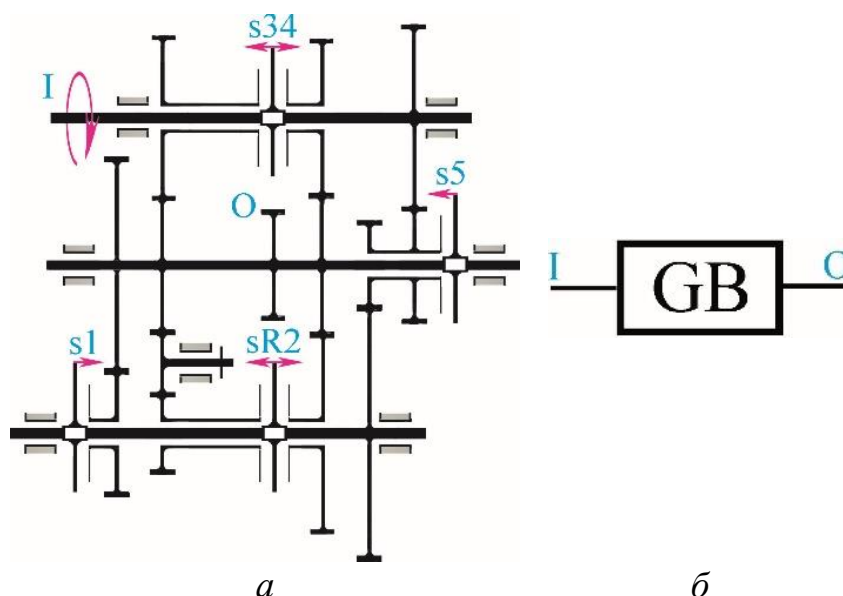


Рисунок 1.2.1. а – кинематическая схема 5-ти ступенчатой коробки передач с неподвижными осями колес; б – структурная схема вальной коробки передач.

Для снижения времени переключения в коробках передач с неподвижными осями колес применяют разветвленную компоновку, которая позволяет осуществлять переключение ступеней в ненагруженной ветви, то

есть следующая ступень может быть заранее подготовлена до ее непосредственного включения [167].

Пример 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями [184] представлен на Рисунке 1.2.2а.

Известны 7-ми [142], 10-ти [112, 143] ступенчатые схемы коробок передач с двумя сцеплениями различной компоновки. Среди плюсов коробок передач с двумя сцеплениями следует отметить высокий КПД и малое время переключения ступеней [146, 194]. Среди недостатков – ограничение по максимальному моменту привода и высокая стоимость.

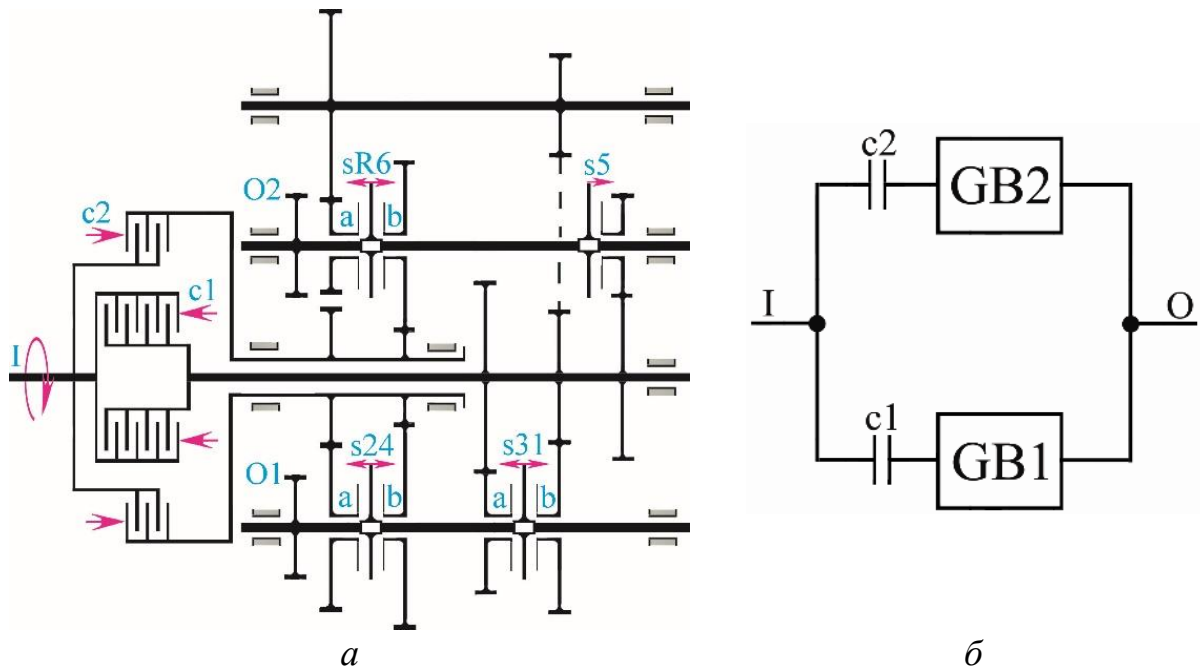


Рисунок 1.2.2. а – кинематическая схема 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями; б – структурная схема коробки передач с двумя сцеплениями.

Условно коробку передач с двумя сцеплениями можно представить в виде двух внутренних коробок передач GB, за поочередное соединение которых с ведущим валом отвечает соответствующая многодисковая фрикционная муфта, расположенная на входе коробки передач (Рисунок 1.2.2б). Каждая внутренняя GB состоит из механизмов с неподвижными осями валов и отвечает за включение нечетных либо четных ступеней, т.е. внутренние коробки передач GB работают попеременно, а за их включение

отвечают многодисковые муфты  $c_1$  и  $c_2$ . Внутренние коробки передач также имеют свои элементы управления, которые соединяют входное звено внутренней коробки с зубчатой парой, изменяющей скорость входного звена в соответствии с требуемым передаточным отношением.

Структура коробки передач с двумя сцеплениями (Рисунок 1.2.2б) представляет собой замкнутый контур, но в ней разделение мощности на два потока не происходит, поскольку в схеме отсутствует механизм, суммирующий движение по обеим ветвям контура. Ветви работают поочередно за счет соответствующего переключения муфт  $c_1$  и  $c_2$ , а мощность передается от входного звена  $I$  к выходному  $O$  всегда одним потоком: либо через внутреннюю коробку передач  $GB_1$ , либо через  $GB_2$ .

В вальных коробках передач в случае, если удастся разместить элементы управления с тремя состояниями так, чтобы каждый из них отвечал за включение двух ступеней, соотношение между числом ступеней коробки передач и количеством элементов управления всегда  $\geq 0,5$ , т.е. за включение двух механизмов  $G$  отвечает один элемент управления. В обычной вальной коробке передач  $N = N_{GB}$ . А общее количество элементов управления  $U = N/2$ .

В преселективных коробках передач это соотношение всегда несколько превышает 1. Число  $N$  ступеней в любой преселективной коробке передач определяется суммой:

$$N = N_{GB_1} + N_{GB_2} \quad (1.2.1)$$

А общее количество  $U$  элементов управления в преселективной коробке передач составит:

$$U = N/2 + 2 \quad (1.2.2)$$

При необходимости организации дополнительной ступени следует добавить в одну из внутренних коробок передач управляющую муфту с соответствующей зубчатой парой. Поэтому «цена»  $\Delta U/\Delta N$ , которую необходимо «заплатить» за каждую дополнительную ступень преселективной коробки передач всегда равна 0,5.

### 1.2.2. Планетарные коробки передач

Основными преимуществами планетарных механизмов являются высокая нагрузочная способность, износостойкость, простая система управления, малый вес и габаритные размеры [101]. Конструктивно планетарные коробки передач состоят из набора планетарных механизмов (рядов) и управляющих элементов (тормозов и муфт), соединяющих звенья планетарных механизмов с неподвижным корпусом коробки или друг с другом. Количество ступеней в планетарной коробке передач зависит от количества и вида используемых планетарных механизмов. Наиболее заметный вклад в разработку методов анализа, расчета, синтеза и проектирования планетарных передач внесли работы А.С. Антонова [4, 5], Д.П. Волкова и А.Ф. Крайнева [20, 21, 61], А.Н. Иванова [42], П.Н. Иванченко [43], Ю.Н. Кирдяшева [44], В.И. Красенькова и А.Д. Вашеца [63], М.А. Крейнеса [64], М.К. Кристи [65], В.Н. Кудрявцева [66], М.В. Нагайцева и С.А. Харитонова [101, 102], В.Н. Прокофьева [78], Л.Н. Решетова [79], К.Д. Шабанова [109], К. Arnaudov [117, 118], К. Kutzbach [163], Н.В. Müller [172], R. Willis [195], A. Wolf [196] и др.

Планетарная коробка передач состоит только из планетарных механизмов различных типов, между звеньями которых (включая неподвижный корпус) организованы управляемые связи. При включении с помощью муфт связей в различных сочетаниях коробка передач обеспечивает различные передаточные отношения на выходном валу, образуя при этом последовательное, параллельное или смешанное соединение планетарных механизмов.

При параллельном соединении образуются замкнутые контуры, в каждом из которых поток мощности разделяется на две параллельные ветви. Как правило (во всяком случае, это стараются всегда обеспечить), момент в каждой ветви контура меньше, чем момент, приложенный к контуру. Именно это свойство замкнутых механизмов позволяет уменьшить нагрузки на

внутренние звенья и тем самым улучшить массогабаритные показатели коробки передач.

Свойство многопоточности планетарных коробок передач проиллюстрируем на примере статического анализа планетарной 8-ми ступенчатой коробки передач фирмы ZF Friedrichshafen [132, фиг. 1], [60]. Кинематическая схема рассматриваемой коробки приведена на Рисунке 1.2.3а, а статический анализ при включении пятой ступени на Рисунке 1.2.3б. Суть методики статического анализа заключается в замене планетарных механизмов на обобщенные и построение структурной схемы коробки передач, соответствующей рассматриваемой ступени [88]. На входе I коробки передач приложен момент  $T$ , а на выходе O соответственно  $iT$ , где  $i$  – передаточное отношение рассматриваемой ступени. На Рисунке 1.2.3б цифрами показаны величины моментов, действующие на внутренние звенья а, b, h планетарных механизмов коробки передач.

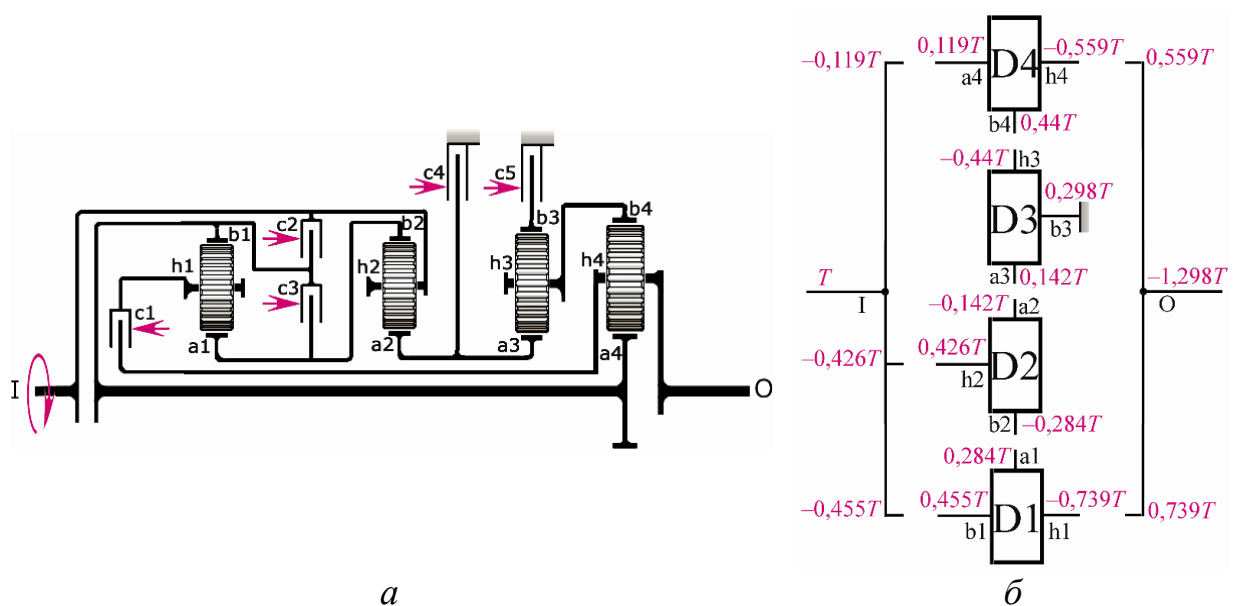


Рисунок 1.2.3. а – кинематическая схема 8-ми ступенчатой планетарной коробки передач; б – статический анализ 5-й ступени.

На 5-й ступени коробки передач (Рисунок 1.2.3б) работают все четыре планетарных механизма, на выходном валу коробки обеспечивается момент  $T_0$  больший, чем входной момент  $T_1$ , все внутренние звенья нагружены



моментом, существенно меньшим входного. Действительно, в структурной схеме можно выделить три замкнутых взаимосвязанных контура:  $I - D4 - D2 - I$ ;  $I - D2 - D1 - I$ ;  $I - D4 - O - D1 - I$ , а входной момент  $T_I$  разделяется в соотношении:  $0,119 / 0,426 / 0,455$ , обеспечивая малые нагрузки на звеньях дифференциалов. За счет контуров 1 и 2 на выходах дифференциалов D4 и D1 формируются моменты соответственно  $0,559T$  и  $0,739T$ , которые, суммируясь на выходном звене, дают уже больший, чем  $T_I$  момент, а именно  $1,298T$ .

В тоже время создать такую коробку передач, в которой на всех ступенях обеспечивались бы малые нагрузки на внутренних звеньях (меньших  $T_O$ ) удастся не всегда. В той же планетарной коробке (Рисунок 1.2.3а) на передаче реверса, структурная схема которой показана на Рисунке 1.2.4а имеет место последовательное соединение дифференциала D2 с замкнутым контуром  $D1 - D4 - O - D1$  (на этой ступени дифференциал D3 блокируется – работает с передаточным отношением, равным 1, и потому на структурной схеме не показан).

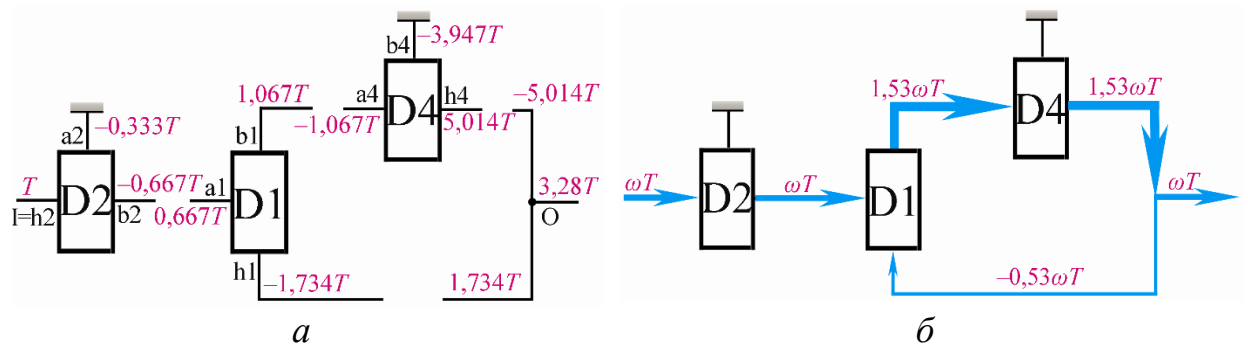


Рисунок 1.2.4. а – статический анализ коробки передач на ступени реверса; б – иллюстрация явления циркуляции мощности на ступени реверса.

Распределение моментов по ветвям контура выполняется на дифференциале D1, и оказывается, что в ветвях контура возникают моменты, не только большие, чем  $T_I$ , но даже большие, чем  $T_O$ . В данном случае за счет неблагоприятного передаточного отношения дифференциала D1 ветви контура перегружены некоторым дополнительно возникающим (паразитным)

моментом. В результате на выходном звене  $O$  суммируются моменты разных знаков:  $+1,734T$  и  $-5,014T$ , один из которых всегда по модулю больше момента  $T_O$  на выходном звене контура. Здесь имеет место эффект циркуляции мощности (Рисунок 1.2.4б).

Эффект возникновения паразитного момента в замкнутых контурах планетарных коробок передач известен под названием циркуляции мощности, циркуляции энергии или циркуляции силового потока и исследован в работах [5, 20, 21, 63, 66, 109, 172]. Не останавливаясь на терминологических особенностях, в дальнейшем будем придерживаться термина циркуляция мощности. Силовой поток, проходящий через звено, оценивается мощностным фактором – произведением момента, передаваемого этим звеном, на его угловую скорость [5]. Если силовой поток направлен от входного звена контура к выходному, то такой поток считается положительным. Явление циркуляции заключается в том, что в одной из ветвей образуемого дифференциалом замкнутого контура имеет место отрицательный силовой поток, который как бы циркулирует в контуре.

Циркуляция мощности встречается во многих сложных схемах планетарных коробок передач. Это является следствием необходимости обеспечения максимального количества ступеней при приемлемом ряде передаточных отношений в схемах, имеющих минимальное количество дифференциалов и элементов управления. В результате чего схемы, состоящие только из дифференциалов (планетарные коробки передач), получаются довольно сложными, и предусмотреть возможное возникновение циркуляции при выполнении заданного ряда передаточных отношений является непростой задачей.

В работе [14] опубликована методика синтеза планетарных коробок передач, в которой отбраковываются схемы, имеющие циркуляцию мощности. Но в ряде случаев отбраковка схем коробок передач, на некоторых ступенях которых наблюдается циркуляция мощности, приводит к потере схем, обладающих достаточно высокими показателями. Поэтому приходится

смириться с этим негативным фактором: если момент на внутренних звеньях превышает выходной момент в 2 – 3 раза, то такая циркуляция считается незначительной [20]. Высокие моменты внутренних звеньев, обусловленные циркуляцией, приводят к увеличению потерь в зацеплении, нагреву, снижению КПД механизмов, увеличению массы и размеров фрикционных элементов управления.

Соотношение между числом ступеней и количеством элементов управления в планетарной коробке передач зависит от числа  $W$  ее степеней свободы. Каждая ступень включается не одним элементом управления, а определенным сочетанием нескольких элементов.

Минимальное число  $U$  управляющих муфт связано с числом  $N$  ступеней и числом  $W$  степеней свободы коробки известным соотношением [44, 66]:

$$N \leq C_U^{W-1} = \frac{U!}{(W-1)!(U-W+1)!} \quad (1.2.3)$$

где  $C$  – число сочетаний.

В Таблице 1.2.1 [111] приведены минимальные значения  $U$  при различных  $N$  и  $W$ .

Таблица 1.2.1.

$N$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$U$ при $W = 2$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$U$ при $W = 3$	4 (4,8)	4 (5)	4 (5)	5 (5,5*)	5 (6,7*)	5 (6*)	5	6	6
$U$ при $W = 4$	4 (4,23)	5 (7,5)	5	5	5 (6*)	5 (6)	5	6	6
$U$ при $W = 5$	5	5	6	6 (6*)	6 (6,9*)	6 (7*)	6	6	6

В скобках Таблицы 1.2.1 даны средние фактические значения  $U$  по известным из технической литературы и применяемым коробкам передач. Наличие \* в скобках указывает на схемы, известные по патентам.

Несовпадение теоретически минимального числа  $U$  элементов управления с фактическим (указанным в скобках) обусловлено сложностью синтеза схем планетарных коробок передач с большим числом ступеней и многообразием предъявляемых к коробкам передач требований. Из Таблицы 1.2.1 видно, что при количестве ступеней  $N \geq 5$  неразумно использовать

коробки передач с числом степеней свободы  $W = 2$ , поскольку они потребуют большего количества элементов управления.

В отношении перспективы увеличения количества ступеней следует сказать, что «цена» за такое увеличение, выраженное в количестве дополнительных элементов управления, как видно из (1.2.3), зависит от числа  $W$  степеней свободы планетарной коробки передач. Например, при  $W = 2$  «цена»  $\Delta U/\Delta N$  всегда равна 1, что делает ее близкой по этой характеристике к коробке передач с двумя сцеплениями. С ростом  $W$  «цена» уменьшается. Например, при  $W = 3$  при наращивании  $U$  на 1 с 4 до 5 теоретически можно получить коробку передач, имеющую от 7 до 10 ступеней, т.е. в этом случае «цена»  $\Delta U/\Delta N$  будет равна 0,25 [85, 89]. Однако, вследствие сложности синтеза планетарных коробок передач, как видно из данных в Таблице 1.2.1, такая «цена» не достигается ни на практике, ни из технической и патентной литературы. Это говорит о том, что к настоящему времени планетарные коробки передач по количеству выполняемых ступеней близки к насыщению и практически не позволяют их увеличить, если не использовать более сложные планетарные механизмы, имеющие парные и двухвенцовые сателлиты [90].

### 1.2.3. Вально-планетарные коробки передач

Коробки передач, состоящие из комбинаций соединения планетарных механизмов и передач с неподвижными осями зубчатых колес, в литературе называют вально-планетарными коробками [2, 3, 54, 74, 75]. Следует различать вально-планетарные коробки передач последовательного соединения и параллельного – через дифференциал. При последовательном соединении вальной части коробки и планетарного механизма мощность двигателя в коробке передается одним потоком. При параллельном соединении поток мощности разделяется или суммируется с помощью дифференциалов. В настоящее время нашли применение только вально-планетарные коробки передач последовательного соединения в трансмиссиях

тяжелонагруженных транспортных средств, тракторов, сельскохозяйственной, строительной и дорожной техники [87] и для целей настоящей работы интереса не представляют. Многопоточные вально-планетарные коробки передач параллельного соединения встречаются только в патентной литературе, некоторые тенденции конструирования таких коробок приведены ниже.

Параллельное соединение вальных частей коробки с дифференциалами дает ряд преимуществ, среди них:

- разделение потока мощности на две параллельные ветви и, как следствие, уменьшение нагрузок на внутренние звенья;
- большее число ступеней за счет возможности работы дифференциала на различных режимах;
- использование простых механизмов;
- число элементов управления переключениями ступеней меньше по сравнению с коробками передач, составленными из механизмов одного типа.

Ниже рассмотрим некоторые отдельные схемы вально-планетарных коробок передач параллельного соединения, известные из патентов.

На Рисунке 1.2.5 показана кинематическая схема коробки передач трактора [39] с дифференциальным распределительным механизмом, имеющая 5 ступеней переднего хода и 3 заднего. Коробка передач имеет четыре муфты 7, 8, 18, связывающие звенья дифференциалов с соответствующей зубчатой парой, блокировочную муфту 17, соединяющую солнечное колесо с эпициклом, и два тормоза 21, 22, останавливающие соответственно эпицикл и солнечное колесо планетарного дифференциала. На Рисунке 1.2.5 не показана паразитная шестерня для ступеней заднего хода, расположенная между колесом, соединенным с муфтой 8, и соответствующим колесом выходного вала О.

В Таблице 1.2.2 приведены состояния управляющих элементов коробки передач (Рисунок 1.2.5) для каждой ступени и режимы работы коробки («→» -

однопоточный; « $\Rightarrow$ » - двухпоточный). Величины передаточных отношений от I к O в [39] не приведены.

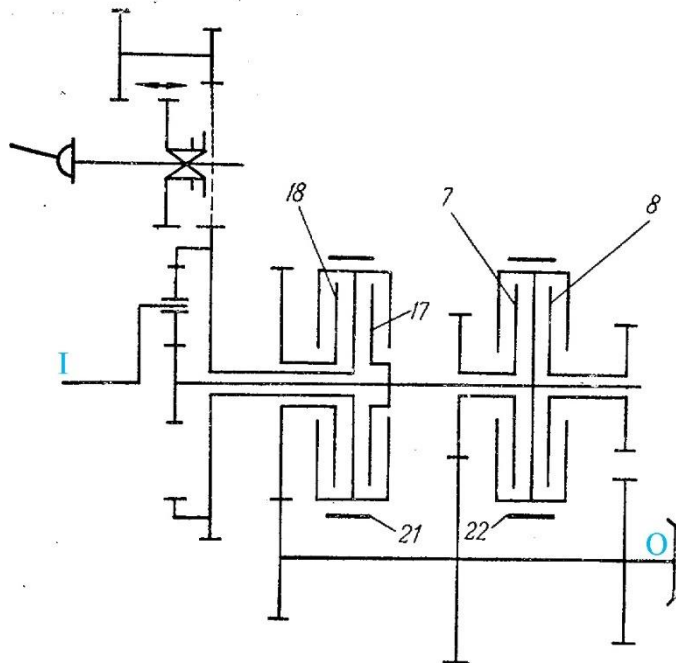


Рисунок 1.2.5. Кинематическая схема вально-планетарной коробки передач трактора.

Таблица 1.2.2.

№ ступени, режим	7	8	17	18	21	22
1 –	×		×			
2 =	×			×		
3 –	×				×	
4 –			×	×		
5 –				×		×
R1 –		×	×			
R2 =		×		×		
R3 –		×			×	

Следует отметить, что на второй ступени заднего хода присутствует циркуляция мощности, т.к. направление вращения первого колеса выходного вала O слева направо не совпадает с направлением вращения третьего колеса. Кроме того, при включении тормоза 21 (ступени 3 и R3 в Таблице 1.2.2)

эпицикл планетарного механизма связывается с корпусом, в результате будет неподвижен вал отбора мощности (показан в левой верхней части схемы на Рисунке 1.2.5).

Схожую конструкцию имеет 6-ти ступенчатая вально-планетарная коробка передач [188] с одной ступенью реверса, в которой также используется 4 муфты и 2 тормоза.

На Рисунке 1.2.6 представлена кинематическая схема 9-ти ступенчатой коробки передач [122] с планетарным распределительным механизмом. Коробка передач имеет 4 синхронизатора с тремя положениями и 3 муфты 90, 91, 92, соединяющие входной вал соответственно с эпициклом 34, водилом 37, солнечным колесом 32 планетарного дифференциала.

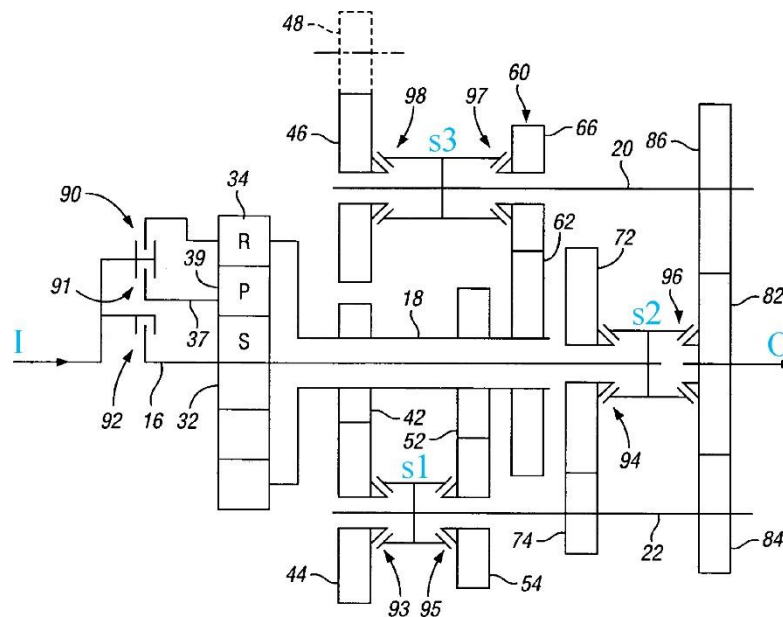


Рисунок 1.2.6. Кинематическая схема 9-ти ступенчатой вально-планетарной коробки передач.

В Таблице 1.2.3 приведены состояния управляющих элементов коробки передач (Рисунок 1.2.6) для каждой ступени, передаточные отношения от I к O и режимы работы коробки («—» - однопоточный; «=>» - двухпоточный).

Таблица 1.2.3.

№ ступени, режим	90	91	92	s1		s2		s3		$i_{10}$
				93	95	94	96	97	98	
1 –	×			×						4,09
2 =		×		×		×				3,52
3 –			×			×				2,47
4 =		×			×	×				1,72
5 –	×				×					1,31
6 =		×			×		×			1,20
7 –			×				×			1,00
8 =		×					×	×		0,76
9 –	×							×		0,64
R –	×								×	-3,53

Как видно из Таблицы 1.2.3 на двухпоточных режимах включены 3 элемента управления, а на однопоточных 2. Это позволяет в незадействованной на однопоточном режиме ветви передачи мощности заранее включить элемент управления следующей ступени. Коробка передач по способу управления напоминает вальную коробку передач с двумя сцеплениями, в которой вместо двух входных фрикционов установлены три фрикциона, управляющие дифференциалом. На первой ступени синхронизатор 94 может быть заранее включен, тогда переключение на вторую ступень может производиться включением и выключением одной пары муфт 91 и 90. При переключении со второй на третью ступень синхронизатор 93 может быть выключен после срабатывания пары муфт 91 и 92. Перед переключением с третьей на четвертую ступень синхронизатор 95 может быть заранее включен. Таким образом чередованием двух- и однопоточных режимов в коробке (Рисунок 1.2.6) реализуется все 9 ступеней.

Подобные решения использованы в 7-ми ступенчатой коробке передач [157], содержащей 3 муфты и 2 синхронизатора с тремя положениями, а также в 8-ми ступенчатой коробке передач [176], содержащей 3 муфты, 1 тормоз и 4 синхронизатора с двумя состояниями, и других.



Различные способы соединения валовых коробок передач с двумя сцеплениями и дифференциальных механизмов встречаются в патентной литературе [166, 200, 201], но они содержат очень большое количество элементов управления.

Известны также схемы коробок передач с суммирующим дифференциалом. На Рисунке 1.2.7 показана кинематическая схема 8-ми ступенчатой вально-планетарной коробки передач [141], содержащей 2 синхронизатора с тремя состояниями и 3 синхронизатора с двумя состояниями. Паразитная шестерня между парой зубчатых колес, включаемая синхронизатором sR на схеме не показана.

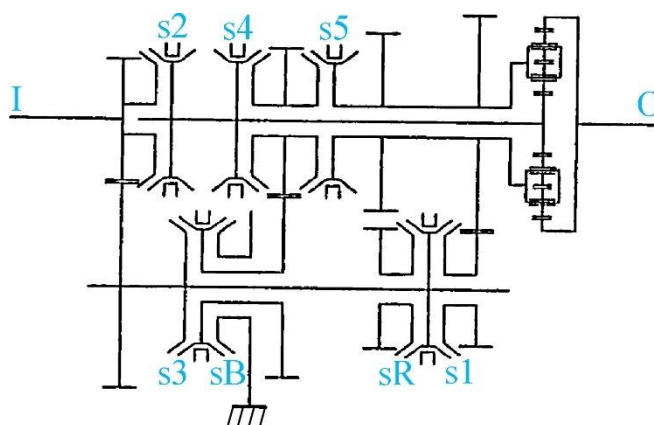


Рисунок 1.2.7. Кинематическая схема 8-ми ступенчатой вально-планетарной коробки передач.

Таблица 1.2.4.

№ ступени, режим	s1	s2	s3	s4	s5	sR	sB	$i_{10}$
1 –	×			×			×	6,210
2 –	×			×	×			3,654
3 –		×			×		×	2,430
4 =	×	×			×			1,747
5 =	×		×	×				1,320
6 –		×		×	×			1,000
7 =		×	×		×			0,791
8 –			×	×	×			0,690
R –				×		×	×	-5,511

Расположенный на выходе коробки планетарный механизм содержит парные сателлиты для однонаправленного вращения всех звеньев механизма. В Таблице 1.2.4 приведены состояния управляющих элементов коробки передач (Рисунок 1.2.7) для каждой ступени, передаточные отношения от I к O и режимы работы коробки («—» - однопоточный; «=>» - двухпоточный).

Также известны коробки передач, в которых используется планетарный дифференциал с одновенцовым сателлитом, например [73, 133, 177], при этом выходной вал соединен с водилом. В [73] для получения 14 ступеней переднего хода используется 3 синхронизатора с тремя состояниями и 2 синхронизатора с двумя состояниями; в 6-ти ступенчатой коробке передач [177] используется 3 синхронизатора с тремя состояниями; в 13-ти ступенчатой коробке передач [133] используется 5 синхронизаторов с тремя состояниями.

Таким образом, показано, что разделение потока мощности на несколько параллельных ветвей позволяет уменьшить нагрузки на внутренние звенья передач и уменьшить число элементов управления [83, 91, 161, 180 – 182]. При этом важную роль играет наличие в коробке передач дифференциала, суммирующего или распределяющего движение (поток мощности). Из рассмотренных примеров видно, что в многопоточных вально-планетарных коробках передач при переключениях между соседними ступенями имеют место переключения, в которых участвуют две пары элементов управления, что приводит к увеличению времени переключения, снижению КПД коробки передач и ухудшает управляемость транспортного средства [86, 119, 179, 183].

### § 1.3. Многопоточные многоподвижные манипулирующие механизмы (механизмы параллельной структуры)

В данном параграфе ставится задача анализа влияния свойства многопоточности на функциональные возможности механизмов параллельной

структуры, относящихся к 9-му пункту классификации многопоточных систем.

Развитие автоматизации производственных и технологических процессов является одним из перспективных направлений в машиностроении [23], в первую очередь связано с совершенствованием технических решений и созданием научной базы в области робототехники. Наиболее заметный вклад внесли работы А.Е. Кобринского [11, 45], А.И. Корендясева, Б.Л. Саламандра и Л.И. Тывеса [49, 50], В.А. Глазунова [27 – 30, 34, 99, 100], А.Ш. Колискова [7, 46, 47], А.Ф. Крайнева [26, 59], Ф.Л. Черноуцько [106, 128] и Н.Н. Болотника [107, 108], С.Ф. Яцуна [121, 152, 202], V. Arakelian и S. Briot [6, 114 – 116], М. Ceccarelli [126, 127], С. Gosselin и J. Angeles [137, 138], К.Н. Hunt [147, 148], С. Innocenti и V. Parenti-Castelli [149 – 151], J.P. Merlet [169, 170], В. Roth [168, 175, 178, 189], К. Sugimoto [144, 186, 187] и др.

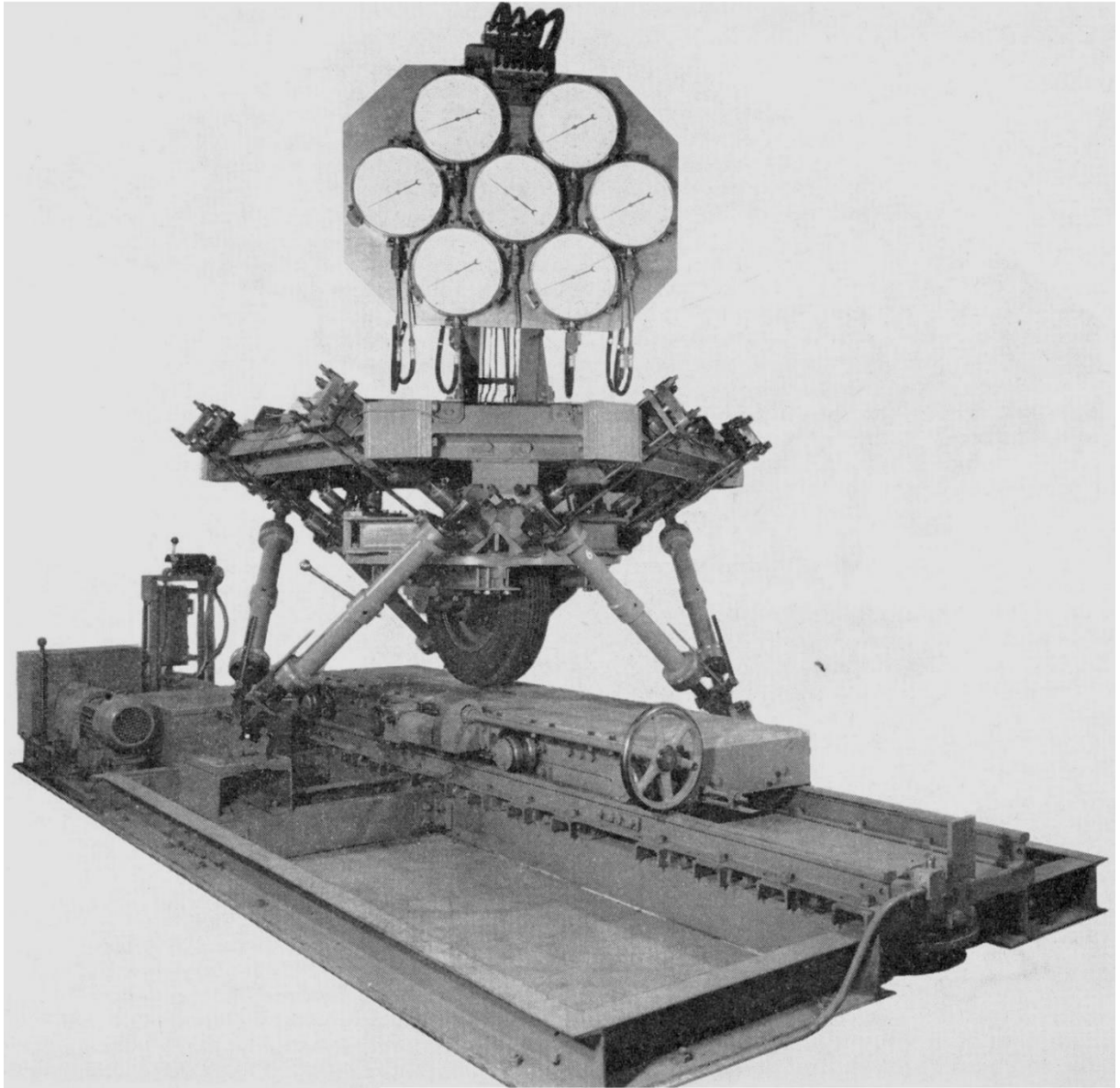
Механизм параллельной структуры представляет собой замкнутую многопоточную систему, в которой имеются несколько однотипных кинематических цепей, оснащенных приводами и соединяющих неподвижное основание с выходным звеном. Движение всех приводов суммируется на выходном звене. Минимальное число кинематических цепей в механизме параллельной структуры равно 2 [136, 169, 191].

Многопоточность в механизмах параллельной структуры за счет распределения нагрузки по нескольким параллельным кинематическим цепям позволяет увеличить нагрузочную способность, уменьшить размеры и массу каждого из элементов, получить систему в виде жесткой пространственной фермы [55]. Кроме того, по сравнению с однопоточными манипуляторами с незамкнутыми кинематическими цепями последовательного соединения привода с выходным звеном повышается точность и скорость манипулирования, разгрузка подвижных звеньев манипулятора от силы тяжести приводов за счет их размещения на неподвижном основании [19, 55]. Дополнительным преимуществом манипуляционных механизмов параллельной структуры является однотипная архитектура каждой

кинематической цепи, что упрощает технологию изготовления механизма [24].

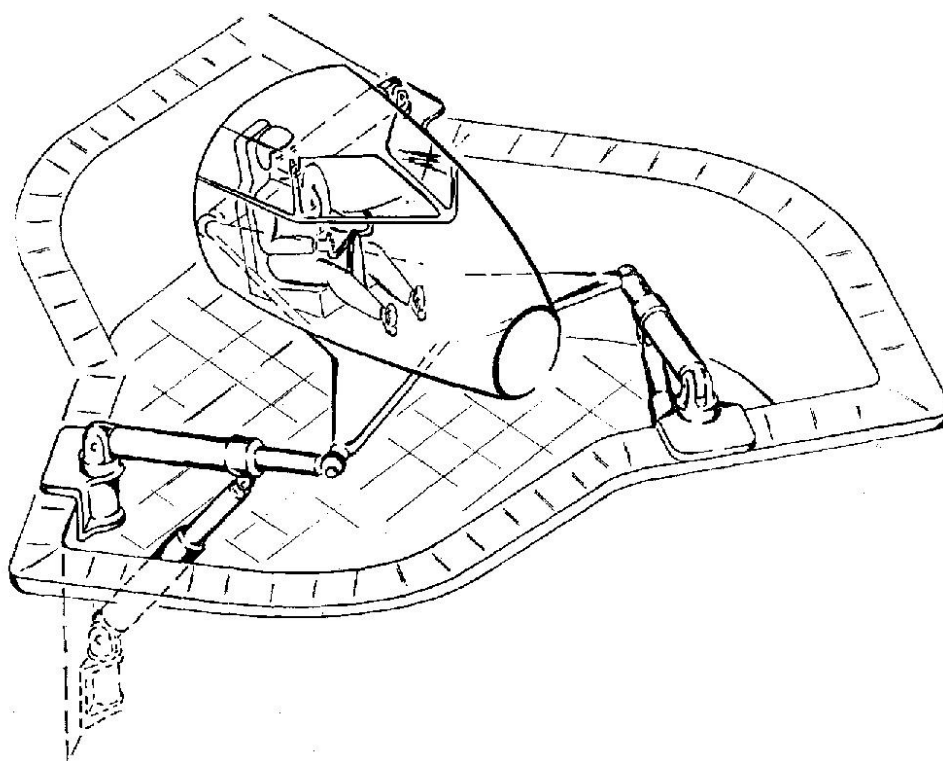
В настоящее время благодаря развитию мехатроники и систем управления создано огромное многообразие различных механизмов параллельной структуры. Большое число отечественных и зарубежных научных публикаций посвящено изучению свойств этих механизмов, созданию методов и подходов к анализу рабочих зон и особых положений, определению прямой и обратной зависимостей координат приводов и координат выходного звена, исследованию статики, динамики и пр. В настоящем параграфе остановимся лишь на нескольких наиболее интересных механизмах.

Принято считать, что исследование манипуляционные робототехнические систем, использующих в своей основе механизмы параллельной структуры, берет начало с работ В. Гауфа [139, 140], предложившего манипулятор с шестью степенями свободы для испытаний шин (Рисунок 1.3.1), выполненный из двух платформ, одна из которых является основанием. Платформы соединены шестью стержнями через сферические шарниры, каждый из стержней оснащен поступательным приводом.



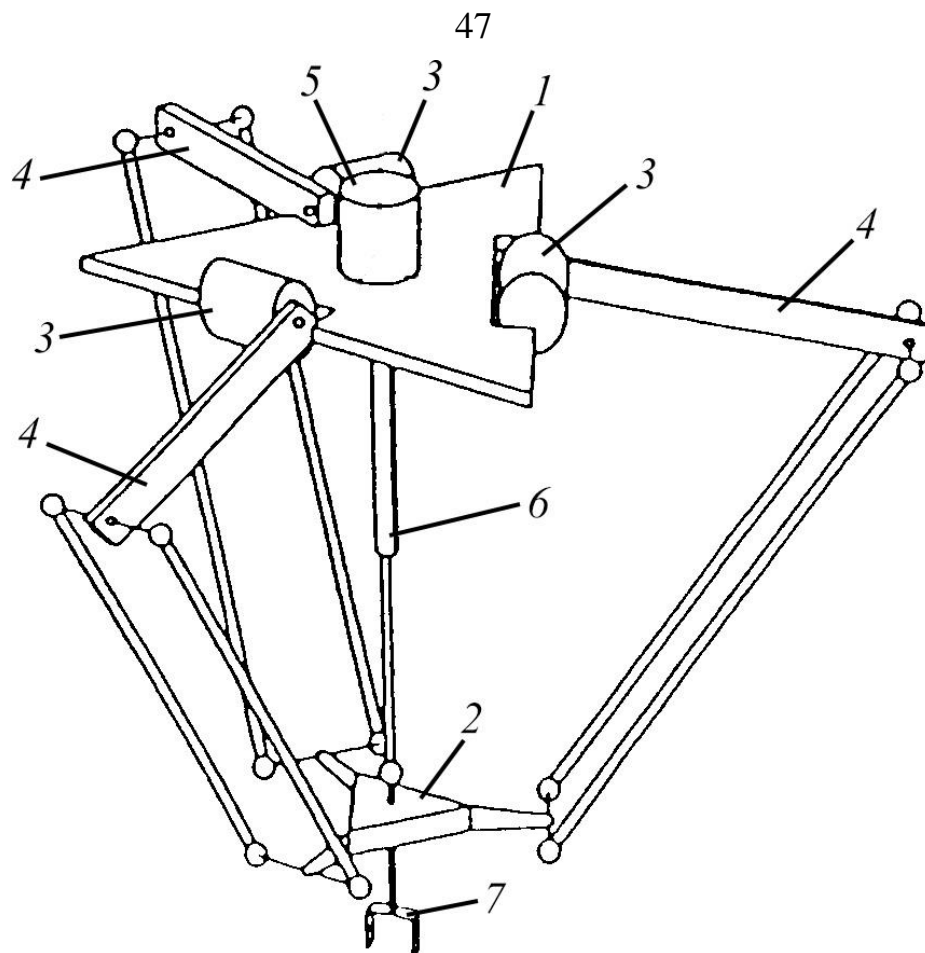
*Рисунок 1.3.1. Фотография машины с манипулятором Гауфа для испытаний шин.*

Д. Стюартом [185] был предложен манипулятор параллельной структуры в качестве тренажера для моделирования движения самолета (Рисунок 1.3.2). В механизме Стюарта шесть кинематических цепей с возможностью поступательного перемещения соединяют основание и подвижную платформу только в трех точках. В результате двухпоточности в каждой кинематической цепи рабочая зона выходного звена существенно увеличивается, т.к. цепи меньше мешают друг другу.



*Рисунок 1.3.2. Модель тренажера-симулятора полета самолета Стюарта.*

Для автоматизации технологических процессов укладки изделий и их позиционирования в пространстве требуется 3 – 4 степени свободы. Одними из наиболее известных [68, 123, 124, 164] являются манипуляторы Дельта-3 [193] и Дельта-4 [130, 131, 145], где цифрой обозначено реализуемое число степеней свободы. Кинематическая схема манипулятора Дельта-4 представлена на Рисунке 1.3.3. Он состоит из неподвижной 1 и подвижной 2 платформ. На неподвижной платформе расположены три вращательных привода 3, которые с помощью кинематических цепей 4, содержащих шарнирный параллелограмм, имеют возможность перемещать платформу 2. Отличие манипулятора Дельта-4 от Дельта-3 заключается в наличии на платформе 1 четвертого вращательного привода 5, соединенного с помощью телескопического вала 6 со схватом 7, и предназначенного для поворота схвата.



*Рисунок 1.3.3. Кинематическая схема манипулятора Дельта-4.*

Увеличение многопоточности в каждой кинематической цепи за счет применения шарнирных параллелограммов в манипуляторе Дельта (Рисунок 1.3.3) позволило существенно облегчить конструкцию и сохранить ее жесткость. В результате робот Дельта является одним из самых быстродействующих манипуляторов, его производство освоено такими компаниями, как ABB, Hitachi, Renault-Automation и др. [135].

В работе [197] предложено оригинальное многорычажное шарнирное соединение с двумя степенями свободы (Рисунок 1.3.4), которое позволяет осуществлять поворот звеньев на угол до  $90^\circ$  и может являться заменой сферического шарнира. Использование предложенного шарнира (Рисунок 1.3.4) в механизмах параллельной структуры (Рисунок 1.3.5) позволяет существенно расширить рабочую зону [198]. Таким образом применение принципа многопоточности в шарнирах позволяет расширить функциональность механизма.

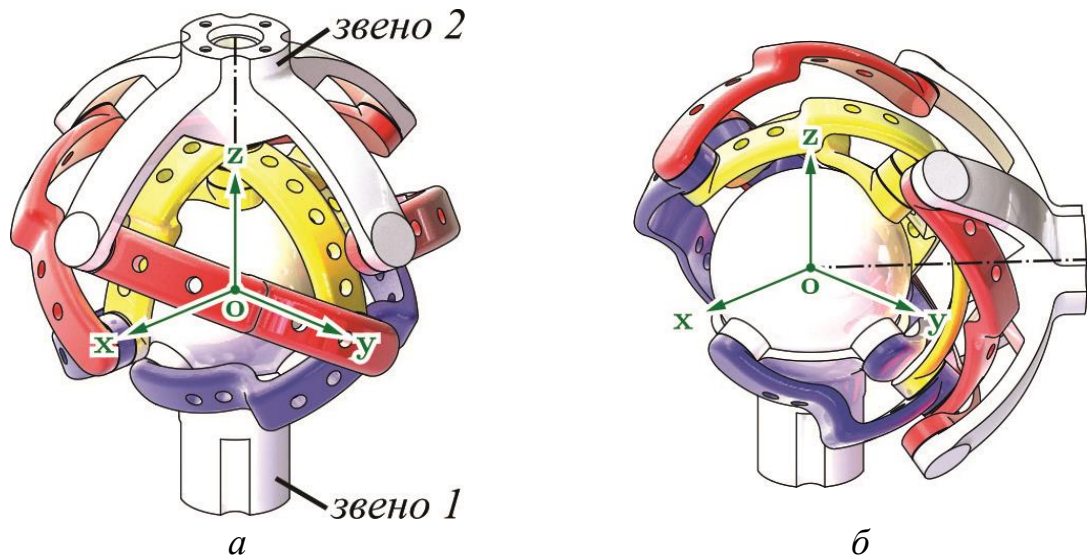


Рисунок 1.3.4. Многорычажное шарнирное соединение: а – угол между звеньями  $0^\circ$ ; б – угол между звеньями  $90^\circ$ .

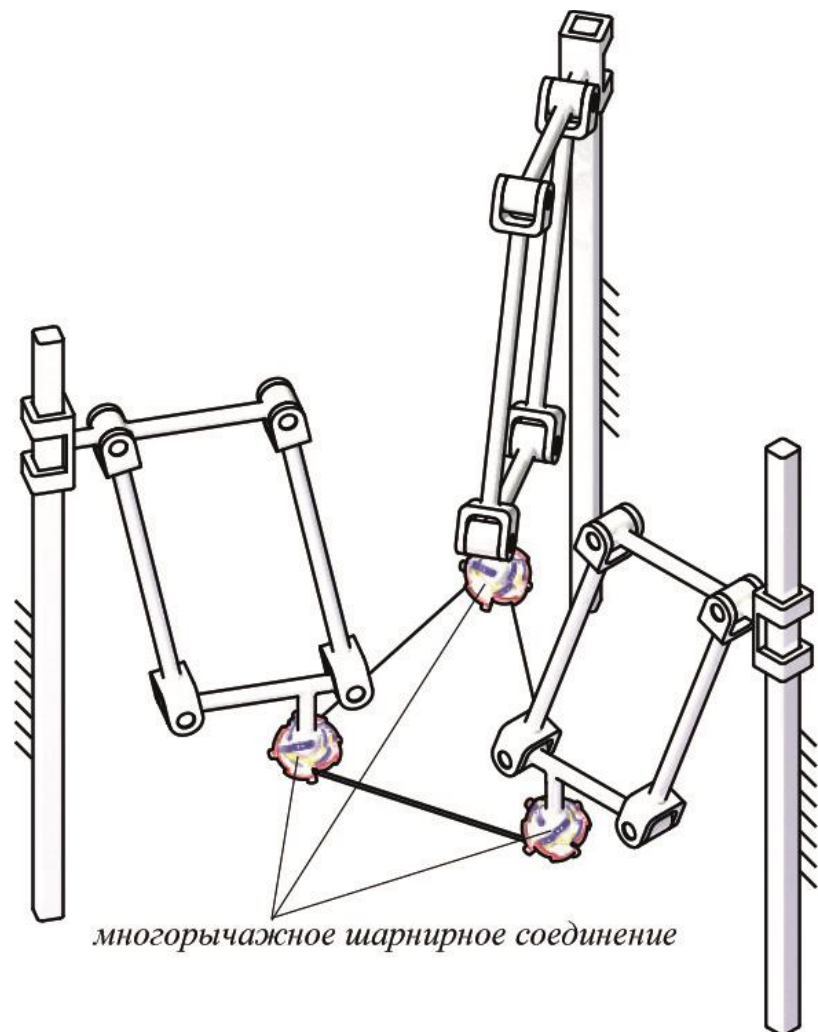


Рисунок 1.3.5. Механизм параллельной структуры с многорычажным шарнирным соединением в кинематических цепях.



Известны различные механизмы с тремя кинематическими цепями, в которых ориентация платформы осуществляется с помощью поступательного перемещения входных звеньев. Интерес представляет кинематическая схема механизма параллельной структуры, представленная на Рисунке 1.3.6 [120], в которой приводы расположены в вершинах треугольного неподвижного основания 1. Ориентация платформы 2 осуществляется перемещением входных звеньев кинематических цепей 3 вдоль медиан этого треугольника, например, с помощью шарико-винтовых передач.

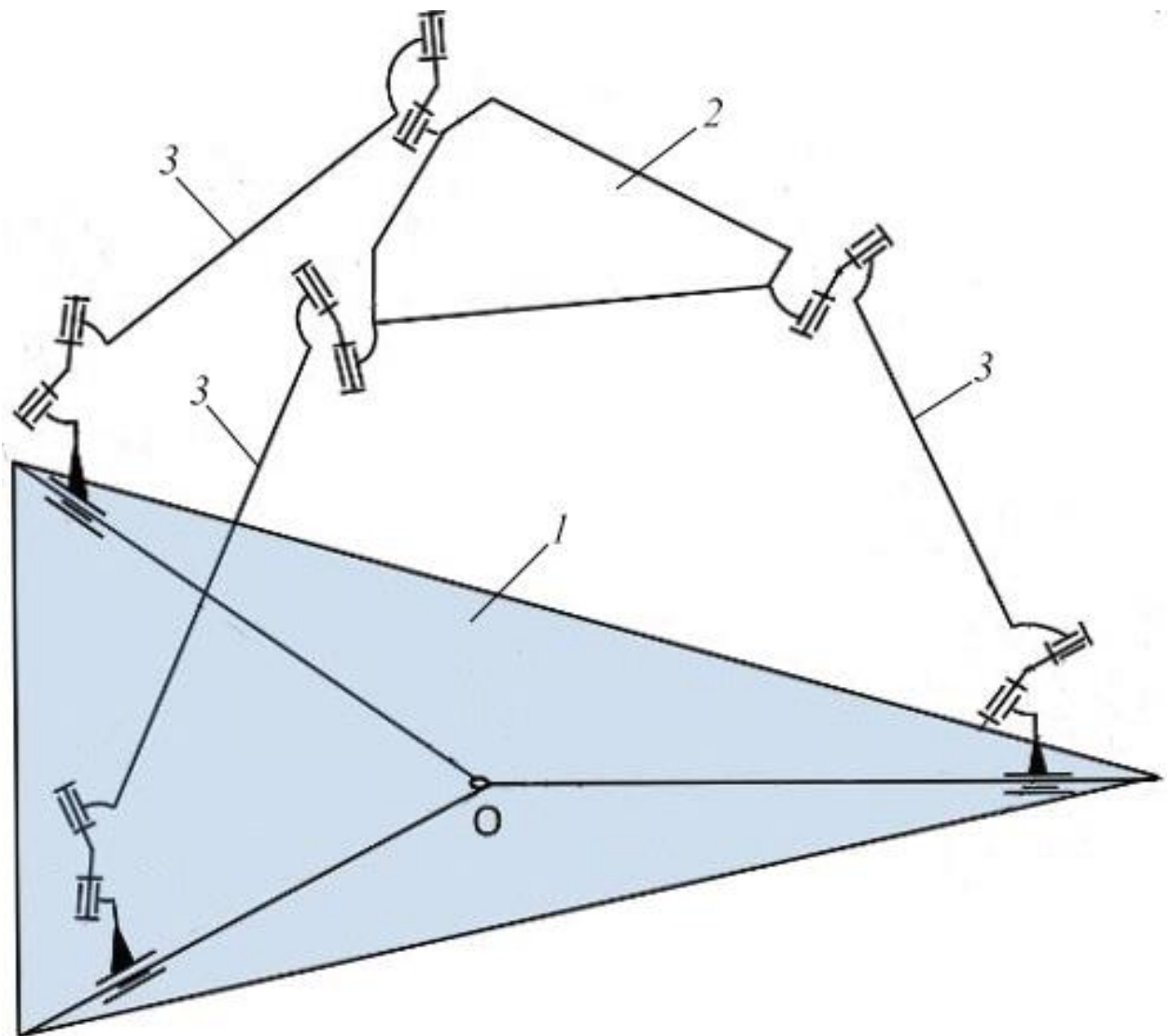
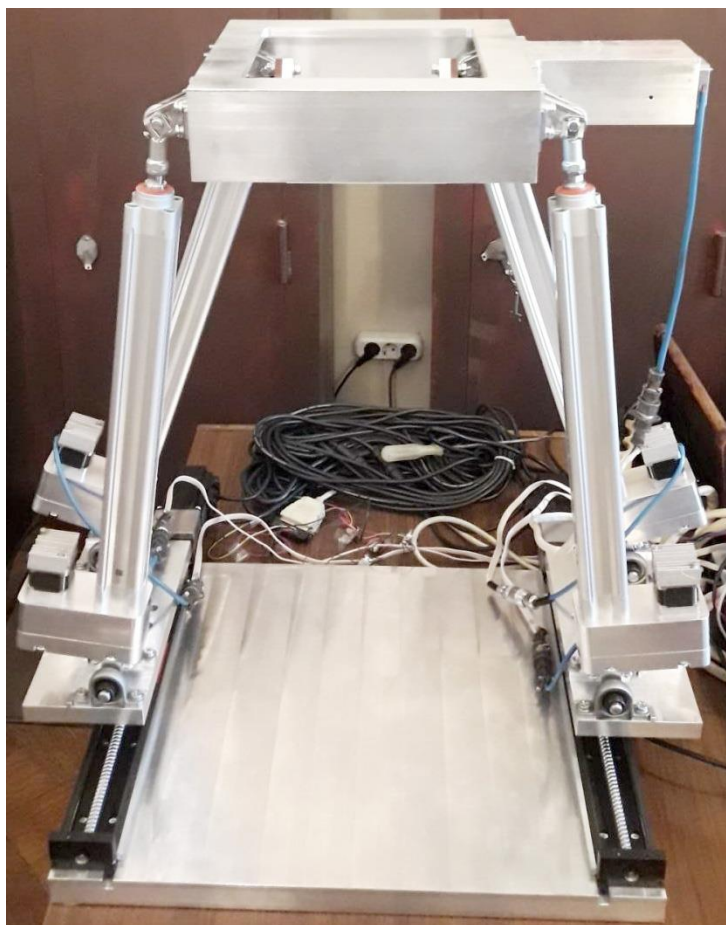


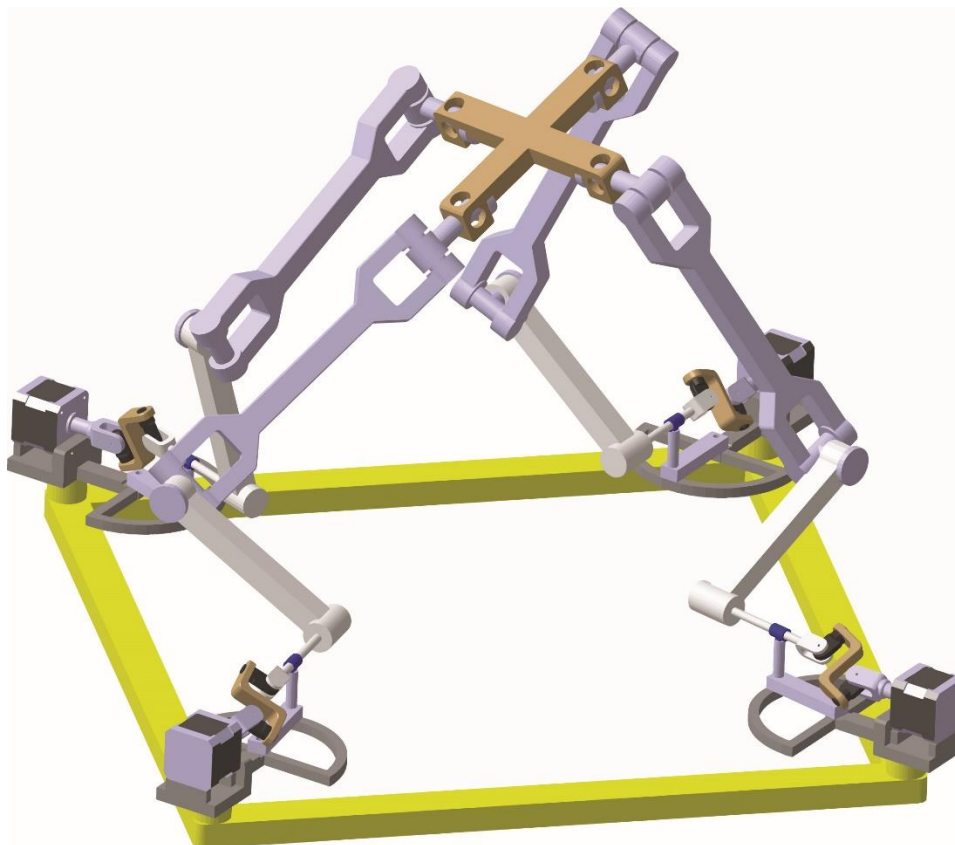
Рисунок 1.3.6. Кинематическая схема механизма параллельной структуры с поступательным перемещением входных звеньев.

В работе [98] рассмотрен механизм параллельной структуры (Рисунок 1.3.7) с тремя степенями свободы и четырьмя кинематическими цепями, представляющими собой двигатели линейного перемещения. Добавленная дополнительная кинематическая цепь увеличивает число энергетических потоков системы и позволяет в данном случае исключить особые положения механизма и повысить жесткость конструкции.



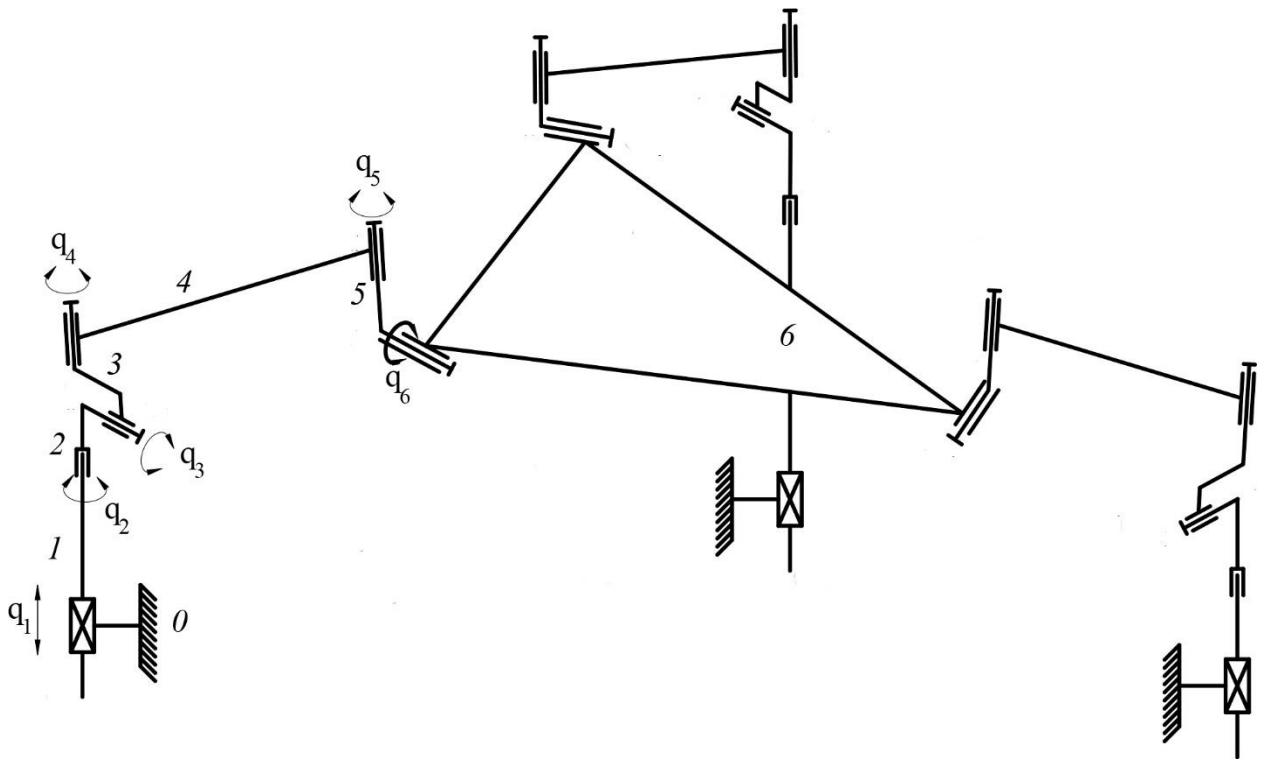
*Рисунок 1.3.7. Механизм параллельной структуры с тремя степенями свободы и четырьмя двигателями линейного перемещения.*

В работах [173, 174] рассматривается механизм параллельной структуры с четырьмя степенями свободы, содержащий четыре кинематических цепи, оснащенных вращательными приводами и сдвоенными карданными шарнирами (Рисунок 1.3.8). Четыре параллельных потока передачи энергии в данном механизме позволило увеличить рабочую зону механизма и дополнительно разгрузить механизм за счет и распределения нагрузки.



*Рисунок 1.3.8. Механизм с четырьмя степенями свободы и двойными карданными шарнирами.*

Большое число научных работ [25, 32, 110, 129, 135, 137, 153 – 155, 160, 165, 171, 199] 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. На Рисунке 1.3.9 представлен механизм параллельной структуры [31] с шестью степенями свободы, не обладающий свойством групповой кинематической развязки.

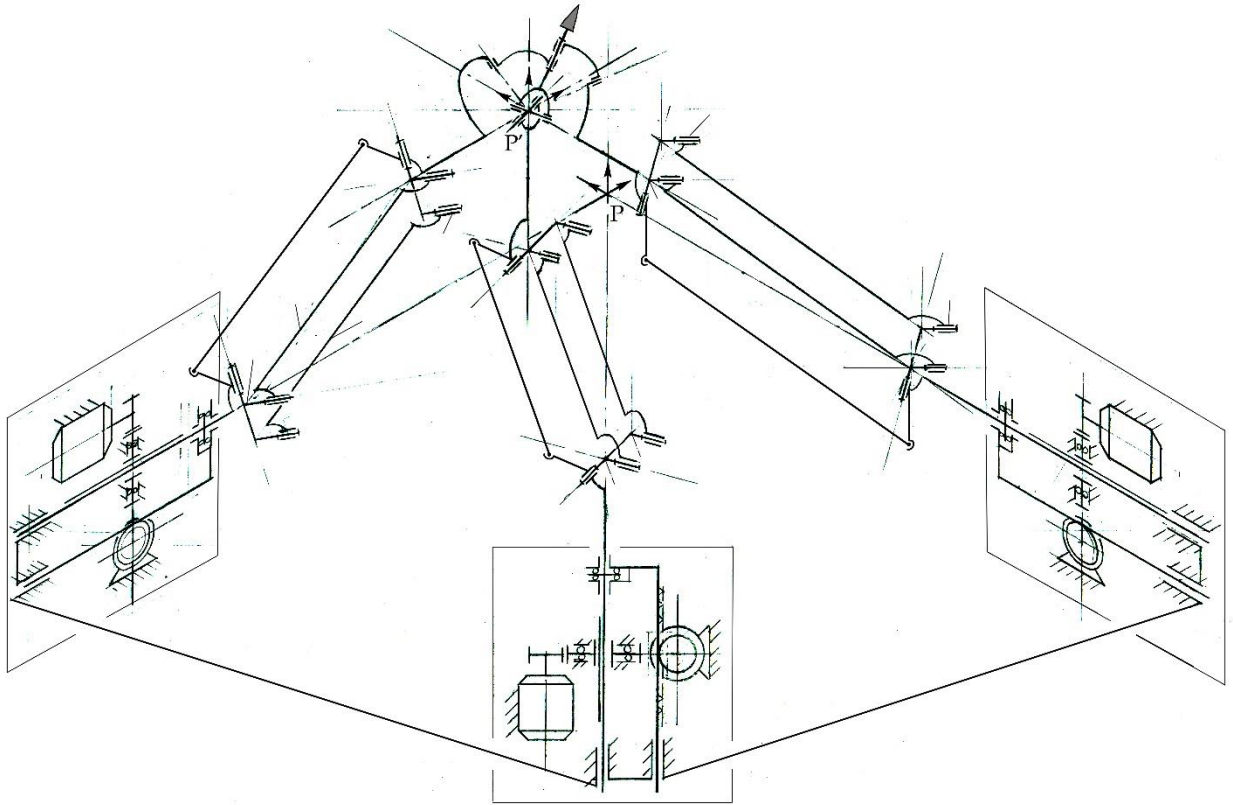


*Рисунок 1.3.9. Кинематическая схема механизма параллельной структуры без развязки движений.*

Каждая кинематическая цепь механизма на Рисунке 1.3.9 имеет приводы вращательного и поступательного перемещения, состоит из 5 (1 – 5) звеньев и соединяет основание с подвижной платформой 6. Взаимозависимость перемещений звеньев механизма существенно усложняет управление приводами, и при некорректных управляющих командах приводит к выходу механизма в особое положение. Для определения особых положений обычно применяются матрицы Якоби, связывающие скорости входных и выходных звеньев [138]. С целью обойтись без составления и решения сложных дифференциальных уравнений, выражающих наложенные кинематическими цепями связи, довольно часто [25] используют подход, основанный на винтовом исчислении [22, 35, 36].

Для решения задачи кинематической развязки движений в работе [31] предложен механизм (Рисунок 1.3.10) [94, 96] с шестью степенями свободы. В каждую кинематическую цепь между звеньями карданной передачи введены две дополнительные связи, а также связи в виде механизма параллелограмма. Первые предназначены для обеспечения постоянной взаимной ориентации

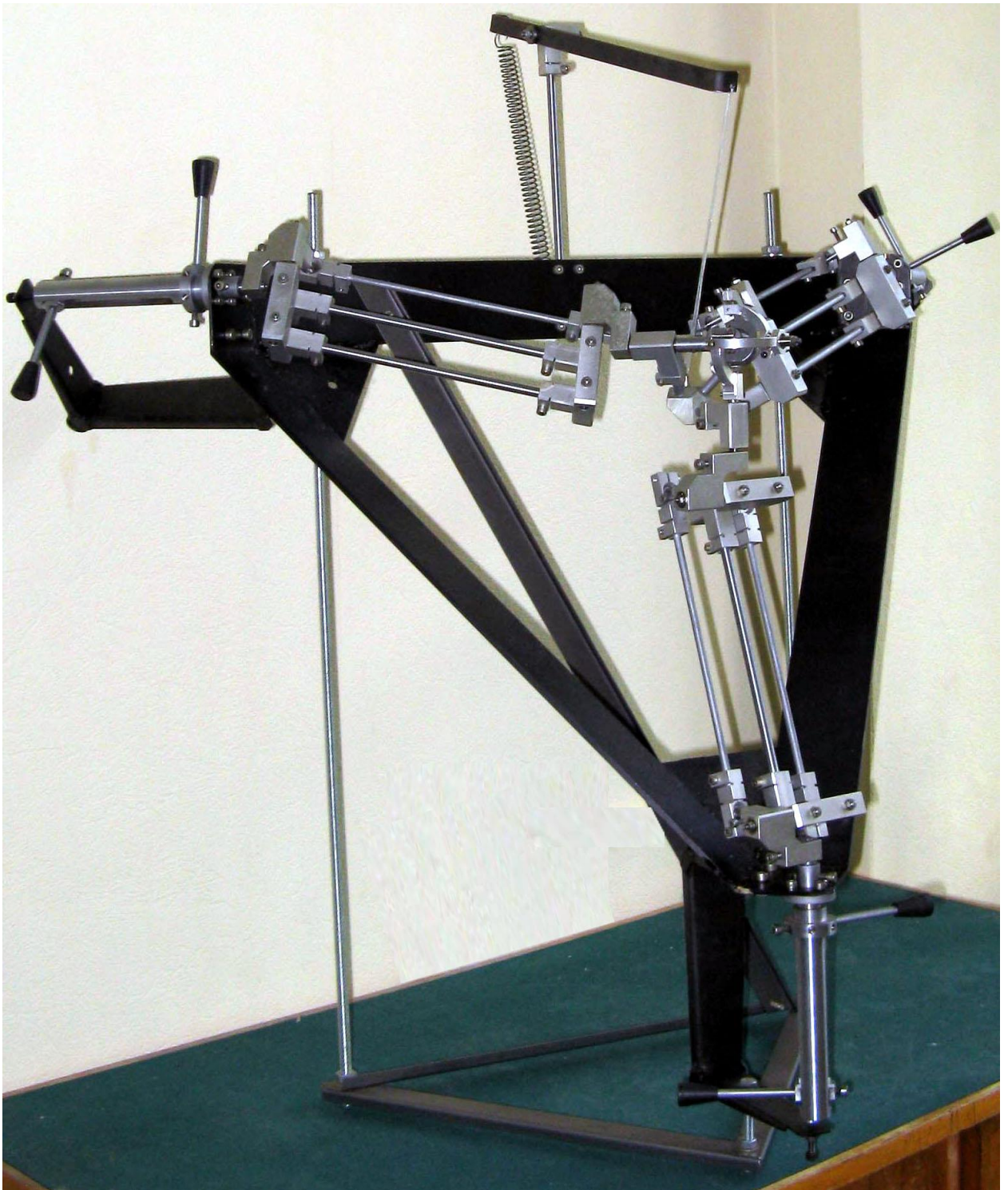
между входным и выходным звеньями кинематической цепи. Вторые обеспечивают параллельность осей входного и выходного валов карданной передачи.



*Рисунок 1.3.10. Кинематическая схема механизма параллельной структуры с групповой кинематической развязкой движений.*

Таким образом увеличение числа потоков энергии в каждой кинематической цепи механизма-прототипа (Рисунок 1.3.9) позволило не только осуществить групповую кинематическую развязку движений выходного звена, но и увеличить жесткость системы.

На Рисунке 1.3.11 представлена фотография макета механизма параллельной структуры с групповой кинематической развязкой движений, созданного по кинематической схеме, представленной на Рисунке 1.3.10.



*Рисунок 1.3.11. Макет механизма параллельной структуры с групповой кинематической развязкой движений.*

В макете (Рисунок 1.3.11) имеются ручные приводы входных звеньев, выполненные в виде рукояток. В ходе настоящей работы после оснащения макета механизма тремя электродвигателями поступательного перемещения и тремя вращательными двигателями был выполнен анализ рабочих зон

выходного звена макета с учетом допустимых перемещений входных звеньев механизма.

Таким образом, в данном параграфе показано, что в механизмах параллельной структуры развитие свойства многопоточности для каждой кинематической цепи помимо дополнительного увеличения жесткости конструкции и распределения нагрузки позволяет увеличить рабочую зону, исключить особые положения механизма, осуществить кинематическую развязку.

#### § 1.4. Цели и задачи настоящей работы

Целью работы является развитие классификации многопоточных систем и создание новых многопоточных механизмов и машинных агрегатов, в которых за счет применения принципа многопоточности передачи энергии достигается повышение эффективности и снижения энергозатрат. Объектами исследования являются коробки передач транспортных средств, манипуляционные робототехнические системы параллельной структуры и силовые станции автоматических линий.

На основании проведенного анализа было показано, что многопоточность в механизмах является важным принципом, который может быть положен в основу анализа, синтеза и развития механизмов машин с новыми свойствами и характеристиками. Для достижения указанной цели в работе поставлены следующие основные задачи:

1. По направлению совершенствования коробок 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. По направлению совершенствования манипуляционных систем 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. По направлению совершенствования силовых станций 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.



## Глава 2. Принцип многопоточности, как основа синтеза коробок передач

В настоящей главе рассматриваются многопоточные (замкнутые) комбинированные передачи с изменяемым (регулируемым) передаточным отношением, которые согласно классификации [55] относятся к четвертой группе многопоточных систем. Многопоточность передачи энергии здесь используется в качестве основы построения и синтеза новых схем коробок передач.

Основными требованиями, предъявляемыми к конструкции коробок передач, являются малое число механизмов и элементов управления. При этом коробка передач должна обеспечивать широкий диапазон изменения скорости, иметь малую массу и компактную конструкцию. Для удовлетворения этим требованиям в настоящей работе многоскоростные коробки передач сравниваются по двум критериям: 1) количеству многопоточных ступеней, обеспечивающих передачу мощности от двигателя к колесам по двум и более параллельным кинематическим цепям; и 2) отношению числа элементов управления коробки передач к количеству ее ступеней.

Многопоточность существенно снижает нагрузки на элементы коробки передач, что позволяет улучшить массогабаритные характеристики коробки и уменьшить энергозатраты привода. Вторым критерий определяет число управляющих механизмов и соответственно некоторую «цену», которую необходимо «платить» за увеличение числа ступеней.

Планетарные коробки передач за счет образования замкнутых контуров между элементами планетарных рядов на ряде ступеней обеспечивают многопоточность передачи мощности, но практически не позволяют улучшить соотношение между количеством ступеней и числом элементов управления. Так как изменение передаточного отношения коробки передач достигается путем соединения звеньев планетарных рядов между собой или с неподвижными корпусом коробки, то увеличение числа ступеней коробки, как

правило, достигается за счет встраивания в коробку передач дополнительного планетарного ряда. Современные планетарные коробки передач легковых автомобилей имеют 4 планетарных ряда, 9 ступеней и 6 элементов управления.

Наиболее простые по конструкции вальные коробки передач с неподвижными осями зубчатых колес вообще не удовлетворяют критерию 1): они всегда однопоточные. 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. Современные вальные коробки передач с двумя сцеплениями имеют 7 ступеней и 6 элементов управления.

Для устранения недостатков и усиления преимуществ этих двух широко распространенных структур коробок передач представляется целесообразным рассмотреть некоторую третью структуру, составленную из механизмов первых двух, но в которой вальные ветви, содержащие наборы передач с неподвижными осями зубчатых колес и элементы управления их включения/выключения, связывают звенья планетарного механизма, образуя замкнутый контур. В таких структурах, названных многопоточными вально-планетарными коробками передач, можно существенно увеличить количество многопоточных ступеней, а в отношении критерия 2) они обладают кумулятивным эффектом: 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. Среди такого многообразия получаемых передаточных отношений коробки передач можно выделить требуемый ряд с заданным диапазоном. В качестве примера, автору удалось синтезировать кинематическую схему 14-ти ступенчатой коробки передач, имеющую 5 элементов управления.

## § 2.1. Классификация структурных схем и режимы работы многопоточных вально-планетарных коробок передач

Двухпоточные коробки передач содержат только один дифференциал, режимы которого полностью определяют возможные режимы работы коробки. Если в качестве признака классификации принять расположения дифференциала относительно входного звена I и выходного O, то возможны лишь две принципиально различающиеся структурные схемы двухпоточных коробок передач. Одна из них имеет дифференциал, суммирующий два потока мощности на выходе O (Рисунок 2.1.1а), а вторая – разделяющий поток мощности на входе I (Рисунок 2.1.1б).

В двухпоточных структурах (Рисунки 2.1.1а, 2.1.1б) состояние муфт, определяет режим работы двухпоточной коробки передач. Если включена только одна из муфт  $c_1$ ,  $c_2$  или  $c_3$ , то двухпоточная коробка передач работает в однопоточном режиме. Если не включена ни одна из муфт, то коробка передач работает в двухпоточном режиме. При включении  $c_3$  имеет место прямая передача.

Без наложенных связей два дифференциала имеют 4 степени свободы. Для реализации коробки передач, составленной из 2-х дифференциалов, необходимо на звенья дифференциалов наложить 3 кинематические связи, в результате чего получается три замкнутых контура. Дифференциалы можно соединять последовательно или параллельно. Последовательное соединение предполагает, что дифференциалы соединяются только одним звеном. Параллельное соединение предполагает соединение двух звеньев дифференциалов. В случае последовательного соединения поток мощности не будет изменяться, поэтому последовательное соединение дифференциалов не рассматривается. Для реализации коробки передач, составленной из 2-х дифференциалов, соединенных параллельно, необходимо на звенья дифференциалов наложить 3 кинематические связи, в результате чего получается три замкнутых контура. Звенья дифференциала могут соединяться

с внутренними звеньями коробки передач, с входным или выходным валами. Число возможных перестановок двух дифференциалов (внутри коробки, на входе или на выходе) дают  $2^2 = 4$  возможных вариантов схем соединения двух дифференциалов. В каждой ветви образованного звеньями дифференциалов замкнутого контура установим по одной внутренней коробке передач GB. В результате структурного синтеза получены четыре принципиальные структурные схемы вально-планетарных трехпоточных коробок передач (Рисунок 2.1.1в – 2.1.1е).

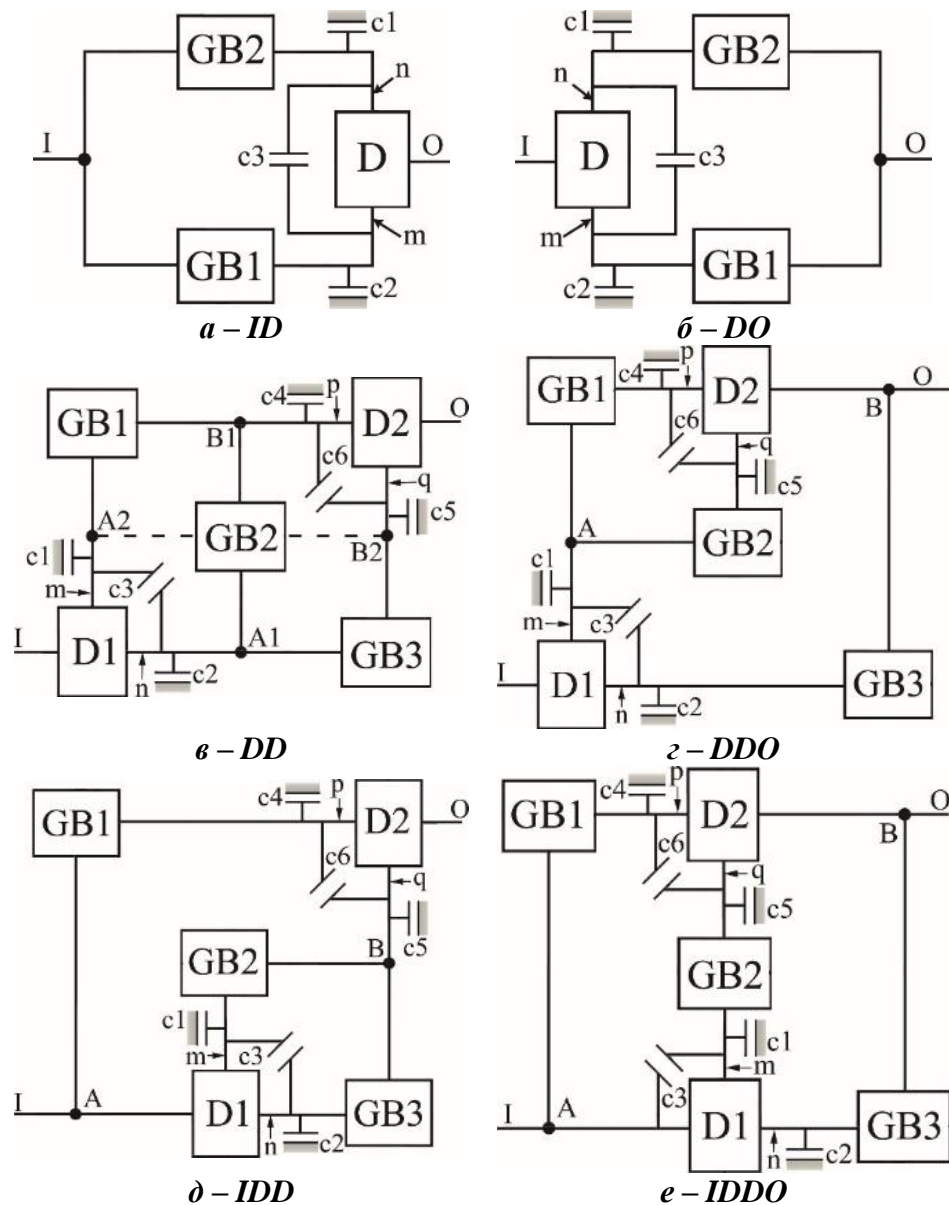


Рисунок 2.1.1. Структурные схемы двух- (а – ID; б – DO) и трехпоточных коробок передач (в – DD; г – DDO; д – IDD, е – IDDO).

В зависимости от мест расположения дифференциалов, входных и выходных звеньев введем следующие обозначения синтезированных структур:

- ID (Рисунок 2.1.1а) – структура, в которой дифференциал располагаются на входе.
- DO (Рисунок 2.1.1б) – структура, в которой дифференциал расположен на выходе.
- DD (Рисунок 2.1.1в) – структура, в которой дифференциалы располагаются на входе и выходе.
- DDO (Рисунок 2.1.1г) – структура, в которой один дифференциал расположен на входе, второй во внутреннем контуре, а движение замыкается на выходное звено O.
- IDD (Рисунок 2.1.1д) – структура, в которой один дифференциал расположен на выходе, второй во внутреннем контуре, а движение распределяется на входном звене I.
- IDDO (Рисунок 2.1.1е) – структура, в которой оба дифференциала расположены во внутренних контурах, а движение распределяется на входном звене I и замыкается на выходном звене O.

В полученных трехпоточных структурах (Рисунок 2.1.1в – 2.1.1е) каждый из замкнутых контуров с одной стороны имеет дифференциал, а с другой узловую точку (А или В), в которой распределяется или замыкается движение. В структуре DD (Рисунок 2.1.1в) возможны 2 варианта формирования внутреннего контура, т.е. соединения внутренней GB2 со звеньями дифференциалов: либо со звеньями m и q дифференциалов (пунктир), либо со звеньями n и p (сплошные линии). В остальных структурах возможен только один вид соединения внутренних звеньев с тремя параллельными потоками передачи мощности от входного звена I к выходному O. Структуры DD и IDDO симметричны относительно внутреннего потока, проходящего через GB2. Структура IDD может быть получена из структуры DDO заменой входного звена на выходное и наоборот.

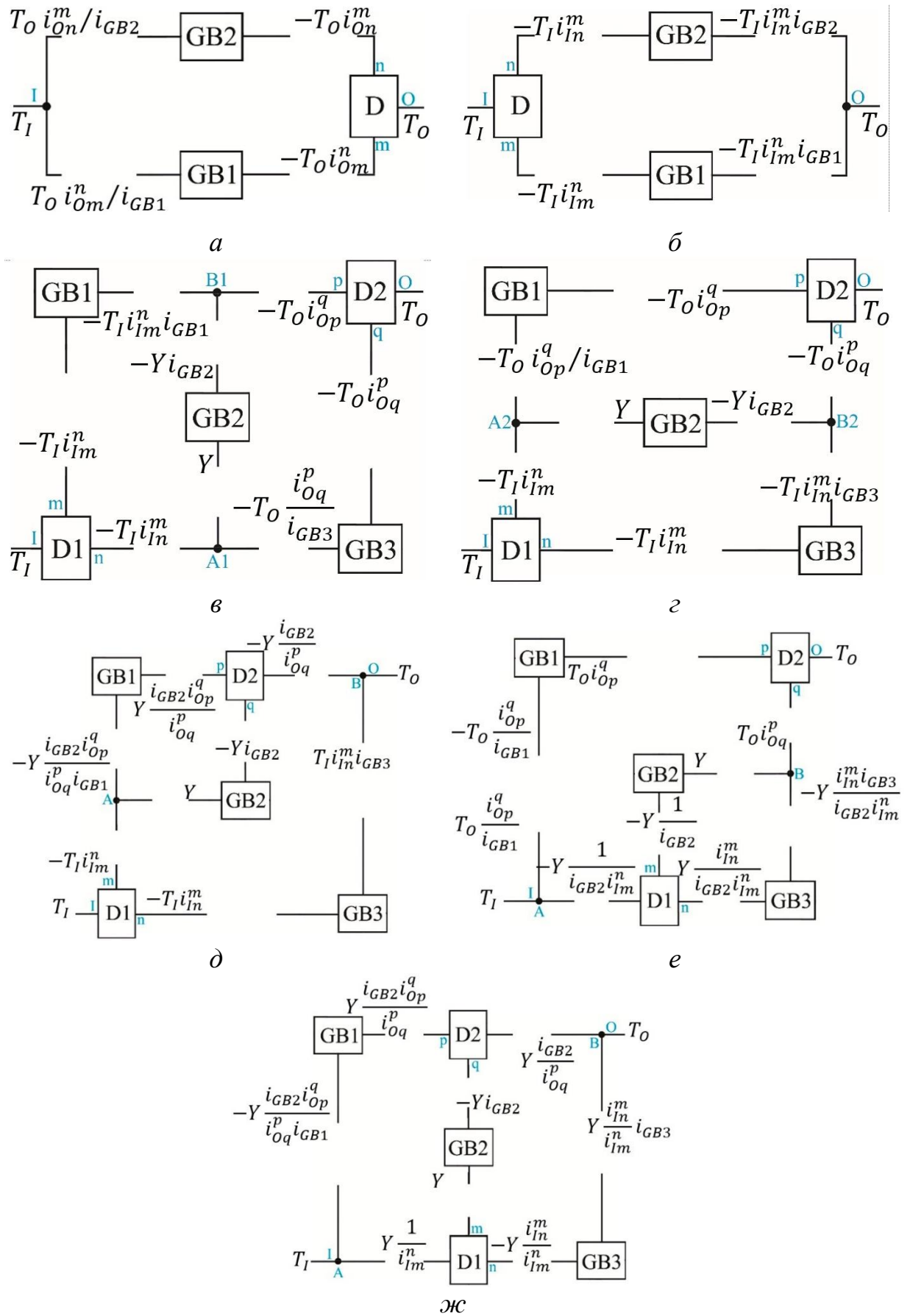


Рисунок 2.1.2. Статический анализ многопоточных режимов структурных схем коробок передач: а – ID; б – DO; в – DD с узловыми точками A1, B1; г – DD с узловыми точками A2, B2; д – DDO; е – IDD; ж – IDDO.

Расчет передаточных отношений от I к O однопоточных режимов не вызывает трудностей. Для получения формул расчета передаточных отношений многопоточных режимов проведем статический анализ структурных схем (Рисунок 2.1.2).

Для каждой трехпоточных структур в Таблице 2.1.1 приведены все возможные комбинации включения элементов управления дифференциалами, режимы работы (“–” – однопоточный; “=” – двухпоточный; “≡” – трехпоточный), а также формулы расчета передаточных чисел  $i_{IO}$  от входного звена I к выходному O через передаточные отношения внутренних механизмов.

Для всех структур на двух- и однопоточных режимах могут быть включены блокировочные муфты с3 и/или с6 дифференциалов D1 и D2. Поэтому эти муфты следует использовать при синтезе коробок передач с большим числом ступеней. Использование блокировочных муфт позволяет повысить КПД работы дифференциальной передачи, т.к. при блокировке механизм вращается, как единое целое без потерь энергии.

В трехпоточных коробках передач на трехпоточных режимах работают все три ветви, т.е. включены управляющие элементы во внутренних коробках передач GB, а элементы управления дифференциалов выключены. При этом в структурах DDO, IDD имеется одна, а в IDDO две внутренних коробки передач GB, для работы которых на однопоточном режиме включаются только два элемента управления коробкой передач – один в соответствующей GB и один элемент управления одного из дифференциалов D. Например, в структуре DDO включением тормоза с1 или блокировочной муфты с3 возможен однопоточный режим через GB3. Это свойство использовано в § 2.8 для подготовки к включению следующей ступени, как в преселективных коробках передач с двумя сцеплениями [167]. Кроме того, на этих ступенях третий элемент управления может быть включен для минимизации потерь на холостое вращение. Так, например, в структуре DDO предположим на одной из реализуемых ступеней включена GB3 и с3, при этом на реализуемое

передаточное число не повлияет включение передачи в GB1 или GB2, или одного из элементов управления с4, с5 или с6.

Таблица 2.1.1.

Структура	Режим	Включенные элементы управления			$i_{10}$		
		GB1	GB2	с			
ID	-	GB1	c1		$i_{GB1}/i_{Om}^n$		
		GB1	c3		$i_{GB1}$		
		GB2	c2		$i_{GB2}/i_{Om}^m$		
		GB2	c3		$i_{GB2}$		
DO	=	GB1	GB2		$1/(i_{Om}^n/i_{GB1} + i_{Om}^m/i_{GB2})$		
		GB1	c1		$i_{GB1}i_{Im}^n$		
		GB1	c3		$i_{GB1}$		
		GB2	c2		$i_{GB2}i_{In}^m$		
DD с узловыми точками A1 и B1	-	GB3	c3		$i_{GB2}$		
		GB1	GB2		$i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB2}i_{In}^m$		
		GB1	c2	c5	$i_{GB1}i_{Im}^n/i_{Op}^q$		
		GB1	c2	c6	$i_{GB1}i_{In}^m$		
DD с узловыми точками A2 и B2	-	GB1	c3	c5	$i_{GB1}/i_{Op}^q$		
		GB1	c3	c6	$i_{GB1}$		
		GB2	c1	c5	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^q$		
		GB2	c1	c6	$i_{GB2}i_{In}^m$		
		GB2	c3	c5	$i_{GB2}/i_{Op}^q$		
		GB2	c3	c6	$i_{GB2}$		
		GB3	c1	c4	$i_{GB3}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB3	c1	c6	$i_{GB3}i_{In}^m$		
		GB3	c3	c4	$i_{GB3}/i_{Op}^p$		
		GB3	c3	c6	$i_{GB3}$		
		DD с узловыми точками A1 и B1	=	GB1	GB2	c5	$(i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB2}i_{In}^m)/i_{Op}^q$
				GB1	GB2	c6	$i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB2}i_{In}^m$
GB1	GB3			c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB3})$		
GB1	GB3			c6	$i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$		
GB2	GB3			c1	$i_{In}^m/(i_{Op}^q/i_{GB2} + i_{Op}^p/i_{GB3})$		
GB2	GB3			c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB2} + i_{Op}^p/i_{GB3})$		
DD с узловыми точками A2 и B2	≡	GB1	GB2	GB3	$i_{GB3} \frac{i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB2}i_{In}^m}{i_{GB3}i_{Op}^q + i_{GB2}i_{Op}^p}$		
		GB1	c2	c5	$i_{GB1}i_{Im}^n/i_{Op}^q$		
		GB1	c2	c6	$i_{GB1}i_{In}^m$		
DD с узловыми точками A2 и B2	=	GB1	c3	c5	$i_{GB1}/i_{Op}^q$		
		GB1	c3	c6	$i_{GB1}$		
		GB2	c2	c4	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB2	c2	c6	$i_{GB2}i_{In}^m$		
		GB2	c3	c4	$i_{GB2}/i_{Op}^p$		
		GB2	c3	c6	$i_{GB2}$		
		GB3	c1	c4	$i_{GB3}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB3	c1	c6	$i_{GB3}i_{In}^m$		
		GB3	c3	c4	$i_{GB3}/i_{Op}^p$		
		GB3	c3	c6	$i_{GB3}$		
		DD с узловыми точками A1 и B1	≡	GB1	GB2	c2	$i_{Im}^n/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
				GB1	GB2	c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
GB1	GB3			c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB3})$		
GB1	GB3			c6	$i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$		
GB2	GB3			c4	$(i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m)/i_{Op}^p$		
GB2	GB3			c6	$i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$		

Продолжение Таблицы 2.1.1.

Структура	Режим	Включенные элементы управления			$i_{10}$		
		GB1	GB2	с			
DDO	-	GB1	c2	c5	$i_{GB1}i_{Im}^n/i_{Op}^q$		
		GB1	c2	c6	$i_{GB1}i_{In}^m$		
		GB1	c3	c5	$i_{GB1}/i_{Op}^q$		
		GB1	c3	c6	$i_{GB1}$		
		GB2	c2	c4	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB2	c2	c6	$i_{GB2}i_{In}^m$		
		GB2	c3	c4	$i_{GB2}/i_{Op}^p$		
		GB2	c3	c6	$i_{GB2}$		
		GB3	c1	-	$i_{GB3}i_{In}^m$		
		GB3	c3	-	$i_{GB3}$		
		DDO	=	GB1	GB2	c2	$i_{Im}^n/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
				GB1	GB2	c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
GB1	GB3			c5	$i_{GB3}i_{Im}^n + i_{GB1}i_{Im}^n/i_{Op}^q$		
GB1	GB3			c6	$i_{GB1}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$		
GB2	GB3			c4	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^p + i_{GB3}i_{In}^m$		
GB2	GB3			c6	$i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$		
DDO	≡	GB1	GB2	GB3	$\frac{i_{Im}^n}{i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2}} + i_{GB3}i_{In}^m$		
		GB1	-	c5	$i_{GB1}/i_{Op}^q$		
		GB1	-	c6	$i_{GB1}$		
IDD	-	GB2	c2	c4	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB2	c2	c6	$i_{GB2}i_{In}^m$		
		GB2	c3	c4	$i_{GB2}/i_{Op}^p$		
		GB2	c3	c6	$i_{GB2}$		
		GB3	c1	c4	$i_{GB3}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB3	c1	c6	$i_{GB3}i_{In}^m$		
		GB3	c3	c4	$i_{GB3}/i_{Op}^p$		
		GB3	c3	c6	$i_{GB3}$		
		IDD	=	GB1	GB2	c2	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
				GB1	GB2	c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
				GB1	GB3	c1	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB3})$
				GB1	GB3	c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB3})$
GB2	GB3			c4	$(i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m)/i_{Op}^p$		
GB2	GB3			c6	$i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$		
IDD	≡	GB1	GB2	GB3	$1/\left(\frac{i_{Op}^q}{i_{GB1}} + \frac{i_{Op}^p}{i_{GB2}i_{Im}^n + i_{In}^mi_{GB3}}\right)$		
		GB1	-	c5	$i_{GB1}/i_{Op}^q$		
		GB1	-	c6	$i_{GB1}$		
IDDO	-	GB2	c2	c4	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^p$		
		GB2	c2	c6	$i_{GB2}i_{In}^m$		
		GB2	c3	c4	$i_{GB2}/i_{Op}^p$		
		GB2	c3	c6	$i_{GB2}$		
		GB3	c1	-	$i_{GB3}i_{In}^m$		
		GB3	c3	-	$i_{GB3}$		
		IDDO	=	GB1	GB2	c2	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
				GB1	GB2	c3	$1/(i_{Op}^q/i_{GB1} + i_{Op}^p/i_{GB2})$
				GB1	GB3	c2	режим невозможен
				GB1	GB3	c3	режим невозможен
				GB2	GB3	c4	$i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^p + i_{GB3}i_{In}^m$
				GB2	GB3	c6	$i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^m$
IDDO	≡	GB1	GB2	GB3	$i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^p$		
		GB1	GB2	GB3	$i_{GB1} \frac{i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^p}{i_{GB1}i_{Op}^p + i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^q}$		
		GB1	GB2	GB3	$i_{GB1} \frac{i_{GB2}i_{Im}^n + i_{GB3}i_{In}^p}{i_{GB1}i_{Op}^p + i_{GB2}i_{Im}^n/i_{Op}^q}$		



## § 2.2. Оценка максимального числа ступеней в многопоточных вально-планетарных коробках передач

Анализ Таблицы 2.1.1 показывает, что в общем случае для управления многопоточной вально-планетарной коробкой передач потребуется  $U$  элементов управления, вычисляемое по простому соотношению:

$$U = 3(n - 1) + \sum_{i=1}^n N_{GBi} \quad (2.2.1)$$

Здесь  $n = 2$  – для двухпоточных коробок;  $n = 3$  – для трехпоточных, причем первое слагаемое – это число элементов управления дифференциалов, определяющих режим его работы.

Общее количество ступеней, которые может реализовать двухпоточная коробка передач, оценим по количеству режимов работы дифференциала по отношению к каждой внутренней коробке GB1 и GB2. Как видно из представленных схем, выходная скорость каждой из внутренних коробок GB1 и GB2 преобразуется на дифференциале с различным передаточным отношением в зависимости от режима его работы. Таких режимов три: как редуктора с одним остановленным звеном – однопоточный режим; при заблокированном дифференциале – также однопоточный режим; когда на один из входов дифференциала подается движение входного или выходного звена коробки передач – двухпоточный режим.

Если число режимов, на которых дифференциал работает совместно с GB1 и GB2, обозначить через  $l$ , то количество выполняемых двухпоточной коробкой передач ступеней определится соотношением:

$$N = N_{GB1} \cdot N_{GB2} + l \cdot (N_{GB1} + N_{GB2}) \quad (2.2.2)$$

Из (2.2.2) видно, что двухпоточные коробки передач допускают увеличение числа ступеней с малой «ценой». Действительно, если в одну из внутренних коробок передач, например GB1, добавить одну дополнительную ступень с элементом управления, то общее количество ступеней двухпоточной коробки

передач возрастет на  $\Delta N = N_{GB2} + l$ , т.е. «цена» за эти дополнительные возможности составит всего  $1/(N_{GB2} + l)$ . По этому показателю двухпоточные коробки передач существенно лучше, чем преселективные и планетарные, и уступают только модульным [85, 158, 159].

На Рисунках 2.1.1а, 2.1.1б приведены структурные схемы двухпоточных коробок передач с максимальным количеством элементов управления, определяющих предельное значение  $l = 2$ .

Формула (2.2.2) подходит для расчета количества ступеней любой двухпоточной коробки передач, в которой число режимов с совместной работой дифференциала и обеих внутренних коробок передач GB1 и GB2, одинаково. В частных случаях  $l$  может быть меньше 2. Например, если удалить из схемы муфту с3, то теряется возможность блокировки дифференциала, на однопоточных режимах он будет работать как редуктор, и для обеих внутренних коробок передач GB1 и GB2 параметр  $l = 1$ . Возможны также варианты, когда структурная схема по расположению муфт «несимметрична» относительно внутренних коробок передач GB1 и GB2. Например, если удалить из схемы муфту с1, то по отношению к внутренней коробке GB1 будем иметь  $l_1 = 1$ , по отношению к GB2  $l_2 = 2$ . Таким образом, в общем случае количество ступеней двухпоточной коробки передач определяется соотношением:

$$N = N_{GB1} \cdot N_{GB2} + l_1 \cdot N_{GB1} + l_2 \cdot N_{GB2} \quad (2.2.3)$$

$$l_1 \leq 2, l_2 \leq 2$$

Аналогично в структурах трехпоточных коробок передач (Рисунок 2.1.3) представлено максимальное число элементов управления дифференциалами (тормоза с1, с2, с4, с5 и блокировочные муфты с3, с6), которые определяют возможные двух- и однопоточные режимы работы. В конкретных кинематических схемах коробок передач эти элементы управления могут отсутствовать, тогда соответственно уменьшится число режимов работы такой коробки передач. Разные структуры трехпоточных коробок передач имеют различное число однопоточных и двухпоточных режимов. Если обозначить  $l_1, l_2, l_3$  – параметры однопоточных

режимов работы соответственно GB1, GB2, GB3;  $l_4$  – параметр двухпоточных режимов работы GB1 и GB2;  $l_5$  – параметр двухпоточных режимов работы GB1 и GB3;  $l_6$  – параметр двухпоточных режимов работы GB2 и GB3, то из Таблицы 2.1.1 видно, что:

- в структуре DD:  $l_1, l_2, l_3 \leq 4; l_4, l_5, l_6 \leq 2$ .
- в структуре DDO:  $l_1, l_2 \leq 4; l_3, l_4, l_5, l_6 \leq 2$ .
- в структуре IDD:  $l_2, l_3 \leq 4; l_1, l_4, l_5, l_6 \leq 2$ .
- в структуре IDDO:  $l_2 \leq 4; l_1, l_3, l_4, l_6 \leq 2; l_5 = 0$ .

В общем случае количество ступеней, реализуемое трехпоточной коробкой передач, определено выражением:

$$N = N_{GB1} \cdot l_1 + N_{GB2} \cdot l_2 + N_{GB3} \cdot l_3 + N_{GB1} \cdot N_{GB2} \cdot l_4 + N_{GB1} \cdot N_{GB3} \cdot l_5 + N_{GB2} \cdot N_{GB3} \cdot l_6 + N_{GB1} \cdot N_{GB2} \cdot N_{GB3} \quad (2.2.4)$$

Как видно из (2.2.4), добавление 1 пары зубчатых колес и элемента управления (например, в GB1) увеличивает число ступеней в трехпоточной коробке передач на  $\Delta N = l_1 + N_{GB2} \cdot l_4 + N_{GB3} \cdot l_5 + N_{GB2} \cdot N_{GB3}$ , т.е. «цена» составит всего  $1/(l_1 + N_{GB2} \cdot l_4 + N_{GB3} \cdot l_5 + N_{GB2} \cdot N_{GB3})$ . Это наилучший результат по сравнению со всеми рассмотренными выше типами коробок передач.

Анализ выражений (2.2.3), (2.2.4) позволяет вывести общую формулу расчета числа ступеней для многопоточной вально-планетарной коробки передач:

$$N = \sum_{i=1}^n l_i \cdot N_{GBi} + \sum_{i=1}^n l_{3+i} \cdot N_{GBi} N_{GBj} + \prod_{i=1}^3 N_{GBi}; [j]_{i=1}^3 = 2; 3; 1 \quad (2.2.5)$$

где  $l_i$  – параметры, определяющие количество возможных режимов дифференциалов. Для получения  $N$  двухпоточных структур в формуле (2.2.5) следует принять  $N_{GB3} = 0$ .

Из (2.2.5) видно, что число  $N$  ступеней коробки передач существенно зависит от произведений  $N_{GBi}$ , а количество  $U$  элементов управления – из (2.2.1) – от их сумм. Т.к. максимум произведения при ограниченной сумме сомножителей достигается их равенством, то предельные возможности синтезированных многопоточных структур оценим, если в (2.2.5) примем  $N_{GB1} = N_{GB2} = N_{GB3} =$

$N_{GB}$ . При таком равномерном распределении устройств управления по внутренним GB получим:

- для ID и DO: 
$$N = 4N_{GB} + N_{GB}^2 \quad (2.2.6.1)$$

- для IDDO: 
$$N = 8N_{GB} + 4N_{GB}^2 + N_{GB}^3 \quad (2.2.6.2)$$

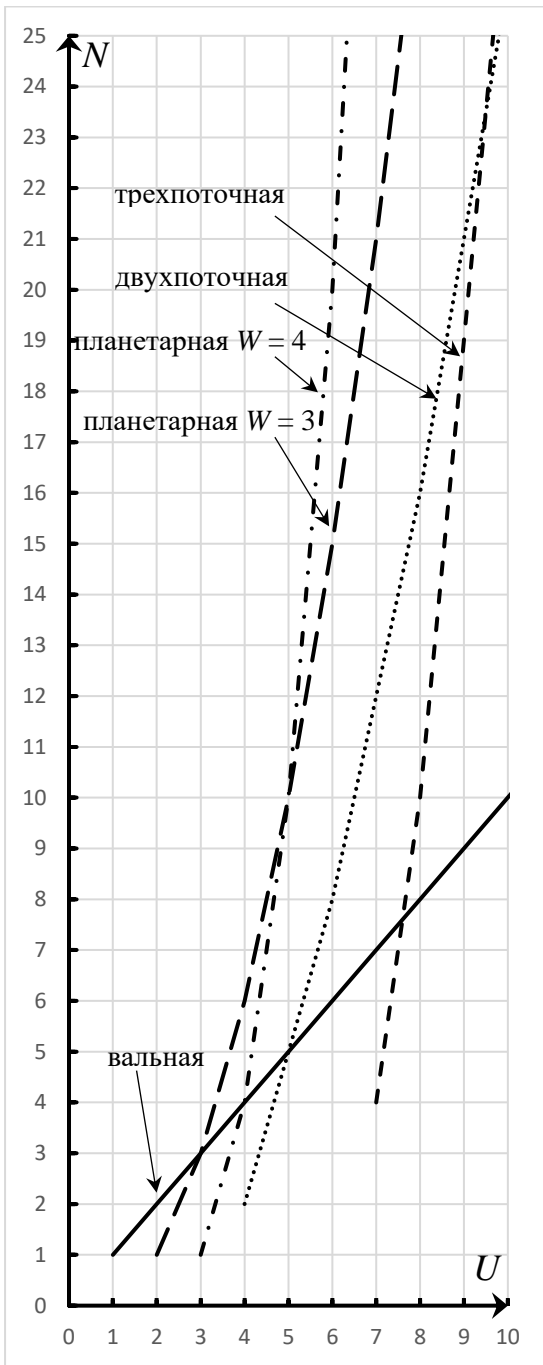
- для DDO и IDD: 
$$N = 10N_{GB} + 6N_{GB}^2 + N_{GB}^3 \quad (2.2.6.3)$$

- для DD: 
$$N = 12N_{GB} + 6N_{GB}^2 + N_{GB}^3 \quad (2.2.6.4)$$

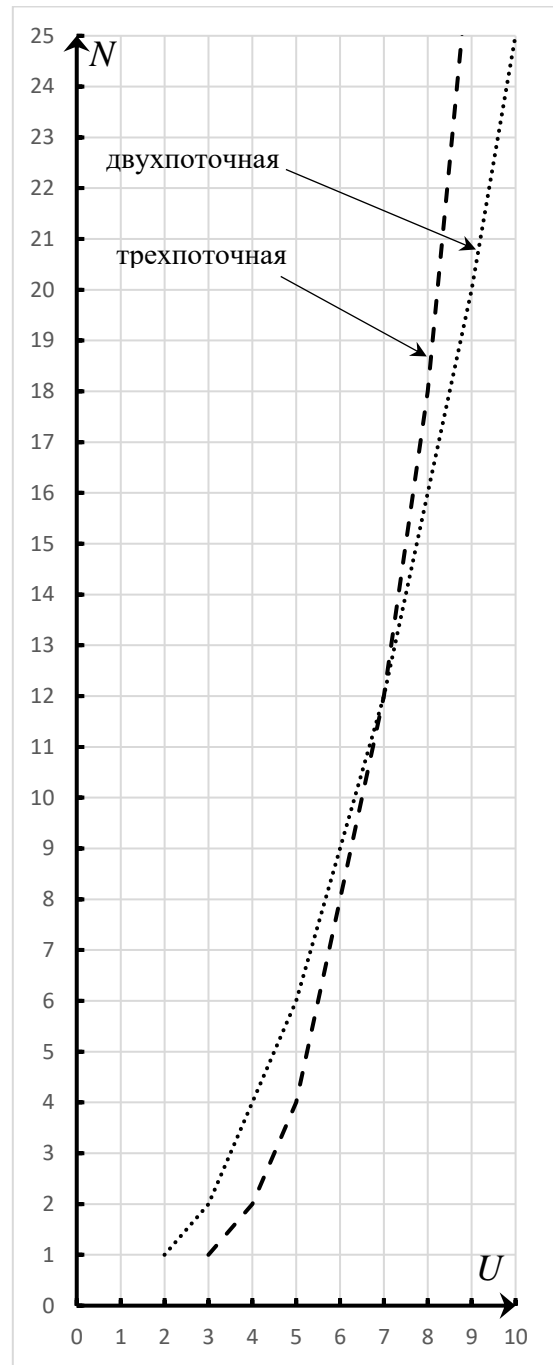
Здесь коэффициенты при  $N_{GB}$  определяют число однопоточных режимов коробки передач, а при  $N_{GB}^2$  – число двухпоточных. Из (2.2.6) видно, что многопоточные коробки передач допускают увеличение числа ступеней с малой «ценой». Действительно, если в одну из внутренних GB добавить дополнительную передачу с элементом управления, то общее количество ступеней  $N$  двухпоточной коробки передач возрастет на  $\Delta N = 4 + N_{GB}$ , а трехпоточной, например, DDO соответственно на  $\Delta N = 10N_{GB} + 6N_{GB}^2 + N_{GB}^3$ .

Анализ выражений (2.2.6) показывает, что наибольшее число режимов допускает структура DD (Рисунок 2.1.1в). Наименьшее число режимов имеет структура IDDO (Рисунок 2.1.1е).

На Рисунке 2.2.1а представлены кривые, характеризующие предельные возможности (максимум  $N$  при минимальном  $U$ ) коробок передач разных типов. Как видно, наиболее простые вальные коробки имеют линейную зависимость. Угол наклона прямой зависит от структуры коробки. В коробке передач с двумя сцеплениями для каждой ступени требуется свой элемент управления. В вально-планетарной коробке передач с последовательным соединением механизмов передач введение дополнительной передачи и элемента управления в GB дает приращение ступеней на 4.



а



б

Рисунок 2.2.1. Зависимость  $N$  числа ступеней от количества  $U$  элементов управления: а – все возможные режимы работы; б – только многопоточные режимы работы.

Предельные возможности планетарных коробок передач рассчитывались по формуле (1.2.3) в зависимости от числа  $W$  степеней свободы коробки передач. Следует отметить, что зависимость  $N$  от  $U$  планетарных коробок является идеальной, на практике выполняется только при  $N \leq 7$  (см. раздел 1.2.2).

Наибольший интерес представляют многопоточные режимы работы коробок передач, т.к. они позволят существенно уменьшить нагрузки на внутренние звенья и элементы управления коробки. Вообще желательно создать коробку передач, работающую только на многопоточных режимах. Соотношение между минимальным числом  $U$  элементов управления и количеством  $N$  ступеней только при многопоточных режимах для вально-планетарных коробок показано на Рисунке 2.2.1б при этом удалены элементы управления с1 – с5 дифференциалов, обеспечивающие однопоточные режимы.

### § 2.3. Кинематические условия отсутствия циркуляции мощности в многопоточных вально-планетарных коробках передач

А.С. Антоновым была разработана теория силового потока [4], в соответствии с которой силовой поток, проходящий через звено контура, оценивается мощностным фактором, равным произведению угловой скорости звена на момент этого звена. Силовой поток считается положительным, если направления скорости и момента совпадают, и отрицательным, если не совпадают.

Свойства силового потока:

- a) Силовые потоки на входе и на выходе замкнутого контура всегда одинаковы по величине и направлению.
- b) Сумма силовых потоков, проходящих по двум ветвям замкнутого контура, равна силовому потоку на входе в замкнутый контур.
- c) Силовой поток положительный, если направлен от входа в замкнутый контур к выходу.

В соответствии с этими свойствами рассмотрим синтезированные структурные схемы многопоточных коробок передач (Рисунок 3.1.1).

#### 2.3.1. В структурах двухпоточных коробок передач

Выражения, определяющие поток мощности в ветвях синтезированных структур двухпоточных коробок передач, показаны на Рисунке 2.3.1.

Для структуры ID (Рисунок 2.3.1а) в соответствии со свойством а) силовой поток на входе I и выходе O одинаков и равен  $\frac{T_O}{i_{IO}} \omega_I$ . Зная передаточные отношения дифференциала, достаточно определить силовые потоки в ветвях замкнутого контура. Для ветви с GB1 и звеном  $m$  дифференциала силовой поток будет равен  $T_O i_{Om}^n \frac{\omega_I}{i_{GB1}}$ ; для ветви с GB2 и звеном  $n$  соответственно  $T_O i_{On}^m \frac{\omega_I}{i_{GB2}}$ .

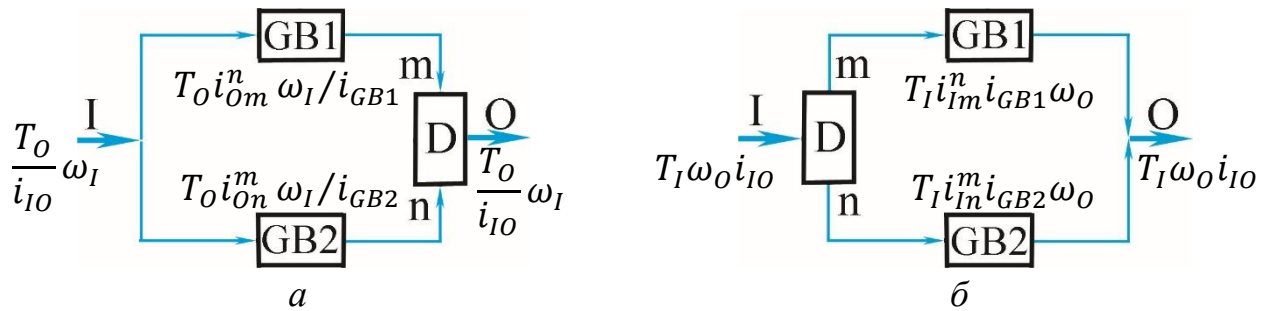


Рисунок 2.3.1. Схема силовых потоков в двухпоточных коробках передач: а – структура ID; б – структура DO.

Свойство б) формализуется в данной схеме равенством:

$$T_O i_{Om}^n \frac{\omega_I}{i_{GB1}} + T_O i_{On}^m \frac{\omega_I}{i_{GB2}} = \frac{T_O}{i_{IO}} \omega_I \quad (2.3.1)$$

Сокращая на  $T_O \omega_I$  и умножая обе части данного уравнения на  $i_{IO}$ , получим следующее обязательное условие, связывающее передаточные отношения механизмов, образующих замкнутый контур с суммирующим дифференциалом:

$$i_{IO} \frac{i_{Om}^n}{i_{GB1}} + i_{IO} \frac{i_{On}^m}{i_{GB2}} = 1 \quad (2.3.2)$$

В соответствии со свойством с) положительность слагаемых в (2.3.2) означает положительный поток мощности в рассматриваемом замкнутом контуре (Рисунок 2.3.1а). Тогда справедливы неравенства:

$$\begin{aligned} 0 < i_{IO} \frac{i_{Om}^n}{i_{GB1}} < 1 \\ 0 < i_{IO} \frac{i_{On}^m}{i_{GB2}} < 1 \end{aligned} \quad (2.3.3)$$

Неравенства (2.3.3) являются условиями отсутствия циркуляции мощности на двухпоточном режиме коробки передач ID.

Аналогично вышеизложенному выявим условия возникновения циркуляции для двухпоточной коробки передач DO (Рисунок 2.3.1б). Здесь на входе и выходе имеем постоянный силовой поток  $T_I \omega_O i_{IO}$ , а в ветвях контура в соответствии с передаточным отношением дифференциала соответственно  $T_I i_{Im}^n i_{GB1} \omega_O$  и  $T_I i_{In}^m i_{GB2} \omega_O$ . Можно записать уравнения, аналогичные (2.3.1) и (2.3.2):

$$T_I i_{Im}^n i_{GB1} \omega_O + T_I i_{In}^m i_{GB2} \omega_O = T_I \omega_O i_{IO}$$

$$\frac{1}{i_{IO}} (i_{Im}^n i_{GB1} + i_{In}^m i_{GB2}) = 1$$

Соответственно условия отсутствия циркуляции мощности на двухпоточных режимах в коробке передач DO получим в виде:

$$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1}}{i_{IO}} < 1$$

$$0 < \frac{i_{In}^m i_{GB2}}{i_{IO}} < 1$$
(2.3.4)

Анализируя полученные неравенства (2.3.3 и 2.3.4) можно утверждать, что в двухпоточных коробках передач циркуляция мощности не возникнет, если на двухпоточных режимах будут использоваться механизмы только с отрицательными, либо только с положительными внутренними передаточными отношениями.

### 2.3.2. В структурах трехпоточных коробок передач

Аналогичным образом силовые потоки рассматриваются в трехпоточных структурах коробок передач (Рисунок 2.3.2).

Две возможные схемы распределения силовых потоков в структуре DD с узловыми точками A1 и B1 показаны на Рисунке 2.3.2.



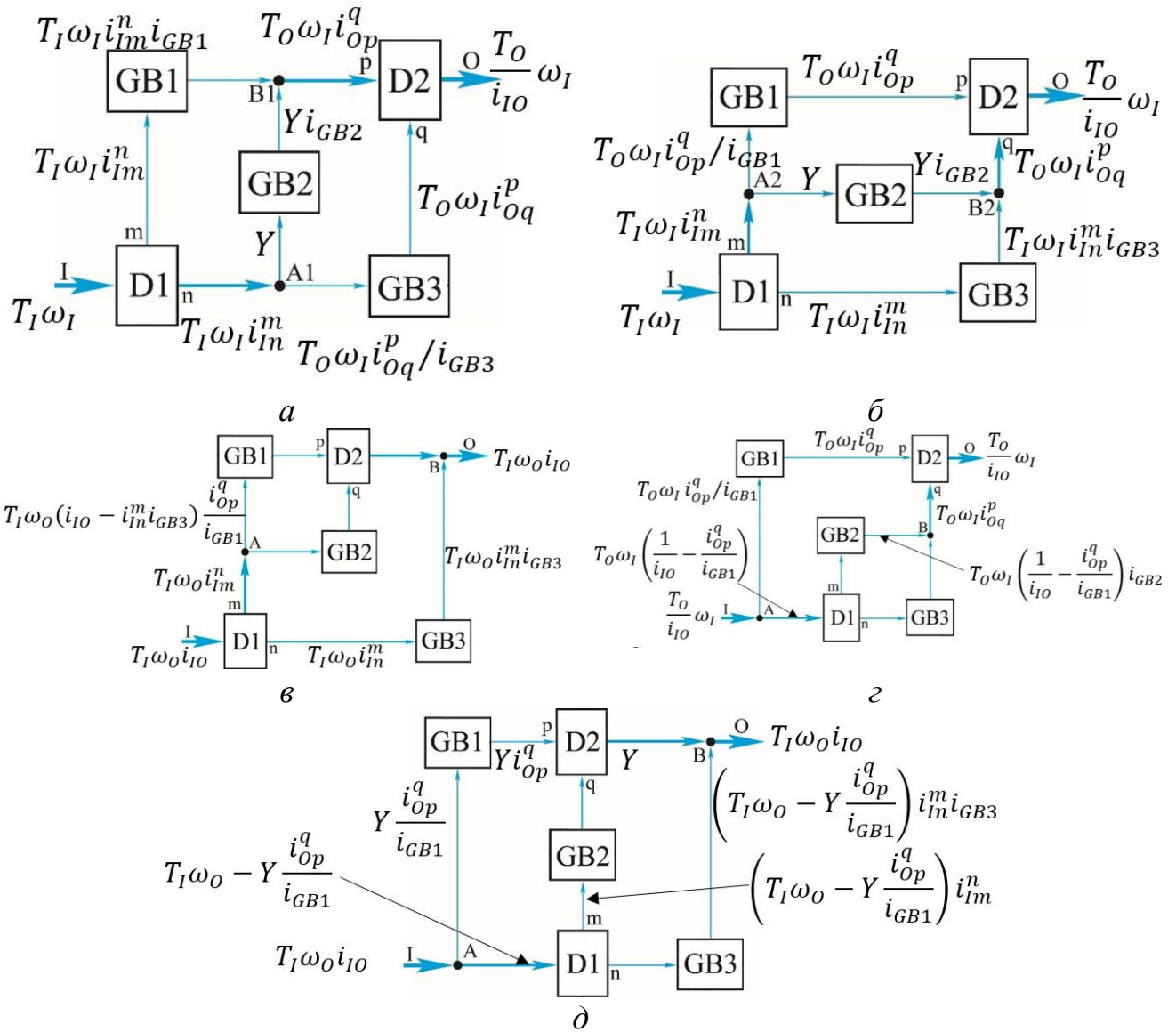


Рисунок 2.3.2. Схемы силовых потоков в трехпоточных структурах: а – DD с узловыми точками A1 и B1; б – DD с узловыми точками A2 и B2; в – IDD; г – DDO; д – IDDO.

Результатом анализа схем распределения силовых потоков (Рисунок 2.3.2) в трехпоточных коробках передач являются условия, наложенные на передаточные отношения, гарантирующие отсутствие циркуляции мощности. Выявленные условия для трехпоточных структур приведены в Таблице 2.3.1.

Таблица 2.3.1.

структура	Условия отсутствия циркуляции мощности	Структура	Условия отсутствия циркуляции мощности
ID	$0 < i_{IO} \frac{i_{Om}^n}{i_{GB1}^m} < 1$ $0 < i_{IO} \frac{i_{On}^m}{i_{GB2}^m} < 1$	DO	$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1}}{i_{IO}} < 1$ $0 < \frac{i_{Im}^m i_{GB2}}{i_{IO}} < 1$
DDO	$0 < \frac{i_{In}^m i_{Op}^q i_{GB2} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Op}^q + i_{GB1} i_{Oq}^p)} < 1$ $0 < \frac{i_{In}^m i_{Oq}^p i_{GB1} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Op}^q + i_{GB1} i_{Oq}^p)} < 1$ $0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1} i_{GB2}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Op}^q + i_{GB1} i_{Oq}^p)} < 1$	IDD	$0 < \frac{i_{IO} i_{Oq}^p}{i_{Im}^n i_{GB2} + i_{Im}^m i_{GB3}} < 1$ $0 < \frac{i_{IO} i_{Op}^q i_{In}^m i_{GB2}}{i_{GB1} (i_{Im}^n i_{GB2} + i_{Im}^m i_{GB3})} < 1$ $0 < \frac{i_{IO} i_{Op}^q i_{In}^m i_{GB3}}{i_{GB1} (i_{Im}^n i_{GB2} + i_{Im}^m i_{GB3})} < 1$
DD	с узлами A1, B1	IDDO	$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Oq}^p + i_{GB3} i_{Op}^q)} < 1$ $0 < \frac{i_{In}^m i_{GB2} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Oq}^p + i_{GB3} i_{Op}^q)} < 1$ $0 < \frac{i_{In}^m i_{GB1} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{Oq}^p i_{GB1} + i_{Op}^q i_{GB2})} < 1$ $0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1} i_{GB2}}{i_{IO} (i_{Oq}^p i_{GB1} + i_{Op}^q i_{GB2})} < 1$
	с узлами A2, B2		

#### § 2.4. Методика синтеза кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач

Синтез кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач по их структурным схемам (Рисунки 2.1.1а – 2.1.1е) предусматривает 3 последовательных этапа:

1. Замена обобщенных механизмов структурных схем (Рисунок 2.1.1) на кинематические схемы конкретных механизмов при обязательном сохранении связей, указанных на структурной схеме.

2. Параметрический синтез, т.е. определение передаточных отношений отдельных внутренних механизмов по заданному ряду передаточных отношений ступеней коробки передач.
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.

Именно таким образом получены рассмотренные ниже запатентованные [62, 80, 84, 162] кинематические схемы многопоточных вально-планетарных коробок передач.

#### 2.4.1. Условия и ограничения, принятые при синтезе кинематических схем коробок передач

Различные схемы используемых механизмов и комбинации их соединений с входными, выходными и внутренними звеньями определяют огромное множество допустимых кинематических схем коробок передач. Для существенного усечения этого множества введем ряд ограничений и условий, заведомо обеспечивающих в синтезируемых коробках передач преобладание многопоточных режимов, заданное направление вращения выходного вала для прямого и обратного хода транспортного средства. С целью упрощения конструкции коробки передач определим также вид используемых планетарных механизмов и передач с неподвижными осями во внутренних GB.

Формулировка ограничений является основой предлагаемого метода синтеза кинематических схем многопоточных коробок передач. Чем больше ограничений, тем меньше возможных вариантов компоновки механизмов в коробке передач и тем проще синтез. Отметим также, что набор принимаемых ограничений в значительной степени определяется техническим заданием, опытом и интуицией конструктора и направлен на то, чтобы из всего многообразия схем выделить для

дальнейшего рассмотрения и анализа потенциально допустимые схемы коробок с требуемыми функциями.

В настоящей работе приняты следующие общие для двух- и трехпоточных коробок передач условия:

1. В качестве дифференциалов используются однорядные планетарные механизмы.
2. В качестве внутренних коробок передач GB используются механизмы с неподвижными осями зубчатых колес с элементами управления (синхронизаторами), включающие соответствующие пары зубчатых колес (Рисунок 2.4.1). При этом внутренние GB имеют по одной паре зубчатых колес и соответственно отрицательное передаточное число от входного звена GB к выходному. При необходимости однонаправленного вращения входного I и выходного O валов синтезируемых коробок передач необходимо добавлять дополнительные передачи внутри коробки или после выходного вала.

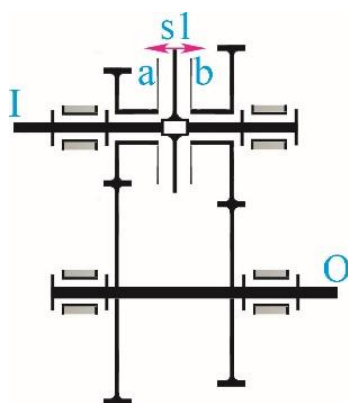


Рисунок 2.4.1. Кинематическая схема двухступенчатой коробки передач GB с неподвижными осями зубчатых колес и синхронизатором.

При синтезе двухпоточных коробок передач для однонаправленного вращения внутренних звеньев коробки водило будем соединять с выходным звеном O в структуре ID, а в структуре DO с входным звеном I. Для однозначного соответствия структурных схем двухпоточных коробок получаемым

кинематическим схемам введем следующие обозначения звеньев дифференциала D: солнечное колесо – m; эпицикл – n.

При синтезе трехпоточных коробок передач будем учитывать следующие ограничения:

3. Звено дифференциала D1, соединяемое с входным звеном I, определяет направления вращения двух других звеньев дифференциала. Например, соединение солнечного колеса с входным звеном I приводит к тому, что эпицикл и водило D1 будут вращаться в разных направлениях. При этом направление вращения водила будет совпадать с направлением вращения солнечного колеса. При блокировке планетарного механизма муфтой с3 все звенья дифференциала D1 будут вращаться в том же направлении, что и солнечное колесо.
4. Для однонаправленного вращения всех звеньев коробки передач на трехпоточных и двухпоточных режимах при включении муфты с5 или с6, а также для получения передачи заднего хода при включении с3 или с5 вместе с с6 соответствующая внутренняя коробка передач GB должна иметь передачу с паразитной шестерней.
5. Для однонаправленного вращения, вне зависимости от того, какие два звена дифференциала D2 являются ведущими, выходное звено D2 соединим с водилом планетарного механизма.
6. Как было указано выше, двух- и трехпоточные режимы позволяют существенно уменьшить нагрузки на звенья коробки передач. Поэтому на стадии синтеза кинематических схем рекомендуется увеличить долю многопоточных ступеней в общем числе ступеней коробки. В случае исключения из рассмотрения тормозных муфт с1, с2, с4, с5, включаемых преимущественно на однопоточных режимах, для реализации двух- и оставшихся однопоточных режимов могут использоваться только блокировочные муфты с3 и с6. В этом случае с учетом п. 2 в синтезируемых коробках передач будет не более 5 элементов управления, а параметры однопоточных режимов для всех внутренних GB равны  $l_1 = l_2 = l_3 = 1$ .

7. С целью уменьшения моментов, действующих на элементы управления коробкой передач, по возможности будем располагать их на ведущих звеньях.

#### 2.4.2. Методика параметрического синтеза

Параметрический синтез заключается в нахождении ряда  $t_u$  передаточных чисел внутренних механизмов, определяющих заданный ряд  $a_k$  передаточных отношений  $i_{IO}$  коробки передач уравнениями, представленными в Таблице 2.1.1:

$$[a_k]_{k=1}^N = a_1, a_2, \dots, a_N$$

$$[t_u]_{u=1}^U = t_1, t_2, \dots, t_U$$

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. Рисунок 2.1.1) 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 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 двухпоточных структур  $U = N_{GB1} + N_{GB2} + 1$ ; для трехпоточных  $U = N_{GB1} + N_{GB2} + N_{GB3} + 2$ . Возможны также случаи, когда появляется зависимость между  $i_{GB}$  вследствие конструктивных особенностей схемы, например, при двух парах зацеплений, расположенных на параллельных валах (такой пример рассмотрен ниже при синтезе 8-ми ступенчатой коробки передач ID). Каждая подобная зависимость уменьшает значение  $U$  на 1.

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, приведенных в Таблице 2.1.1 и 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 какое соотношение, из приведенных в Таблице 2.1.1, определяет конкретный член ряда  $a_k$ , т.е. 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 низшей ступени на высшую. Зная диапазоны передаточных чисел внутренних механизмов, можно проанализировать соотношения в Таблице 2.1.1 и 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  $a_k$ :

$$F_1 = \min \sum_{k=1}^N \left( \frac{a_k - b_k}{a_k} \right)^2 \quad (2.4.1)$$

3. По результатам оптимизации по каждому из возможных структур ряда  $a_k$  выделяется тот ряд  $b_k^*$ , у которого наилучшие результаты по критерию (2.4.1). Значения этого ряда уточняются его оптимизацией по минимаксному критерию

$$F_2 = \min \left( \max_k \left| \frac{a_k - b_k^*}{a_k} \right| \right) \quad (2.4.2)$$

Полученные значения ряда  $t_u$  являются решением поставленной задачи.

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. Поэтому для параметрического синтеза трехпоточных коробок передач, имеющих существенно большее число ступеней по сравнению с двухпоточными, 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 при 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, позволяет сократить время и трудоемкость проведения вычислений ряда передаточных отношений для новой схемы коробки передач.

Этапы упрощенной методики параметрического синтеза:

1. Расставить формулы расчета передаточных отношений, реализуемых коробкой передач, в ряду  $b_k$  в любом порядке.
2. Определить значения передаточных чисел механизмов коробки по условию минимума функции (2.4.1).
3. Подставить полученные значения в формулы расчета передаточных отношений ступеней и получить ряд передаточных отношений. Вероятность того, что выбранные случайным образом места расстановки передаточных отношений ступеней будут обеспечивать убывающий ряд, довольно низкая.



Скорее всего будет получен ряд с нарушениями, т.е. значения некоторых членов ряда будут больше или равны значениям предыдущих ступеней.

4. В ряду  $b_k$  переставить местами формулы передаточных отношений и вернуться к этапу 2. Например, если передаточное отношение 4-й ступени больше передаточного отношения 1-й, то необходимо поменять местами их формулы расчета в ряду  $b_k$  и т.д. Такие итерации следует выполнять до тех пор, пока не будет получен убывающий ряд передаточных отношений.
5. Рассчитать относительные отклонения  $\delta$  величин передаточных отношений полученного ряда  $b_k$  и относительные отклонения шага  $\varepsilon$ .

$$\delta = \frac{a_k - b_k}{a_k}; \quad \varepsilon = 1 - \frac{a_{k+1} \cdot b_k}{a_k \cdot b_{k+1}}$$

6. Если  $\delta > \varepsilon$ , то уточнить полученные значения по критерию (2.4.2). При близких значения  $\delta$  и  $\varepsilon$  или в случае  $\delta < \varepsilon$  для получения более равномерного ряда передаточных отношений коробки передач следует рассмотреть минимум функции суммы квадратов относительных отклонений ряда  $b_k/b_{k+1}$  от ряда  $a_k/a_{k+1}$ , т.е. отклонение шага между передаточными отношениями полученного ряда от шага между передаточными отношениями заданного ряда:

$$F_3 = \sum_{k=1}^N \left( \frac{\frac{a_k}{a_{k+1}} - \frac{b_k}{b_{k+1}}}{\frac{a_k}{a_{k+1}}} \right)^2 = \sum_{k=1}^N \left( 1 - \frac{a_{k+1} \cdot b_k}{a_k \cdot b_{k+1}} \right)^2 \quad (2.4.3)$$

С помощью изложенной упрощенной методики параметрического синтеза получены значения передаточных отношений пар зубчатых колес представленных ниже кинематических схем трехпоточных коробок передач, реализующих близкий к заданному ряд передаточных отношений. Причем передаточное отношение передачи реверса не ограничивалось.

### § 2.5. Синтез 8-ми ступенчатой коробки передач по структуре ID

Предположим, что необходимо синтезировать кинематическую схему 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач с суммирующим дифференциалом по структурной схеме (Рисунок 2.1.1а). Пусть внутренние коробки передач GB1 и GB2 имеют одинаковое количество ступеней  $N_{GB1} = N_{GB2} = 2$ , тогда из формулы (2.2.2) следует, что для получения 8-ми ступенчатой коробки передач необходимо обеспечить  $l = 1$ . В этом случае конструктор может выбрать какие муфты оставить в синтезируемой кинематической схеме:

- только муфту  $c3$  блокировки дифференциала;
- только муфты  $c1$  и  $c2$ , обеспечивающие остановку одного из звеньев дифференциала;

Необходимо просчитывать все эти варианты для получения наилучшей конструкции коробки передач. Предположим, что конструктор остановился на варианте б). Для однонаправленного вращения входного и выходного валов необходимо в каждую ветвь схемы добавить еще по одному механизму с отрицательным внутренним передаточным отношением.

Передачу заднего хода разместим во внутренней GB1. Кинематическая схема синтезированной 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач представлена на Рисунке 2.5.1 [162].

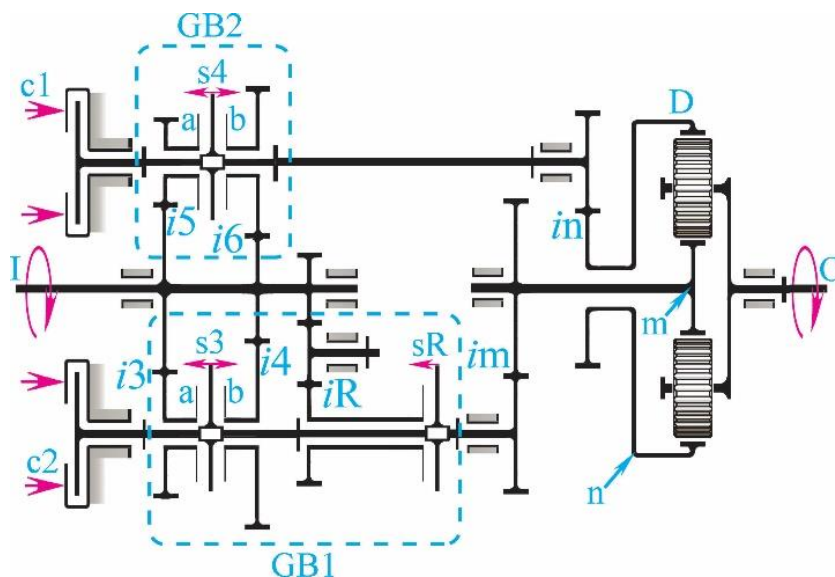


Рисунок 2.5.1. Кинематическая схема 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач ID.

Передаточные отношения  $i_3, i_4, i_5, i_6, i_m, i_n$  и  $i_D$  механизмов коробки передач (Рисунок 2.5.1) не являются независимыми. Как видно из кинематической схемы, для реализации двух пар зацеплений на параллельных валах необходимо выполнить обязательное геометрическое условие, связывающее числа зубьев колес каждой пары. В данном случае таких условий два:

$$\begin{cases} z_{31} + z_{32} = z_{41} + z_{42} \\ z_{31} + z_{52} = z_{41} + z_{62} \end{cases},$$

где  $z_{31}, z_{41}$  – число зубьев первого и второго колеса входного вала I слева направо;  $z_{32}$  и  $z_{42}$  – число зубьев шестерен, включаемых синхронизатором  $s_3$  соответственно в положение а и б;  $z_{52}$  и  $z_{62}$  – число зубьев шестерен, включаемых соответственно синхронизатором  $s_4$  соответственно в положение а и б.

Опуская промежуточные выкладки, получим следующее выражение связи между параметрами  $i_3, i_4, i_5$  и  $i_6$ :

$$\frac{1 - i_4}{1 - i_3} = \frac{1 - i_6}{1 - i_5} \quad (2.5.1)$$

Таким образом из семи отыскиваемых параметров шесть являются независимыми, а седьмой, допустим это будет  $i_6$ , будет вычисляться по формуле:

$$i_6 = 1 - \frac{(1 - i_4)(1 - i_5)}{1 - i_3} \quad (2.5.2)$$

Отметим также, что что параметры  $i_n$  и  $i_m$  в рассматриваемой схеме являются свободными и определяют некоторое двумерное множество решений поставленной задачи параметрического синтеза. Значения  $i_n$  и  $i_m$  могут выбираться произвольно из некоторого диапазона, что позволяет конструктору подбирать их, исходя из необходимости уменьшения массогабаритных характеристик конструкции или других требований, например, для выбора передаточного отношения  $i_D$  дифференциала, при котором он будет обладать максимальным КПД.

Связь между передаточными отношениями  $i_{OI} = 1/i_{IO}$  и передаточными отношениями внутренних механизмов для каждой ступени приведена в Таблице 2.5.1.

Таким образом задача параметрического синтеза кинематической схемы 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач ID конкретизирована: используя соотношения (2.5.3) – (2.5.10) найти значения  $i_3, i_4, i_5, i_m, i_n$  и  $i_D$  (значение  $i_6$  определено формулой (2.5.2)), при которых получаемый ряд  $b_k$  ( $k = 1 \dots 8$ ) будет наиболее близок по критериям (2.4.1), (2.4.2) к заданному ряду  $a_k$  ( $k = 1 \dots 8$ ) передаточных отношений  $i_{IO}$  коробки передач.

Таблица 2.5.1.

Вид режима	Обратное передаточное отношение $i_{OI}$		Состояние элементов управления					
			c1	c2	s3		s4	
					a	b	a	b
Однопоточный	$i_{c1+s3a} = \frac{1}{(1-iD) \cdot i_3 \cdot i_m}$	(2.5.3)	×		×			
	$i_{c1+s3b} = \frac{1}{(1-iD) \cdot i_4 \cdot i_m}$	(2.5.4)	×			×		
	$i_{c2+s4a} = \frac{iD}{(iD-1) \cdot i_5 \cdot i_n}$	(2.5.5)		×			×	
	$i_{c2+s4b} = \frac{iD}{(iD-1) \cdot i_6 \cdot i_n}$	(2.5.6)		×				×
Двухпоточный	$i_{s3a+s4a} = i_{c1+s3a} + i_{c2+s4a}$	(2.5.7)			×		×	
	$i_{s3a+s4b} = i_{c1+s3a} + i_{c2+s4b}$	(2.5.8)			×			×
	$i_{s3b+s4a} = i_{c1+s3b} + i_{c2+s4a}$	(2.5.9)				×	×	
	$i_{s3b+s4b} = i_{c1+s3b} + i_{c2+s4b}$	(2.5.10)				×		×

2.5.1. Этап 1. Определение множества возможных структур ряда передаточных отношений

Необходимо разместить передаточные отношения однопоточных режимов в возрастающем ряду  $b_k$  и тем самым выявить структуру ряда. Это комбинаторная задача, в общем случае разместить 4 элемента в ряду, содержащем 8 членов, можно 1680-ю способами. Для сокращения числа вариантов расположим значения передаточных отношений однопоточных режимов в следующем порядке:

$$i_{c1+s3a} < i_{c2+s4a} < i_{c1+s3b} < i_{c2+s4b} \quad (2.5.11)$$

Т.к. сумма всегда больше слагаемых, то из неравенства (2.5.11) следует:

$$i_{c2+s4a} < i_{s3a+s4a} < i_{s3b+s4a} \quad (2.5.12)$$

$$i_{c1+s3b} < i_{s3b+s4a} < i_{s3b+s4b} \quad (2.5.13)$$

$$i_{c2+s4b} < i_{s3a+s4b} < i_{s3b+s4b} \quad (2.5.14)$$

Можно определить места расположения трех крайних членов ряда: два крайних слева (наименьшие) –  $i_{c1+s3a}$  и  $i_{c2+s4a}$ , крайний справа (наибольший) –  $i_{s3b+s4b}$ .

Остаются неопределенности, решение которых может быть как со знаком “>”, так и “<”:

$$i_{c1+s3b} ? i_{s3a+s4a} \quad (2.5.I)$$

$$i_{c2+s4b} ? i_{s3a+s4a} \quad (2.5.II)$$

$$i_{c2+s4b} ? i_{s3b+s4a} \quad (2.5.III)$$

$$i_{s3b+s4a} ? i_{s3a+s4b} \quad (2.5.IV)$$

Неопределенности (2.5.I – 2.5.IV) образуют многообразие вариантов возможных структур рядов, выполняемых коробкой передач.

Анализируя неравенства (2.5.11 – 2.5.14) можно записать следующую общую зависимость между передаточными отношениями ступеней:

$$i_{c1+s3a} < i_{c2+s4a} < i_{c1+s3b} < i_{c2+s4b} < i_{s3b+s4b} \quad (2.5.15)$$

Составим Таблицу 2.5.2: в первой графе будем указывать номер структуры ряда  $b_k$ , во второй – номер неопределенности, при устранении которой данная структура ряда была получена, а остальные восемь граф будем заполнять передаточными отношениями, последовательно устраняя неопределенности (2.5.I – 2.5.IV) и увеличивая число возможных структур  $b_k$  ряда (2.5.15).

Сразу на основании неравенств (2.5.11 – 2.5.14) можно заполнить три столбца таблицы: первые два членами  $i_{c1+s3a}$ ,  $i_{c2+s4a}$  и последний –  $i_{s3b+s4b}$ .

1. Рассмотрим неопределенность (2.5.IV). Передаточные отношения  $i_{s3b+s4a}$  и  $i_{s3a+s4b}$  в соответствии с неравенствами (2.5.13) и (2.5.14) могут располагаться на шестом или седьмом местах. Таким образом, устраняя

неопределенность (2.5.IV), получено 2 неполные структуры рядов передаточных отношений, содержащие 5 членов.

2. Рассмотрим неопределенность (2.5.III). Добавление передаточного отношения  $i_{c2+s4b}$  с учетом неравенства (2.5.14) увеличивает число рассматриваемых структур еще на одну.
3. Добавляя член  $i_{s3a+s4a}$  и устраняя неопределенность (2.5.II) с учетом неравенства (2.5.12), добавляются еще две возможные структуры ряда.
4. Рассмотрим неопределенность (2.5.I). Передаточное отношение  $i_{c1+s3b}$  может находиться между членами  $i_{c2+s4a}$  и  $i_{c2+s4b}$  или  $i_{s3b+s4a}$ . Таким образом добавляется еще 3 возможные структуры ряда передаточных отношений.

После устранения неопределенностей (2.5.I – 2.5.IV) ряда (2.5.15) было получено восемь возможных структур (см. Таблицу 2.5.2). Все эти структуры необходимо оптимизировать для нахождения ряда  $b_k$ , наиболее близкого к заданному ряду  $a_k$  передаточных отношений коробки передач.

Таблица 2.5.2.

№ п/п	Устраненная неопределенность	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
$b_k^1$	2.5.IV	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}^*$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^2$	2.5.I	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^3$	2.5.II	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}^*$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^4$	2.5.IV	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}^*$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^5$	2.5.I	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^6$	2.5.II	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^7$	2.5.III	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}^*$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$
$b_k^8$	2.5.I	$i_{c1+s3a}^*$	$i_{c2+s4a}^*$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{c1+s3b}^*$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{c2+s4b}^*$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$

Для удобства чтения таблицы передаточные отношения однопоточных режимов помечены \*.

2.5.2. Этап 2. Выявление ряда передаточных отношений, наиболее близкого к заданному

Возьмем в качестве заданного ряда  $a_k$  известный ряд [132], реализованный в планетарной 8-ми ступенчатой коробке передач (см. Таблицу 2.5.3).

Используя в качестве начальных условий значения  $a_k$ , соответствующие только передачам однопоточных режимов, для каждого ряда  $b_k^j$  ( $j = 1, \dots, 8; k = 1, \dots, 8$ ) можно найти значения  $b_k^j$ , удовлетворяющие минимуму функции (5.1.2). Значение  $j$ , при котором функция  $F$  минимальна из всех полученных  $F^j$  ( $j = 1, \dots, 8$ ), определяют наилучшую структуру ряда, а соответствующие ей  $b_k^j$  – наилучшие (в смысле близости по критерию (2.4.1)) значения передаточных отношений.

Таблица 2.5.3.

$a_k$	$i_{10}$	$i_{01}$	Шаг передаточного отношения
$a_1$	4,700	0,213	
$a_2$	3,133	0,319	1,500
$a_3$	2,143	0,467	1,462
$a_4$	1,700	0,588	1,261
$a_5$	1,298	0,770	1,310
$a_6$	1,000	1,000	1,298
$a_7$	0,839	1,192	1,192
$a_8$	0,667	1,499	1,258

Шагом передаточного отношения называется отношение предыдущего значения передаточного отношения  $i_{10}$  к последующему.

Минимальные значения  $F_1$  после оптимизации каждого ряда  $b_k$  сведены в Таблице 2.5.4, откуда видно, что наилучшее приближение к заданному ряду  $a_k$  дает структура  $b_k^7$ .

Таблица 2.5.4.

Ряд	$b_k^1$	$b_k^2$	$b_k^3$	$b_k^4$	$b_k^5$	$b_k^6$	$b_k^7$	$b_k^8$
$\min F_1$	0,128	0,072	0,251	0,082	0,051	0,246	0,015	0,027

Теперь следует уточнить значения  $b_k^7$  по критерию (2.4.2). Передаточные отношения ряда  $b_k^7$  двухпоточной коробки передач после минимизации

максимального отклонения приведены в Таблице 2.5.5. Также в Таблице 2.5.5 представлены процентные отклонения членов ряда  $b_k^7$  от заданного ряда  $a_k$  и состояние управляемых муфт двухпоточной коробки передач.

Таблица 2.5.5.

$b_k$	$i_{10}$	$i_{01}$	Шаг передаточного отношения	Относительное отклонение от заданной величины $a_k$ в %	Состояние муфт						
					c1	c2	s3		s4		sR
							a	b	a	b	
$b_1^*$	4,533	0,221		3,55	×		×				
$b_2^*$	2,973	0,336	1,525	5,11		×			×		
$b_3^*$	2,103	0,475	1,414	1,87	×			×			
$b_4$	1,796	0,557	1,171	5,65			×		×		
$b_5$	1,232	0,812	1,458	5,08				×	×		
$b_6^*$	0,963	1,039	1,279	3,70		×				×	
$b_7$	0,794	1,259	1,213	5,36			×			×	
$b_8$	0,660	1,514	1,203	1,05				×		×	
R	-3,575	-0,28			×						×

*Передаточные отношения однопоточных режимов помечены в таблице \*.*

Теперь необходимо вычислить все множество значений  $iD, i3, i4, i5, i6$  по найденным оптимальным значениям передаточных отношений однопоточных режимов в заданном диапазоне  $-3 < in; im < -0,3$ .



Результаты приведены на Рисунке 2.5.2 в виде диаграммы, где построены графики зависимостей значений внутренних параметров  $iD, i3, i4, i5, i6$  от значений  $in$  и  $im$ . Функции  $i6 = f(in, im)$  и соответствующая ей Функции  $iD = f_1(in, im)$  представляют собой некоторую трехмерную поверхность. Отображение этой поверхности плоскими кривыми на графиках выполнено ее сечениями при  $in = -0,3; -0,5; -1,0; -1,5; -2,0; -2,5; -3,0$ . Если, например, конструктор, исходя из массогабаритных характеристик коробки передач выбирает значения  $im = -0,6$  и  $in = -1,5$ , то внутренние передаточные отношения, как показано на диаграмме, должны быть  $i6 = -0,426; iD = -1,979; i5 = -1,317; i4 = -1,177; i3 = -2,536$ . В этом случае коробкой передач будет обеспечен ряд передаточных отношений наиболее близкий к заданному. Для ступени реверса передаточное отношение  $iR$  может быть любым, для коробки передач (Рисунок 2.5.1) пусть  $iR = -2,0$ .

Проверим по условиям (2.3.3) возникновение циркуляции мощности в рассматриваемой схеме на двухпоточных режимах. Двухпоточный режим работы в соответствии с Таблицей 2.5.5 реализуется на четвертой, пятой, седьмой и восьмой ступенях. Результаты приведены в Таблице 2.5.6.

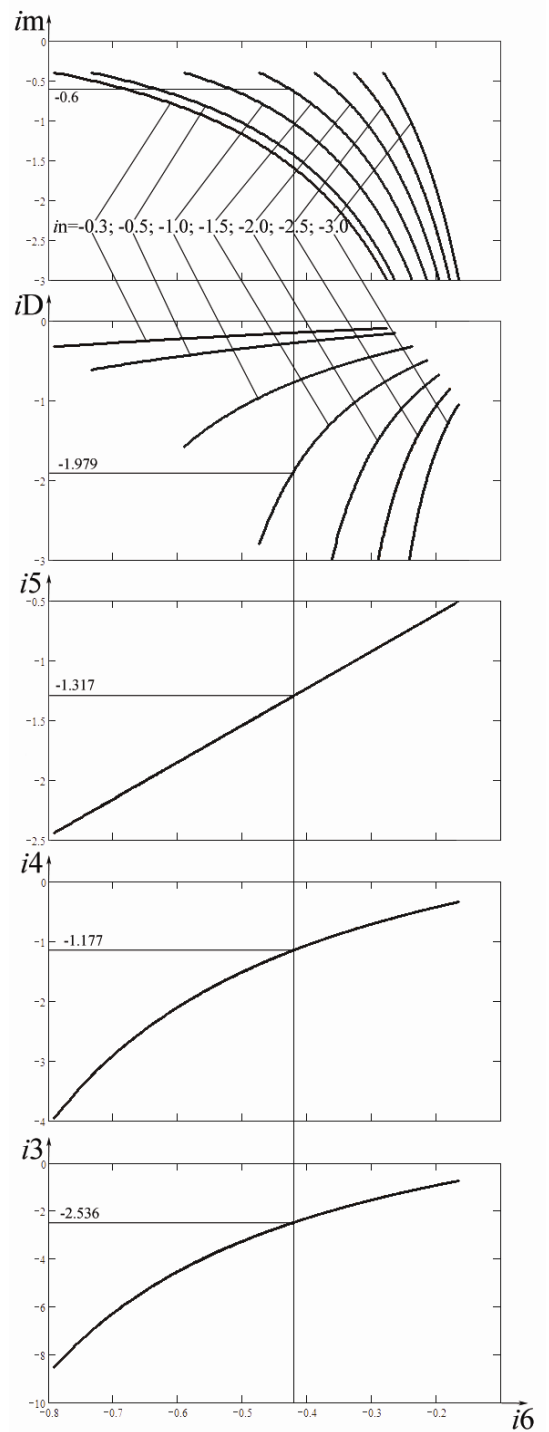


Рисунок 2.5.2. Диаграмма значений  $iD, i3, i4, i5, i6$  от  $in$  и  $im$ .

Таблица 2.5.6.

№ двухпоточной ступени	Ветвь к звену m $0 < i_{IO} \frac{i_{Om}^n}{i_{GB1}} < 1$	Ветвь к звену n $0 < i_{IO} \frac{i_{On}^m}{i_{GB2}} < 1$
4	$\frac{i_{IO}}{(1 - i_{mn}^0)i3 \cdot im} = 0,396$	$\frac{i_{IO} \cdot i_{mn}^0}{(i_{mn}^0 - 1)i5 \cdot in} = 0,604$
5	$\frac{i_{IO}}{(1 - i_{mn}^0)i4 \cdot im} = 0,585$	$\frac{i_{IO} \cdot i_{mn}^0}{(i_{mn}^0 - 1)i5 \cdot in} = 0,415$
7	$\frac{i_{IO}}{(1 - i_{mn}^0)i3 \cdot im} = 0,175$	$\frac{i_{IO} \cdot i_{mn}^0}{(i_{mn}^0 - 1)i6 \cdot in} = 0,825$
8	$\frac{i_{IO}}{(1 - i_{mn}^0)i4 \cdot im} = 0,314$	$\frac{i_{IO} \cdot i_{mn}^0}{(i_{mn}^0 - 1)i6 \cdot in} = 0,686$

Условия (2.3.3) удовлетворяются, и на всех двухпоточных ступенях циркуляция мощности отсутствует.

Оценим нагрузки на выходе каждого механизма, для чего выполним статический анализ схемы (Рисунок 2.5.1). Результаты расчета для синтезированной коробки передач приведены в Таблице 2.5.7.

Таблица 2.5.7.

№	$T_{c1}$	$T_{c2}$	$T_{s3}$		$T_{s4}$		$T_{sR}$	$T_o$
			a	b	a	b		
1	3,011T		2,536T					-4,533T
2		0,977T			1,317T			-2,973T
3	1,397T			1,177T				-2,103T
4			1,0T		0,796T			-1,796T
5				0,687T	0,545T			-1,232T
6		0,324T				0,426T		-0,963T
7			0,443T			0,351T		-0,794T
8				0,369T		0,291T		-0,660T
R	-2,375T						-2,0T	3,575T

Как видно из Таблицы 2.5.7, на всех ступенях синтезированной 8-ми ступенчатой коробки передач ID моменты на внутренних механизмах не превышают величин момента выходного вала. На двухпоточных режимах (ступени 4, 5, 7, 8) моменты на выходе внутренних механизмов в 1,5 – 2 раза меньше входного момента T двигателя.

## § 2.6. Синтез 12-ти ступенчатой коробки передач по структуре DO

Синтезируем кинематическую схему 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач с распределительным дифференциалом по структурной схеме (Рисунок 2.1.1б). Пусть внутренние коробки передач GB1 и GB2 имеют также одинаковое количество ступеней  $N_{GB1} = N_{GB2} = 2$ . Тогда по формуле (2.2.2) получим значение  $l = 2$ . Значит в схеме должны быть муфты, обеспечивающие блокировку дифференциала и его работу, как редуктора. Передачу реверса установим в GB1. Элементы управления дифференциалом не могут работать одновременно, поэтому их можно объединить в один элемент управления с тремя состояниями (синхронизатор). В синтезируемой кинематической схеме объединим управление блокировочной муфтой  $s3$  и муфтой  $s1$  (см. структуру на Рисунке 2.1.1б), останавливающей звено  $n$  дифференциала, в синхронизатор  $s1$ . Также в один синхронизатор  $s2$  объединим муфту  $s2$ , останавливающую звено  $m$  дифференциала, и элемент управления передачи реверса, т.к. они не могут быть включены одновременно. Полученная кинематическая схема 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач с разнонаправленным вращением входного и выходного валов представлена на Рисунке 2.6.1 [62].

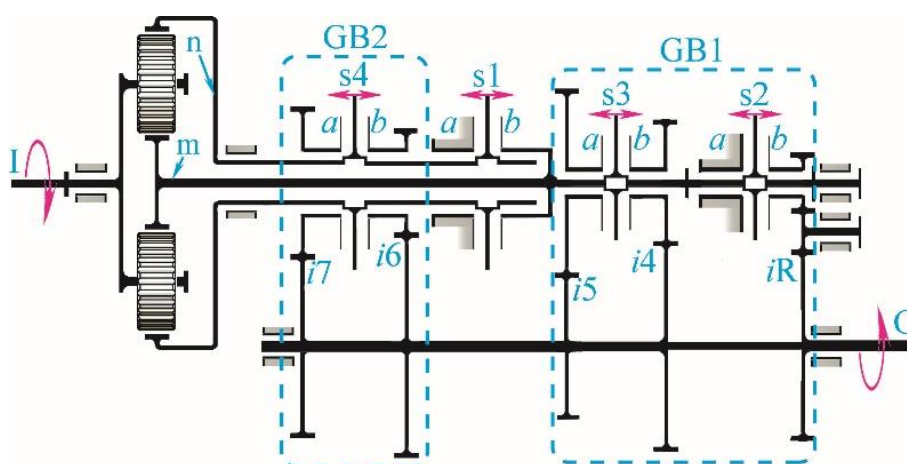


Рисунок 2.6.1. Кинематическая схема 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач DO.

Все кинематические соотношения этой коробки передач в виде формул (2.6.1) – (2.6.12) в зависимости от состояния муфт приведены в Таблице 2.6.1.

Таблица 2.6.1.

Вид режима	Тип ступени	Передаточное отношение $i_{IO}$		Состояние элементов управления						
				s1		s2a	s3		s4	
				a	b		a	b	a	b
Однопоточный	Базовый	$i_{s1b+s3b} = i4$	(2.6.1)		×			×		
		$i_{s1b+s3a} = i5$	(2.6.2)		×		×			
		$i_{s1b+s4b} = i6$	(2.6.3)		×					×
		$i_{s1b+s4a} = i7$	(2.6.4)		×				×	
	Планетарный	$i_{s1a+s3b} = \frac{i4}{1-iD}$	(2.6.5)	×				×		
		$i_{s1a+s3a} = \frac{i5}{1-iD}$	(2.6.6)	×			×			
		$i_{s2a+s4b} = \frac{i6 \cdot iD}{iD-1}$	(2.6.7)			×				×
		$i_{s2a+s4a} = \frac{i7 \cdot iD}{iD-1}$	(2.6.8)			×			×	
Двухпоточный	Суммарный	$i_{s3b+s4b} = i_{s1a+s3b} + i_{s2a+s4b}$	(2.6.9)					×		×
		$i_{s3b+s4a} = i_{s1a+s3b} + i_{s2a+s4a}$	(2.6.10)					×	×	
		$i_{s3a+s4b} = i_{s1a+s3a} + i_{s2a+s4b}$	(2.6.11)				×			×
		$i_{s3a+s4a} = i_{s1a+s3a} + i_{s2a+s4a}$	(2.6.12)				×		×	

Условимся называть однопоточные ступени с блокировкой планетарного механизма D – базовыми, ступени, при которых остановлено одно из звеньев m или n планетарного механизма D – планетарными, а суммы планетарных ступеней – суммарными.

Как видим из соотношений (2.6.1 – 2.6.12) все 12 передаточных отношений ряда определяются базовыми ступенями  $i_{s1b+s3b}$ ,  $i_{s1b+s3a}$ ,  $i_{s1b+s4b}$ ,  $i_{s1b+s4a}$  и передаточным отношением  $iD$  дифференциала.

2.6.1. Этап 1. Определение множества возможных структур ряда передаточных отношений

Необходимо разместить передаточные отношения однопоточных режимов в возрастающем по модулю ряду  $b_k$  и тем самым выявить структуру ряда. В общем случае разместить 4 элемента в ряду, содержащем 12 членов, можно 11880-ю

способами. Для сокращения числа вариантов расположим базовые ступени  $i_{s1b+s3b}$ ,  $i_{s1b+s3a}$ ,  $i_{s1b+s4b}$ ,  $i_{s1b+s4a}$  в следующем порядке:

$$i_{s1b+s4b} < i_{s1b+s3b} < i_{s1b+s4a} < i_{s1b+s3a} \quad (2.6.13)$$

Базовые и планетарные ступени зависят друг от друга через систему неравенств:

$$i_{s1b+s3a} < i_{s1a+s3a} \quad (2.6.14)$$

$$i_{s1b+s3b} < i_{s1b+s4a} < i_{s2a+s4a} < i_{s1a+s3b} < i_{s1a+s3a} \quad (2.6.15)$$

$$i_{s1b+s4b} < i_{s2a+s4b} < i_{s2a+s4a} \quad (2.6.16)$$

$$i_{s2a+s4b} < i_{s1a+s3b} \quad (2.6.17)$$

Остаются неопределенности, решение которых может быть как со знаком “>”, так и “<”:

$$i_{s1b+s3a} ? i_{s1a+s3b} \quad (2.6.I)$$

$$i_{s1b+s3a} ? i_{s2a+s4a} \quad (2.6.II)$$

$$i_{s1b+s3a} ? i_{s2a+s4b} \quad (2.6.III)$$

$$i_{s1b+s3b} ? i_{s2a+s4b} \quad (2.6.IV)$$

$$i_{s1b+s4a} ? i_{s2a+s4b} \quad (2.6.V)$$

Из уравнений (2.6.14) – (2.6.17) системы неравенств получим зависимости между передаточными отношениями планетарных ступеней:

$$i_{s2a+s4b} < i_{s2a+s4a} < i_{s1a+s3b} < i_{s1a+s3a} \quad (2.6.18)$$

Суммарные ступени определяют следующую систему неравенств:

$$i_{s3b+s4b} < i_{s3b+s4a} < i_{s3a+s4a} \quad (2.6.19)$$

$$i_{s3b+s4b} < i_{s3a+s4b} < i_{s3a+s4a} \quad (2.6.20)$$

Остается неопределенность:

$$i_{s3a+s4b} ? i_{s3b+s4a} \quad (2.6.VI)$$

Т.к. все передаточные отношения отрицательные по абсолютной величине, то суммарные ступени меньше планетарных ступеней:

$$i_{s3b+s4b} < i_{s3a+s4b} < i_{s2a+s4b} < i_{s2a+s4a} < i_{s1a+s3b} < i_{s1a+s3a} \quad (2.6.21)$$

$$i_{s3b+s4a} < i_{s3a+s4a} < i_{s2a+s4a} < i_{s1a+s3b} < i_{s1a+s3a} \quad (2.6.22)$$

Остаются следующие неопределенности:

$$i_{s2a+s4b} ? i_{s3a+s4a} \quad (2.6.VII)$$

$$i_{s2a+s4b} ? i_{s3b+s4a} \quad (2.6.VIII)$$

Определяем положение базовых ступеней  $i_{s1b+s3b}$ ,  $i_{s1b+s3a}$ ,  $i_{s1b+s4b}$ ,  $i_{s1b+s4a}$  в ряду сумм:

$$i_{s2a+s4b} < i_{s3b+s4b} < i_{s1b+s3b} < i_{s3b+s4a} < i_{s1b+s4a} < i_{s3a+s4a} < i_{s1b+s3a} \quad (2.6.23)$$

Неопределенности:

$$i_{s1b+s3b} ? i_{s3a+s4b} \quad (2.6.IX)$$

$$i_{s1b+s4a} ? i_{s3a+s4b} \quad (2.6.X)$$

Неопределенности (2.6.I – 2.6.X) образуют многообразие вариантов возможных структур рядов, выполняемых коробкой передач.

Проанализировав все полученные неравенства (2.6.13 – 2.6.23) можно составить неравенство (2.6.24), в которое будем добавлять неуказанные в нем передаточные отношения, последовательно устраняя при этом неопределенности (2.6.I – 2.6.X).

$$i_{s1b+s4b} < i_{s3b+s4b} < i_{s1b+s3b} < i_{s3b+s4a} < i_{s1b+s4a} < i_{s3a+s4a} < i_{s1b+s3a} < i_{s1a+s3a} \quad (2.6.24)$$

1. Устраняя неопределенности (2.6.VI), (2.6.IX) и (2.6.X) и учитывая (2.6.20), передаточное отношение  $i_{s3a+s4b}$  может находиться в любом месте ряда (2.6.24) между передаточными отношениями  $i_{s3b+s4b}$  и  $i_{s3a+s4a}$ . Таким образом, получено 4 варианта неполных рядов, выполняемых коробкой передач.
2. Устраняя неопределенности (2.6.III), (2.6.IV), (2.6.V), (2.6.VII) и (2.6.VIII) и учитывая (2.6.18) и (2.6.21), передаточное отношение  $i_{s2a+s4b}$  может находиться в любом месте 4-х полученных неполных рядов между передаточными отношениями  $i_{s3a+s4b}$  и  $i_{s1a+s3a}$ . Таким образом, к имеющимся 4-м рядам добавляются еще 14 вариантов неполных рядов.

3. Устраняя неопределенность (2.6.I) и учитывая (2.6.18), (2.6.21) и (2.6.22), передаточное отношение  $i_{s1a+s3b}$  может находиться в любом месте 18-и вариантов неполных рядов между передаточными отношениями  $i_{s3a+s4b}$  или  $i_{s3a+s4a}$  и  $i_{s1a+s3a}$ . Таким образом, добавляются еще 13 вариантов неполных рядов.
4. Устраняя неопределенность (2.6.II) и учитывая (2.6.18), (2.6.21) и (2.6.22), передаточное отношение  $i_{s2a+s4a}$  может находиться в любом месте 31-го варианта неполных рядов между передаточными отношениями  $i_{s2a+s4b}$  или  $i_{s3a+s4a}$  и  $i_{s1a+s3b}$ . Таким образом, добавляются еще 15 вариантов рядов.

В итоге получено 46 вариантов (Таблица 2.6.2) структур рядов передаточных отношений, которые должны быть проанализированы по критерию (2.4.1).

Таблица 2.6.2.

№ п/п	Устраненная неопределенность	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$
$b_k^1$	2.6.VI, 2.6.IX, 2.6.X	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^2$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^3$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^4$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^5$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^6$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^7$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^8$	2.6.VI, 2.6.IX, 2.6.X	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^9$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{10}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{11}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{12}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{13}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{14}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{15}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{16}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{17}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{18}$	2.6.VI, 2.6.IX, 2.6.X	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{19}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{20}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{21}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$

№ п/п	Устраненная неопределенность	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$
$b_k^{22}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{23}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{24}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{25}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{26}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{27}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{28}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{29}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{30}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{31}$	2.6.VI, 2.6.IX, 2.6.X	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{32}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{33}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{34}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{35}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{36}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{37}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{38}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{39}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{40}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{41}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{42}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{43}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{44}$	2.6.I	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{45}$	2.6.II	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$
$b_k^{46}$	2.6.III, 2.6.IV, 2.6.V, 2.6.VII, 2.6.VIII	$i_{s1b+s4b}$	$i_{s3b+s4b}$	$i_{s3a+s4b}$	$i_{s1b+s3b}$	$i_{s3b+s4a}$	$i_{s1b+s4a}$	$i_{s3a+s4a}$	$i_{s1b+s3a}$	$i_{s2a+s4b}$	$i_{s2a+s4a}$	$i_{s1a+s3b}$	$i_{s1a+s3a}$

2.6.2. Этап 2. Выявление ряда передаточных отношений, наиболее близкого к заданному

Пусть задан ряд  $a_k$  ( $k = 1 \dots 12$ ) с постоянным шагом 1,2 изменения передаточного отношения между соседними ступенями (Таблица 2.6.3).

Множество решений  $b_k^j$  ( $j = 1 \dots 46; k = 1 \dots 12$ ), будем искать в рекомендуемом [41, 66] диапазоне изменения передаточных отношений рядовых передач от  $-3$  до  $-0,4$  и планетарных от  $-4$  до  $-1,5$ . За начальные значения базовых  $b_k^j$  примем значения  $a_k$ , соответствующие только базовым ступеням однопоточных режимов.



Таблица 2.6.3.

$a_k$	$i_{10}$	Шаг передаточного отношения
$a_1$	3,000	
$a_2$	2,500	1,200
$a_3$	2,083	1,200
$a_4$	1,736	1,200
$a_5$	1,447	1,200
$a_6$	1,206	1,200
$a_7$	1,005	1,200
$a_8$	0,837	1,200
$a_9$	0,698	1,200
$a_{10}$	0,581	1,200
$a_{11}$	0,485	1,200
$a_{12}$	0,404	1,200

Результаты оптимизации всех 46 рядов по критерию (2.4.1) представлены в Таблице 2.6.4, откуда видно, что наименьшее значение  $F_1 = 0,099$  получено для ряда  $j = 32$ .

Таблица 2.6.4.

Ряд	$b_k^1$	$b_k^2$	$b_k^3$	$b_k^4$	$b_k^5$	$b_k^6$	$b_k^7$	$b_k^8$	$b_k^9$	$b_k^{10}$	$b_k^{11}$
$\min F_1$	0,604	0,659	0,659	0,665	0,71	0,7	0,792	0,466	0,449	0,506	0,54
Ряд	$b_k^{12}$	$b_k^{13}$	$b_k^{14}$	$b_k^{15}$	$b_k^{16}$	$b_k^{17}$	$b_k^{18}$	$b_k^{19}$	$b_k^{20}$	$b_k^{21}$	$b_k^{22}$
$\min F_1$	0,548	0,581	0,657	0,65	0,679	0,755	0,334	0,253	0,33	0,404	0,349

Ряд	$b_k^{23}$	$b_k^{24}$	$b_k^{25}$	$b_k^{26}$	$b_k^{27}$	$b_k^{28}$	$b_k^{29}$	$b_k^{30}$	$b_k^{31}$	$b_k^{32}$	$b_k^{33}$
$\min F_1$	0,42	0,518	0,488	0,536	0,669	0,625	0,67	0,749	0,236	0,099	0,176
Ряд	$b_k^{34}$	$b_k^{35}$	$b_k^{36}$	$b_k^{37}$	$b_k^{38}$	$b_k^{39}$	$b_k^{40}$	$b_k^{41}$	$b_k^{42}$	$b_k^{43}$	$b_k^{44}$
$\min F_1$	0,292	0,178	0,26	0,396	0,306	0,382	0,534	0,47	0,522	0,704	0,627
Ряд	$b_k^{45}$	$b_k^{46}$									
$\min F_1$	0,676	0,765									

Уточненные по критерию (2.4.2) передаточные отношения ряда  $b_k^{32}$  коробки передач при найденных значениях  $i_6 = -2,997$ ;  $i_4 = -1,339$ ;  $i_7 = -0,977$ ;  $i_5 = -0,826$ ;  $i_D = -1,5$  приведены в

Таблице 2.6.5. Для ступени реверса передаточное отношение  $iR$  может быть любым, для коробки передач (Рисунок 2.6.1) пусть  $iR = 3,0$ .

Таблица 2.6.5.

$b_k$	$i_{10}$	Шаг передаточного отношения	Относительное отклонение от заданной величины $a_k$ в %	Состояние элементов управления								
				s1		s2		s3		s4		
				a	b	a	b	a	b	a	b	
$b_1^*$	-2,997		0,1		×							×
$b_2$	-2,333	1,285	6,68						×			×
$b_3$	-2,128	1,096	2,14					×				×
$b_4$	-1,798	1,184	3,56			×						×
$b_5^*$	-1,339	1,343	7,45		×				×			
$b_6$	-1,121	1,194	7,02						×	×		
$b_7^*$	-0,977	1,147	2,76		×						×	
$b_8$	-0,916	1,067	9,41					×		×		
$b_9^*$	-0,826	1,109	18,39		×			×				
$b_{10}$	-0,586	1,410	0,79			×					×	
$b_{11}$	-0,535	1,095	10,42	×					×			
$b_{12}$	-0,330	1,621	18,27	×				×				
R1	3,000				×		×					
R2	1,2			×			×					

Базовые ступени в Таблице 2.6.5 обозначены \*.

Проверим по условиям (2.3.4) возникновение циркуляции мощности в рассматриваемой кинематической схеме коробки передач (Рисунок 2.6.1) на двухпоточных режимах. Двухпоточный режим реализуется на второй, третьей, шестой и восьмой ступенях. Результаты приведены в Таблице 2.6.6.

Таблица 2.6.6.

№ двухпоточной ступени	Ветвь от солнечного колеса	Ветвь от эпицикла
	$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1}}{i_{IO}} < 1$	$0 < \frac{i_{In}^m i_{GB2}}{i_{IO}} < 1$
2	$\frac{i_4}{(1 - i_{mn}^l) i_{IO}} = 0,229$	$\frac{i_{mn}^l \cdot i_6}{(i_{mn}^l - 1) i_{IO}} = 0,771$
3	$\frac{i_5}{(1 - i_{mn}^l) i_{IO}} = 0,155$	$\frac{i_{mn}^l \cdot i_6}{(i_{mn}^l - 1) i_{IO}} = 0,845$
6	$\frac{i_4}{(1 - i_{mn}^l) i_{IO}} = 0,478$	$\frac{i_{mn}^l \cdot i_7}{(i_{mn}^l - 1) i_{IO}} = 0,522$
8	$\frac{i_5}{(1 - i_{mn}^l) i_{IO}} = 0,36$	$\frac{i_{mn}^l \cdot i_7}{(i_{mn}^l - 1) i_{IO}} = 0,64$

Условия (2.3.4) удовлетворяются на всех двухпоточных ступенях, циркуляции мощности в коробке передач не возникает.

Оценим нагрузки на выходе каждого механизма, для чего выполним статический анализ схемы (Рисунок 2.6.1). Результаты расчета для синтезированной коробки передач приведены в Таблице 2.6.7.

Таблица 2.6.7.

№	$T_{s1}$		$T_{s2}$		$T_{s3}$		$T_{s4}$		$T_o$
	a	b	a	b	a	b	a	b	
1		$T$					$T$		$2,997T$
2					$0,4T$		$0,6T$		$2,333T$
3						$0,4T$	$0,6T$		$2,128T$
4			$0,4T$				$0,6T$		$1,798T$
5		$T$			$T$				$1,339T$
6					$0,4T$			$0,6T$	$1,121T$
7		$T$						$T$	$0,977T$
8						$0,4T$		$0,6T$	$0,916T$
9		$T$				$T$			$0,826T$
10			$0,4T$					$0,6T$	$0,586T$
11	$0,6T$				$0,4T$				$0,535T$
12	$0,6T$					$0,4T$			$0,33T$
R1		$T$		$T$					$-3,00T$
R2	$0,6T$			$0,4T$					$-1,2T$

Статический анализ 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач с планетарным распределительным механизмом показывает, что на всех ступенях

управляющие элементы нагружены моментом, который не превышает величины входного момента. На каждой ступени, где не включен элемент  $s_1$  в положение  $b$ , блокирующий планетарный механизм, распределение входного момента остается постоянным и зависит только от передаточного отношения планетарного механизма.

## § 2.7. Синтез кинематических схем трехпоточных коробок передач по структурам

### DD и IDD

2.7.1. Синтез 14-ти ступенчатой коробки передач по структуре DD с узловыми точками A1 и B1

Синтезируем 14-ти ступенчатую коробку передач с двумя ступенями заднего хода по структуре DD с узловыми точками A1 и B1. Пусть входное звено I будет соединено с солнечным колесом D1. Если внутренние GB1, GB2, GB3 имеют одинаковое количество ступеней  $N_{GB1} = N_{GB2} = N_{GB3} = 1$ , то синтезируемая коробка передач будет иметь одну трехпоточную ступень. Из выражения (2.2.4) получим необходимое число двух- и однопоточных ступеней в синтезируемой коробке передач:

$$l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 = 15$$

Если D1 будет иметь один тормоз ( $c_1$ ) и одну блокировочную муфту ( $c_3$ ), а D2 два тормоза ( $c_4, c_5$ ) и блокировочную муфту ( $c_6$ ), то соответственно получим:  $l_1 = 2; l_2 = 4; l_3 = 4; l_4 = 2; l_5 = 1; l_6 = 2$ . Тогда сумма значений  $l$  дает искомое число двух- и однопоточных ступеней в синтезируемой коробке передач DD.

Для реализации двух требуемых ступеней заднего хода используем  $l_1 = 2$  однопоточных режимов GB1. В соответствии со структурой (Рисунок 2.1.1в) вход GB1 соединен с эпициклом, тогда GB1 будет содержать передачу с паразитной шестерней для однонаправленного вращения внутренних звеньев коробки передач (см. п. 4 принятых ограничений). В соответствии с п. 2 ограничений добавим в схему синтезируемой коробки передач дополнительные валы для

однонаправленного вращения входного вала I и выходного O. В результате получим требуемую коробку передач (Рисунок 2.7.1).

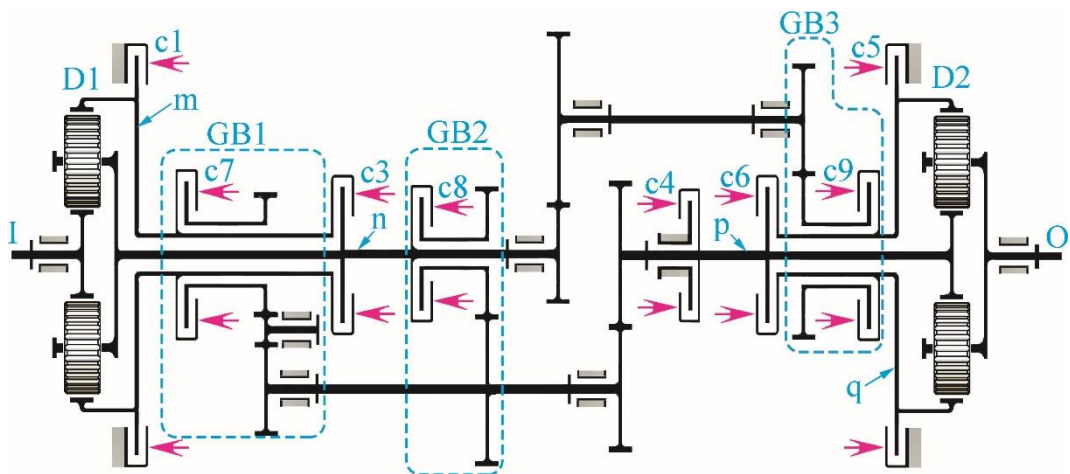


Рисунок 2.7.1. Кинематическая схема 14-ти ступенчатой коробки передач по структуре DD.

Пары муфт  $c1$  и  $c7$ ,  $c4$  и  $c8$ ,  $c5$  и  $c9$  синтезированной схемы не включаются одновременно, поэтому могут быть объединены в управляющие элементы с тремя фиксированными положениями (Рисунок 2.4.1). Если предположить разнонаправленное вращения входного и выходного валов, то получим кинематическую схему коробки передач, представленную на Рисунке 2.7.2 [80].

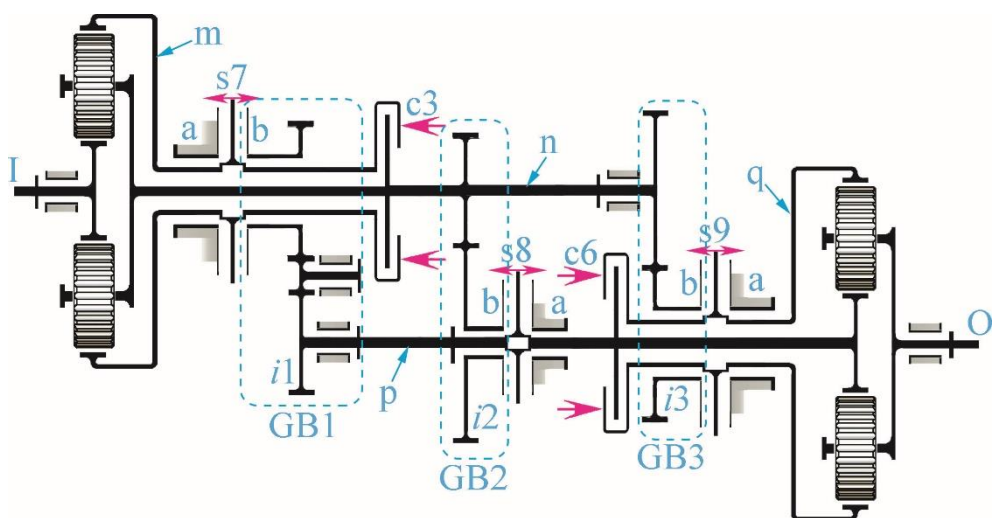


Рисунок 2.7.2. Кинематическая схема 14-ти ступенчатой трехшальной коробки передач по структуре DD с разнонаправленным вращением входного и выходного валов.

На схеме (Рисункок 2.7.2) управляющие элементы  $c_1, c_4, c_5$  при включении в состояние «а» останавливают соответствующие звенья планетарных механизмов, при включении в состояние «б» работают соответствующие шестерни рядовых механизмов.

Для параметрического синтеза коробки передач DD, кинематическая схема которой представлена на Рисунке 2.7.2, был задан следующий ряд  $a_k$  (Таблица 2.7.1).

Таблица 2.7.1.

$a_k$	$i_{j0}$	Шаг
$a_1$	-22,716	
$a_2$	-17,474	1,3
$a_3$	-13,441	1,3
$a_4$	-10,339	1,3
$a_5$	-7,953	1,3
$a_6$	-6,118	1,3
$a_7$	-4,706	1,3
$a_8$	-3,62	1,3
$a_9$	-2,785	1,3
$a_{10}$	-2,142	1,3
$a_{11}$	-1,648	1,3
$a_{12}$	-1,268	1,3
$a_{13}$	-0,975	1,3
$a_{14}$	-0,75	1,3

В результате минимизации критерия (2.4.1) и перестановок членов для получения убывающего ряда был получен ряд  $b_k^1$  (Таблица 2.7.2).

Таблица 2.7.2.

$b_k^1$	$i_{Ю}$	$\delta, \%$	Шаг	$\varepsilon, \%$
$b_1$	-33,773	48,67		
$b_2$	-13,211	24,40	2,56	96,65
$b_3$	-11,258	16,24	1,17	9,73
$b_4$	-9,02	12,76	1,25	3,99
$b_5$	-6,665	16,20	1,35	4,10
$b_6$	-5,284	13,63	1,26	2,97
$b_7$	-4,404	6,42	1,20	7,71
$b_8$	-3,248	10,28	1,36	4,30
$b_9$	-2,607	6,39	1,25	4,16
$b_{10}$	-2,166	1,12	1,20	7,42
$b_{11}$	-1,761	6,86	1,23	5,39
$b_{12}$	-1,299	2,44	1,36	4,28
$b_{13}$	-1,043	6,97	1,25	4,20
$b_{14}$	-0,866	15,47	1,20	7,35

Среднее значение  $\delta$  относительного отклонения величин передаточных отношения ряда  $b_k^1$  от заданного ряда  $a_k$  составляет 13,4%, а среднее  $\varepsilon$  равно 12,5%. В соответствии с методикой уточним полученные значения  $b_k^1$  по критерию (2.4.2). В результате получим следующий ряд (Таблица 2.7.3).

Таблица 2.7.3.

№ ступени, режим	Состояние элементов управления						$i_{Ю}$	Шаг		
	s7		s8		s9				с3	с6
	a	b	a	b	a	b				
1 =		x		x	x			-29,06		
2 –	x			x	x			-12,882	2,26	
3 =		x		x			x	-9,687	1,33	
4 =		x				x	x	-7,558	1,28	
5 ≡		x		x		x		-5,852	1,29	
6 –				x	x		x	-5,153	1,14	
7 –	x			x				-4,294	1,20	
8 –	x		x			x		-3,248	1,32	
9 =	x			x		x		-2,594	1,25	
10 –	x					x	x	-2,166	1,20	
11 –				x			x	-1,718	1,26	
12 –			x			x	x	-1,299	1,32	
13 =				x		x	x	-1,038	1,25	
14 –						x	x	-0,866	1,20	
R1 –		x			x		x	10,786		
R2 –		x					x	3,595		

Полученный ряд реализуется при следующих значениях передаточных отношений внутренних механизмов коробки (Рисунок 2.7.2):  $i_1 = 3,595$ ;  $i_2 = -1,718$ ;  $i_3 = -0,866$ ;  $i_{Im}^n = -1,5$ ;  $i_{pq}^o = -2,0$ .

Проверим по условиям, приведенным в Таблице 2.3.1, возникновение циркуляции мощности в коробке передач (Рисунок 2.7.2) на двух- и трехпоточных режимах. Результаты приведены в Таблице 2.7.4. При расчетах Таблицы 2.7.4 для планетарных механизмов D1, D2 согласно [21, 66] использованы следующие соотношения:  $i_{In}^m = 1 - i_{Im}^n$ ;  $i_{Op}^q = 1/(1 - i_{pq}^o)$ ;  $i_{Oq}^p = i_{pq}^o/(i_{pq}^o - 1)$ .

Таблица 2.7.4.

<b>№ двухпоточной ступени DO через D1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1} i_{pO}^q}{i_{IO}} < 1$ или $0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1}}{i_{IO}} < 1$	0,56	0,56	0,71
$0 < \frac{i_{In}^n i_{GB2} i_{pO}^q}{i_{IO}} < 1$ или $0 < \frac{i_{In}^n i_{GB2}}{i_{IO}} < 1$ или $0 < \frac{i_{In}^m i_{GB3}}{i_{IO}} < 1$	0,44	0,44	0,29
<b>№ двухпоточной ступени ID через D2</b>	<b>9</b>		<b>13</b>
$0 < i_{IO} \frac{i_{Op}^q}{i_{GB2} i_{Im}^m} < 1$ или $0 < i_{IO} \frac{i_{Op}^q}{i_{GB2}} < 1$	0,2		0,2
$0 < i_{IO} \frac{i_{Oq}^p}{i_{GB3} i_{In}^m} < 1$ или $0 < i_{IO} \frac{i_{Oq}^p}{i_{GB3}} < 1$	0,8		0,8
<b>№ трехпоточной ступени</b>	<b>5</b>		
$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Oq}^p + i_{GB3} i_{Op}^q)} < 1$	0,56		
$0 < \frac{i_{In}^m i_{GB2} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Oq}^p + i_{GB3} i_{Op}^q)} < 1$	0,44		

Как видно из Таблицы 2.7.4 условия отсутствия циркуляции мощности удовлетворяются на всех двух- и трехпоточных ступенях синтезированной 14-ти ступенчатой коробки передач DD.

Оценим моменты, действующие на элементы управления синтезированной коробки передач (Рисунок 2.7.2), для чего выполним ее статический анализ. Результаты расчета приведены в Таблице 2.7.5.



Таблица 2.7.5.

№	$T_{s7}$		$T_{s8}$		$T_{s9}$		$T_{c3}$	$T_{c6}$	$T_o$
	a	b	a	b	a	b			
1 =		1,5T		4,3T	19,4T				29,06T
2 –	1,5T			4,3T	8,5T				12,882T
3 =		1,5T		4,3T				9,687T	9,687T
4 =		1,5T				2,2T		7,558T	7,558T
5 ≡		1,5T		3,4T		3,9T			5,852T
6 –				1,7T	3,4T		1,0T		5,153T
7 –	1,5T			4,3T				4,294T	4,294T
8 –	1,5T		1,1T			2,2T			3,248T
9 =	1,5T			0,9T		1,7T			2,594T
10 –	1,5T					2,2T		2,166T	2,166T
11 –				1,7T			1,0T	1,718T	1,718T
12 –			0,4T			0,9T	1,0T		1,299T
13 =				0,3T		0,7T	1,0T		1,038T
14 –						0,9T	1,0T	0,866T	0,866T
R1 –		1,0T			7,2T		1,0T		–10,786T
R2 –		1,0T					1,0T	3,595T	–3,595T

Как видно из Таблицы 2.7.5, моменты, действующие на элементах управления коробки передач (Рисунок 2.7.2), не превышают момента на выходном звене.

#### 2.7.2. Синтез 11-ти ступенчатой коробки передач по структуре DDO

В соответствии со структурой DDO (Рисунок 2.1.1г) в случае соединения входного вала с солнечным колесом D1 входные звенья GB1 и GB2 будут соединены с эпициклом D1; входное звено GB3 соединено с водилом D1, а выходное – с выходным валом O; выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, выходное звено GB2 – с эпициклом D2. Пусть GB1 и GB2 имеют по две передачи, тогда в соответствии с п. 4 ограничений одна из передач в GB1 и GB2 содержит паразитную шестерню. В соответствии с Таблицей 3.1.2 параметры двухпоточных режимов всех GB  $l_4 = l_5 = l_6 = 1$ . На двух- и трехпоточных режимах через GB1 и GB2 включаются передачи с паразитными шестернями. Установим в GB3 две передачи, тогда по формуле (2.2.4) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, три из которых передачи заднего хода.

Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (Рисунок 2.7.3).

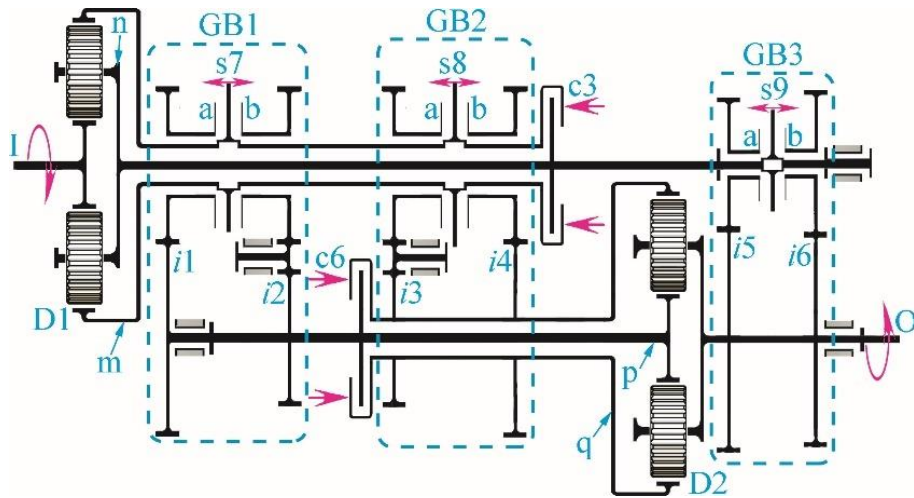


Рисунок 2.7.3. Кинематическая схема 11-ти ступенчатой трехпоточной коробки передач по структуре DDO.

Для параметрического синтеза коробки передач DDO был задан следующий ряд (Таблица 2.7.6).

Таблица 2.7.6.

$a_k$	$i_{j0}$	Шаг
$a_1$	-5,42	
$a_2$	-4,17	1,3
$a_3$	-3,20	1,3
$a_4$	-2,50	1,3
$a_5$	-1,90	1,3
$a_6$	-1,46	1,3
$a_7$	-1,12	1,3
$a_8$	-0,864	1,2
$a_9$	-0,72	1,2
$a_{10}$	-0,60	1,2
$a_{11}$	-0,50	1,2

В результате минимизации критерия (2.4.1) и перестановок членов для получения убывающего ряда был получен ряд  $b_k^1$  (Таблица 2.7.7).

Таблица 2.7.7.

$b_k^1$	$i_{10}$	$\delta, \%$	Шаг	$\varepsilon, \%$
$b_1$	-4,946	8,7		
$b_2$	-4,439	6,5	1,114	14,3
$b_3$	-3,00	6,3	1,480	13,5
$b_4$	-2,225	11,0	1,348	5,3
$b_5$	-2,107	10,9	1,056	19,7
$b_6$	-1,719	17,7	1,226	5,8
$b_7$	-1,60	42,9	1,074	17,6
$b_8$	-0,856	0,9	1,869	44,2
$b_9$	-0,726	0,8	1,179	1,7
$b_{10}$	-0,603	0,5	1,204	0,3
$b_{11}$	-0,40	20,0	1,508	25,6

Среднее значение  $\delta$  относительного отклонения величин передаточных отношения ряда  $b_k^1$  от заданного ряда  $a_k$  составляет 11,5%, а среднее  $\varepsilon$  относительное отклонение шага 14,8%. Т.к.  $\varepsilon > \delta$ , воспользовавшись критерием (2.4.3) получен следующий ряд (Таблица 2.7.8).

Таблица 2.7.8.

№ ступени, режим	Состояние элементов управления								$i_{10}$	Шаг	$\varepsilon, \%$
	s7		s8		s9		с3	с6			
	a	b	a	b	a	b					
1 =		x			x			x	-4,346		
2 =		x				x		x	-3,846	1,130	13,1
3 –	x						x	x	-3,0	1,282	1,6
4 ≡		x	x		x				-2,603	1,153	10,0
5 =			x		x			x	-2,336	1,114	15,3
6 ≡		x	x			x			-2,103	1,111	14,6
7 =			x			x		x	-1,836	1,145	12,1
8 =	x			x			x		-1,322	1,389	7,1
9 –				x			x	x	-0,963	1,373	14,4
10 –					x		x		-0,695	1,386	15,5
11 –						x	x		-0,495	1,404	17,0
R1 –		x					x	x	1,74		
R2 =		x	x				x		0,578		
R3 –			x				x	x	0,4		

Среднее значение  $\varepsilon$  полученного ряда  $b_k^2$  составляет 12,1%. Полученный ряд реализуется при следующих значениях передаточных отношений внутренних

механизмов коробки (Рисунок 2.7.3):  $i_1 = -3,0$ ;  $i_2 = 1,74$ ;  $i_3 = 0,4$ ;  $i_4 = -0,963$ ;  $i_5 = -0,695$ ;  $i_6 = -0,495$ ;  $i_{Im}^n = -1,5$ ;  $i_{pq}^o = -1,5$ .

Как было указано в § 2.1, в коробке передач структуры DDO на однопоточных режимах GB3 достаточно включить только 2 элемента управления. Как видно из Таблицы 2.7.8, однопоточные режимы GB3 это 10 и 11 ступени. На 9-й ступени включена муфта сб, при переходе с 9-й ступени на 10-ю или 11-ю ступень муфту сб можно не выключать. Это позволит минимизировать потери в незадействованных элементах управления и при необходимости быстрее переключиться с 10 или 11 ступени, например, на 5-ю или 7-ю соответственно.

Проверим по условиям Таблицы 2.3.1 возникновение циркуляции мощности в рассматриваемой коробке передач (Рисунок 2.7.3) на двух- и трехпоточных режимах. Результаты приведены в Таблице 2.7.9. При расчетах Таблицы 2.7.9 для планетарных механизмов D1, D2 согласно [21, 66] использованы следующие соотношения:  $i_{In}^m = 1 - i_{Im}^n$ ;  $i_{Op}^q = 1/(1 - i_{pq}^o)$ ;  $i_{Oq}^p = i_{pq}^o/(i_{pq}^o - 1)$ .

Как видно из Таблицы 2.7.9 условия отсутствия циркуляции мощности удовлетворяются на всех двух- и трехпоточных ступенях синтезированной коробки передач.

Таблица 2.7.9.

<b>№ двухпоточной ступени DO через D1</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>5</b>	<b>7</b>
$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1}}{i_{IO}} < 1$ или $0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB2}}{i_{IO}} < 1$	0,6	0,7	0,3	0,3
$0 < \frac{i_{Im}^m i_{GB3}}{i_{IO}} < 1$	0,4	0,3	0,7	0,7
<b>№ двухпоточной ступени ID через D2</b>	<b>8</b>		<b>R2</b>	
$0 < i_{IO} \frac{i_{Op}^q}{i_{GB1}} < 1$	0,2		0,1	
$0 < i_{IO} \frac{i_{Oq}^p}{i_{GB2}} < 1$	0,8		0,9	
<b>№ трехпоточной ступени</b>	<b>4</b>		<b>6</b>	
$0 < \frac{i_{In}^m i_{Op}^q i_{GB2} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Op}^q + i_{GB1} i_{Oq}^p)} < 1$	0,1		0,1	
$0 < \frac{i_{In}^m i_{Oq}^p i_{GB1} i_{GB3}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Op}^q + i_{GB1} i_{Oq}^p)} < 1$	0,6		0,5	
$0 < \frac{i_{Im}^n i_{GB1} i_{GB2}}{i_{IO} (i_{GB2} i_{Op}^q + i_{GB1} i_{Oq}^p)} < 1$	0,3		0,4	

Результаты статического анализа приведены в Таблице 2.7.10.

Таблица 2.7.10.

<b>№</b>	<b><math>T_{s7}</math></b>		<b><math>T_{s8}</math></b>		<b><math>T_{s9}</math></b>		<b><math>T_{c3}</math></b>	<b><math>T_{c6}</math></b>	<b><math>T_o</math></b>
	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>a</b>	<b>b</b>			
1 =		1,5T			2,5T			-4,346T	4,346T
2 =		1,5T				2,5T		-3,846T	3,846T
3 –	T						T	-3,0T	3,0T
4 ≡		0,2T	1,3T		2,5T				2,603T
5 =			1,5T		2,5T			-2,336T	2,336T
6 ≡		0,2T	1,3T			2,5T			2,103T
7 =			1,5T			2,5T		-1,836T	1,836T
8 =	0,2T			0,8T			T		1,322T
9 –				T			T	-0,963T	0,963T
10 –					T		T		0,695T
11 –						T	T		0,495T
R –		T					T	1,74T	-1,74T
R =		0,1T	0,9T				T		0,578T
R –			T				T	0,4T	-0,4T

Как видно из Таблицы 2.7.10, почти на всех ступенях коробки передач (Рисунок 2.7.3) моменты, действующие на элементы управления, не превышают момента на выходном звене. Передаточные отношения зубчатых пар GB2 и GB3 меньше 1, поэтому для уменьшения величин моментов, действующих на элементы управления, синхронизаторы  $s_8$  и  $s_9$  следует перенести на ведомые валы синтезированной коробки передач.

## § 2.8. Синтез трехпоточных коробок передач с однопарными переключениями элементов управления

Анализ Таблиц 2.5.5, 2.6.5, 2.7.3, 2.7.8, в которых для каждой реализуемой двух- и трехпоточной коробкой передач ступени представлены зависимости между передаточными отношениями и задействованными элементами управления, показывает, что при переключениях между некоторыми соседними ступенями одновременно выключаются и включаются две или три пары элементов управления. Такие переключения называют соответственно двойными и тройными переключениями. Двойные и тройные переключения затрудняют применение многопоточных вально-планетарных коробок передач, т.к. приводят к увеличению времени включения ступени и, как следствие, снижению КПД, комфорта и управляемости транспортного средства [119]. В данном разделе работы на основе методики параметрического синтеза и анализа таблиц переключений ступеней предложен подход к синтезу трехпоточных вально-планетарных коробок передач с однопарными (одинарными) переключениями между соседними ступенями.

Суть предлагаемого подхода заключается в неполном использовании элементов управления трехпоточной коробки передач. Для этого предлагается синтезировать коробки передач с большим числом ступеней ( $> 15$ ), составить таблицу переключений ступеней по методике, изложенной в 2.4.2, провести анализ полученных таблиц и выделить в них последовательности ступеней передаточных отношений, в которых между соседними ступенями происходит только однопарное (одинарное) переключение элементов управления. При получении нескольких

таких последовательностей, наилучшую из них следует выбирать по наибольшему числу многопоточных режимов и наименьшему значению критериев (2.4.1) и/или (2.4.3).

Предложенный подход проиллюстрирован ниже для двух трехпоточных коробок передач, имеющих структуру IDD и IDDO. Выбор этих структур не случаен, т.к. в них имеются однопоточные режимы, включение которых осуществляется только двумя элементами управления. Включение третьего элемента управления на этих режимах не повлияет на передаточное отношение, при этом может позволить осуществить одинарное переключение на соседнюю ступень.

#### 2.8.1. Синтез трехпоточной коробки передач по структуре IDD с однопарными переключениями ступеней

При синтезе коробки передач примем следующие ограничения:

1. Пусть каждая из GB имеет 2 пары зубчатых колес и один синхронизатор с тремя положениями ( $N_{GB1} = N_{GB2} = N_{GB3} = 2$ ).
2. Эпицикл D1 соединен с входным валом I. Звенья m и n дифференциала D1 являются водилом и солнечным колесом соответственно.
3. Водило D2 соединим с выходным валом O. Звенья p и q соединим с солнечным колесом и эпициклом дифференциала D2 соответственно.
4. Солнечное колесо D1 при остановленном водиле вращается в противоположном направлении относительно эпицикла, для однонаправленного вращения всех звеньев коробки передач введем в GB3 паразитные зубчатые колеса.
5. Как и при синтезе в 2.7.2 элементы управления c1, c2, c4 и c5 не будем включать в кинематическую схему, т.к. они используются преимущественно на однопоточных режимах коробки передач.

Перечисленные ограничения позволяют построить по структуре IDD (Рисунок 2.1.1д) кинематическую схему трехпоточной коробки передач,

представленную на Рисунке 2.8.1. Входной вал I и выходной вал O вращаются в противоположном направлении.

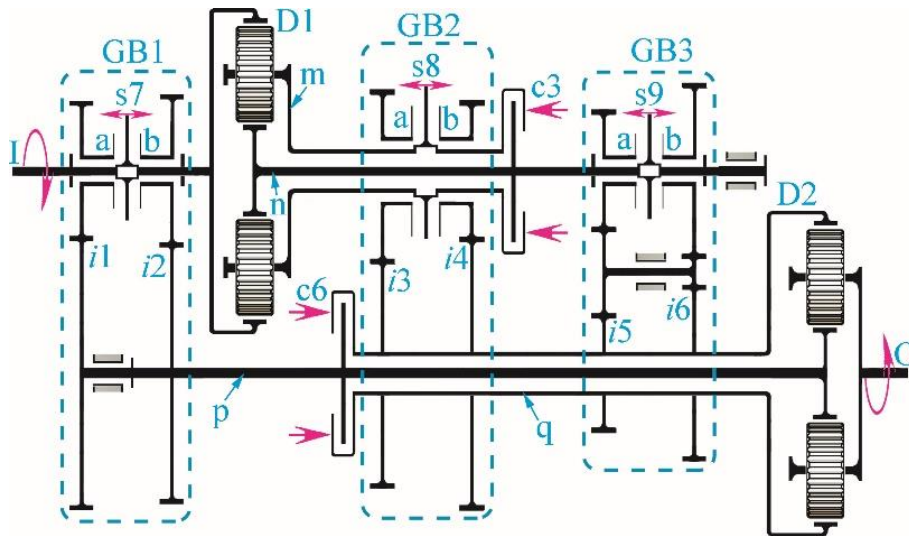


Рисунок 2.8.1. Кинематическая схема 20-ти ступенчатой трехпоточной вально-планетарной коробки передач IDD.

Для кинематической схемы на Рисунке 2.8.1 параметры  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_6 = 1$ , а параметр  $l_5 = 0$ , т.к. двухпоточный режим коробки передач через GB1 и GB3 при включенной муфте с3 приведет к однонаправленному вращению звеньев m и n дифференциала D1 и, как следствие, к циркуляции мощности. Подставив параметры  $l$  в выражение (2.2.4), получим, что синтезированная коробка передач будет иметь 22 ступени, две из которых ступени реверса (однопоточный режим работы коробки передач при включении GB3 и муфт с3, с6).

Для параметрического синтеза воспользуемся минимизацией критерия (2.4.1). Пусть будет задан геометрический ряд с начальным значением -0,4 и знаменателем 1,2. После минимизации критерия (2.4.1) получен ряд передаточных отношений коробки передач (Рисунок 2.8.1), приведенный в Таблице 2.8.1.



Таблица 2.8.1.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{10}$	Последовательности с одинарными переключениями			
	a	b	a	b	a	b				1 (□)	2 (Δ)	3 (o)	4(●)
1 =				□	□			□	-3,40	1	1	1	1
2 ≡	□			□	□				-2,58	2		2	2
3 =			x		x			x	-2,43				
4 ≡	□		□		□				-2,08	3		3	
5 =				Δ		Δ		Δ	-1,86		2		
6 ≡	Δ			Δ		Δ			-1,71		3		
7 ≡		●		●	●				-1,36				3
8 –	□		(□)	(Δ)				□	-1,31	4	4	4	
9 ≡		●	●		●				-1,21				4
10 =	Δ			Δ			Δ		-1,09		5		
11 ≡		x		x		x			-1,07				
12 –				Δ			Δ	Δ	-1,05		6		
13 ≡	□		□			□			-0,95	5		5	
14 =			□			□		□	-0,89	6			
15 =		Δ		Δ			Δ		-0,79		7		
16 ≡		□	□			□			-0,72	7			5
17 =	o		o				o		-0,54			6	
18 –			o				o	o	-0,47			7	
19 =		□	□				□		-0,46	8	8	8	6
20 –		□	(□)					□	-0,40	9	9	9	7

В Таблице 2.8.1 включенные элементы управления коробки передач для каждой реализуемой ступени показаны символами «□», «Δ», «o», «●», «x». Как видно из Таблицы 2.8.1, при последовательном переключении между ступенями 2-3, 6-7, 7-8, 8-9, 10-11, 11-12, 15-16, 16-17 задействованы две, а между ступенями 4-5, 9-10, 12-13, 14-15 три пары элементов управления (двойные и тройные переключения).

В результате анализа Таблицы 2.8.1 было выделено четыре зависимых последовательности переключений с неполным использованием элементов управления, в которых при переключениях задействована только одна пара управляемых элементов. Три последовательности содержат по 9 ступеней и одна – 7 ступеней. Эти последовательности представлены в правой графе Таблицы 2.8.1 и

обозначены соответствующим символом. Ступени, показанные символом «х», не используются ни в одной из четырех полученных последовательностей с одинарными переключениями. В виду меньшего числа ступеней последовательность 4 (●), содержащая 7 ступеней, далее не рассматривается.

Выше было указано, что в трехпоточной вально-планетарной структуре IDD для однопоточного режима через GB1 достаточно включения только двух элементов управления – синхронизатора в GB1 и муфты с6, блокирующей дифференциал D2. При этом включение любого из оставшихся трех элементов управления коробки передач не повлияет на передаточное отношение. Это свойство использовано для одинарного переключения на однопоточные ступени GB1 (8-я и 20-я ступени), дополнительно включенные элементы управления показаны в Таблице 2.8.1 в скобках.

Каждая из трех последовательностей с одинарными переключениями содержит различное число одно- и многопоточных режимов. Число режимов для каждого ряда представлено в Таблице 2.8.2.

Таблица 2.8.2.

Последовательность	Режим коробки передач		
	–	=	≡
<b>1 (□)</b>	2	3	4
<b>2 (Δ)</b>	3	5	1
<b>3 (o)</b>	3	3	3

Как видно из Таблицы 2.8.2 последовательность 1 (□) имеет наименьшее число однопоточных режимов.

Проведем параметрический синтез каждой из трех 9-ти ступенчатых последовательностей с одинарными переключениями. Пусть задан следующий ряд  $a_k$  (см. Таблицу 2.8.3), кинематический диапазон которого (частное от деления передаточного отношения низшей ступени на передаточное отношение высшей ступени) равен 10,9.

Таблица 2.8.3.

$a_k$	$i_{IO}$	Шаг
1	-5,45	
2	-3,30	1,65
3	-2,20	1,50
4	-1,57	1,40
5	-1,12	1,40
6	-0,86	1,30
7	-0,72	1,20
8	-0,60	1,20
9	-0,50	1,20

Для последовательности 1 ( $\square$ ) после минимизации (2.4.1), (2.4.3) были получены следующие значения функций  $F_1 = 0,059$ ,  $F_3 = 0,023$ . Функции  $F_3 = 0,023$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 2.8.4 при следующих значениях передаточных чисел:  $i_1 = -1.18$ ,  $i_2 = -0.4$ ,  $i_3 = -0.52$ ,  $i_4 = -2.12$ ,  $i_5 = 3.82$ ,  $i_6 = 0.16$ ,  $i_{nl}^m = -3.22$ ,  $i_{pq}^o = -2.58$ .

Таблица 2.8.4.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		c3	c6	$i_{IO}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =				$\square$	$\square$			$\square$	-3,97	
2 $\equiv$	$\square$			$\square$	$\square$				-2,39	1,66
3 $\equiv$	$\square$		$\square$		$\square$				-1,61	1,49
4 –	$\square$		( $\square$ )					$\square$	-1,18	1,36
5 $\equiv$	$\square$		$\square$			$\square$			-0,82	1,44
6 =			$\square$			$\square$		$\square$	-0,73	1,12
7 $\equiv$		$\square$	$\square$			$\square$			-0,60	1,23
8 =		$\square$	$\square$				$\square$		-0,48	1,24
9 –		$\square$	( $\square$ )					$\square$	-0,40	1,20
R1					$\square$		$\square$	$\square$	3,82	
R2						$\square$	$\square$	$\square$	0,16	

Для последовательности 2 ( $\Delta$ ) после минимизации (2.4.1), (2.4.3) были получены следующие значения функций  $F_1 = 0,011$ ,  $F_3 = 0,023$ . Функции  $F_1 = 0,011$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 5.5.5 при следующих значениях

передаточных чисел:  $i_1 = -1.55$ ,  $i_2 = -0.52$ ,  $i_3 = -0.70$ ,  $i_4 = -0.88$ ,  $i_5 = 5.59$ ,  
 $i_6 = 2.68$ ,  $i_{nl}^m = -1.5$ ,  $i_{pq}^o = -1.5$ .

Таблица 2.8.5.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{10}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =				Δ	Δ			Δ	-5,19	
2 =				Δ		Δ		Δ	-3,25	1,60
3 ≡	Δ			Δ		Δ			-2,26	1,44
4 –	Δ			(Δ)				Δ	-1,55	1,46
5 =	Δ			Δ			Δ		-1,06	1,46
6 –				Δ			Δ	Δ	-0,88	1,21
7 =		Δ		Δ			Δ		-0,69	1,27
8 =		Δ	Δ				Δ		-0,61	1,12
9 –		Δ	(Δ)					Δ	-0,52	1,18
R1					Δ		Δ	Δ	5,59	
R2						Δ	Δ	Δ	2,68	

Для последовательности 3 (о) после минимизации (2.4.1), (2.4.3) были получены следующие значения функций  $F_1 = 0,047$ ,  $F_3 = 0,009$ . Функции  $F_3 = 0,009$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 2.8.6 при следующих значениях передаточных чисел:  $i_1 = -1.2$ ,  $i_2 = -0.4$ ,  $i_3 = -0.56$ ,  $i_4 = -2.19$ ,  $i_5 = 4.09$ ,  $i_6 = 0.16$ ,  $i_{nl}^m = -3.38$ ,  $i_{pq}^o = -2.52$ .

Таблица 2.8.6.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{10}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =				o	o			o	-3,94	
2 ≡	o			o	o				-2,36	1,66
3 ≡	o		o		o				-1,60	1,47
4 –	o		(o)					o	-1,18	1,36
5 ≡	o		o			o			-0,85	1,37
6 =	o		o				o		-0,65	1,32
7 –			o				o	o	-0,55	1,18
8 =		o	o				o		-0,50	1,11
9 –		o	(o)					o	-0,40	1,25
R1					o		o	o	4.09	
R2						o	o	o	0.16	

В результате, все три последовательности одинарных переключений ступеней для коробки передач (Рисунок 2.8.1) имеют близкий диапазон: 9,93 для ряда 1 (□); 9,98 для ряда 2 (Δ); 9,85 для ряда 3 (o). При этом последовательность 1 (□) имеет наибольшее число многопоточных режимов.

#### 2.8.2. Синтез трехпоточной коробки передач по структуре IDDO с однопарными переключениями ступеней

При синтезе коробки передач IDDO примем такие же ограничения, как и при синтезе коробки передач IDD в разделе 2.8.1. В таком случае структуре IDDO (Рисунок 2.1.1e) будет соответствовать кинематическая схема трехпоточной коробки передач [84], представленная на Рисунке 2.8.2. Входной вал I и выходной вал O вращаются в противоположном направлении.

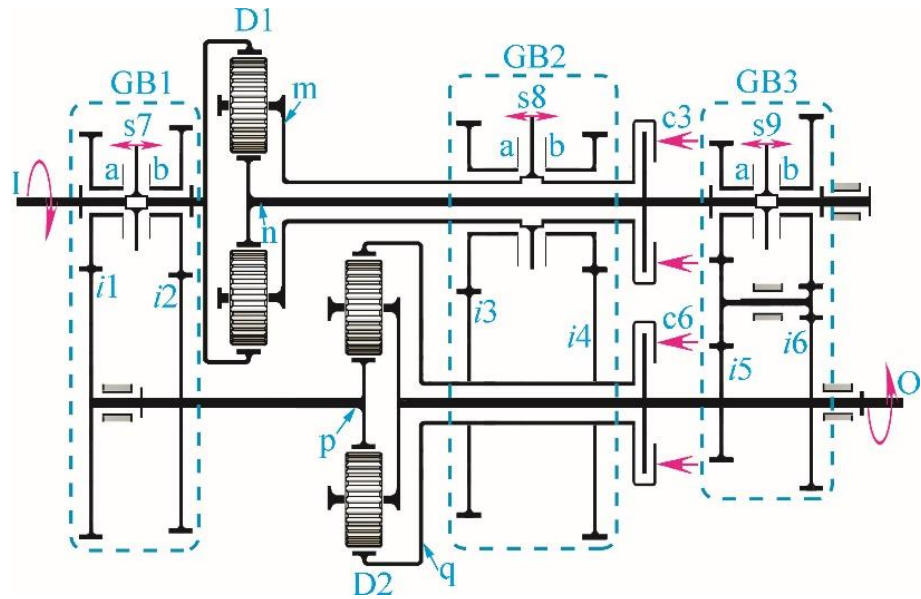


Рисунок 2.8.2. Кинематическая схема 20-ти ступенчатой трехпоточной вально-планетарной коробки передач IDDO.

Для кинематической схемы на Рисунке 2.8.2 параметры  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_6 = 1$ , а параметр  $l_5 = 0$ , т.к. двухпоточный режим коробки передач через GB1 и GB3 невозможен. Подставив параметры  $l$  в выражение (2.2.4), получим, что синтезированная коробка передач будет иметь 22 ступени, две из которых ступени реверса (однопоточный режим работы коробки передач при включении GB3 и муфт с3, с6).

Для параметрического синтеза воспользуемся минимизацией критерия (2.4.1). Пусть будет задан геометрический ряд с начальным значением -0,4 и знаменателем 1,2. После минимизации критерия (2.4.1) получен ряд передаточных отношений коробки передач (Рисунок 2.8.2), приведенный в Таблице 2.8.7.

Таблица 2.8.7.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{10}$	Последовательности с одинарными переключениями		
	a	b	a	b	a	b				1 (□)	2 (Δ)	3 (o)
1 =			□		□			□	-8.35	1	1	1
2 ≡	□		□		□				-6.26	2		
3 =				o	o			o	-5.48			2
4 ≡	□			□	□				-5.13	3		3
5 =			Δ			Δ		Δ	-4.22		2	
6 ≡	Δ		Δ			Δ			-3.67		3	
7 ≡		□		□	□				-2.94	4		
8 –	Δ		(Δ)	(o)				Δ	-2.73		4	4
9 =	Δ		Δ				Δ		-2.40		5	
10 –			Δ				Δ	Δ	-2.29		6	
11 =		□	□		□				-1.98	5		
12 ≡	o			o		o			-1.53			5
13 =				x		x		x	-1.35			
14 ≡		□	□			□			-1.16	6		
15 =		Δ	Δ				Δ		-0.95		7	
16 ≡		□		□		□			-0.88	7		
17 =	o			o			o		-0.74			6
18 –				o			o	o	-0.57			7
19 =		□		□			□		-0.50	8	8	8
20 –		□		(□)				□	-0.40	9	9	9

Как видно из Таблицы 2.8.7, между следующими ступенями происходят двойные и тройные переключения: 2 – 3, 4 – 5, 6 – 7, 7 – 8, 10 – 11, 11 – 12, 13 – 14, 15 – 16, 16 – 17. Анализ Таблицы 2.8.7 показывает, что в полученном ряду из 20 ступеней возможны три варианта последовательностей переключений, в которых участвует только одна пара элементов управления. Включенные элементы управления каждой из трех последовательностей показаны соответствующим символом: для первой последовательности “□”; для второй “Δ”; для третьей “o”. Номера ступеней с одинарными переключениями для каждой последовательности показаны в трех правых столбцах Таблицы 2.8.7. Каждая из трех найденных последовательностей одинарных переключений имеет по 9 ступеней. Тринадцатая ступень, на которой включенные элементы управления показаны символом “x”, не

используется ни в одной из трех последовательностей. На однопоточных режимах, при которых включена только GB1, достаточно включения двух элементов управления. Поэтому на этих ступенях может быть дополнительно включен третий управляемый элемент, который не будет оказывать влияние на передаточное отношение реализуемой ступени. Дополнительно включенные элементы управления, позволяющие произвести однопарное переключение на ступенях 8 и 20 показаны в Таблице 2.8.7 соответствующими символами в скобках.

Таким образом, трехпоточная вально-планетарная коробка передач (Рисунок 2.8.2) реализует три зависимых последовательности одинарных переключений по 9 ступеней в каждой.

Число одно-, двух и трехпоточных режимов для каждой последовательности представлено в Таблице 2.8.8.

Таблица 2.8.8.

Последовательность	Режим коробки передач		
	–	=	≡
<b>1 (□)</b>	1	3	5
<b>2 (Δ)</b>	3	5	1
<b>3 (o)</b>	3	4	2

Как видно из Таблицы 2.8.8 последовательность 1 (□) имеет только один однопоточных режим.

Проведем параметрический синтез каждой из трех 9-ти ступенчатых последовательностей одинарных переключений. Пусть задан следующий ряд  $a_k$  (см. Таблицу 2.8.9), кинематический диапазон которого равен 9,82.

Таблица 2.8.9.

$a_k$	$i_{10}$	Шаг
1	-4,713	
2	-2,842	1,658
3	-1,909	1,488
4	-1,382	1,382
5	-1,000	1,382
6	-0,808	1,237
7	-0,699	1,156
8	-0,580	1,205
9	-0,480	1,209



Для последовательности 1 ( $\square$ ) после минимизации (2.4.1), (2.4.3) были получены следующие значения функций  $F_1 = 0,083$ ,  $F_3 = 0,14$ . Функции  $F_1 = 0,083$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 2.8.10 при следующих значениях передаточных чисел:  $i_1 = -1,342$ ,  $i_2 = -0,421$ ,  $i_3 = -2,034$ ,  $i_4 = -0,654$ ,  $i_5 = 2,109$ ,  $i_6 = 0,16$ ,  $i_{nl}^m = -1,5$ ,  $i_{pq}^o = -1,5$ .

Таблица 2.8.10.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{10}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =			$\square$		$\square$			$\square$	-4,796	
2 $\equiv$	$\square$		$\square$		$\square$				-2,629	1,825
3 $\equiv$	$\square$			$\square$	$\square$				-2,090	1,258
4 $\equiv$		$\square$		$\square$	$\square$				-1,182	1,768
5 $\equiv$		$\square$	$\square$		$\square$				-1,108	1,067
6 $\equiv$		$\square$	$\square$			$\square$			-0,904	1,226
7 $\equiv$		$\square$		$\square$		$\square$			-0,706	1,282
8 =		$\square$		$\square$			$\square$		-0,535	1,318
9 –		$\square$		( $\square$ )				$\square$	-0,421	1,271
R1 –					$\square$		$\square$		2,109	
R2 –						$\square$	$\square$		0,160	

Для последовательности 2 ( $\Delta$ ) после минимизации (2.4.1), (2.4.3) были получены следующие значения функций  $F_1 = 0,027$ ,  $F_3 = 0,051$ . Функции  $F_1 = 0,027$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 2.8.11 при следующих значениях передаточных чисел:  $i_1 = -1,326$ ,  $i_2 = -0,494$ ,  $i_3 = -0,848$ ,  $i_4 = -0,644$ ,  $i_5 = 4,501$ ,  $i_6 = 1,848$ ,  $i_{nl}^m = -1,5$ ,  $i_{pq}^o = -1,5$ .

Таблица 2.8.11.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{Ю}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =			Δ		Δ			Δ	-4,415	
2 =			Δ			Δ		Δ	-2,646	1,668
3 ≡	Δ		Δ			Δ			-2,098	1,261
4 –	Δ		(Δ)					Δ	-1,326	1,582
5 =	Δ		Δ				Δ		-0,991	1,338
6 –			Δ				Δ	Δ	-0,848	1,168
7 =		Δ	Δ				Δ		-0,659	1,287
8 =		Δ		Δ			Δ		-0,574	1,148
9 –		Δ		(Δ)				Δ	-0,494	1,162
R1 –					Δ		Δ		4,501	
R2 –						Δ	Δ		1,848	

Для последовательности 3 (о) после минимизации (2.4.1), (2.4.3) были получены следующие значения функций  $F_1 = F_3 = 0,072$ . Функции  $F_1$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 2.8.12 при следующих значениях передаточных чисел:  $i_1 = -1,342$ ,  $i_2 = -0,473$ ,  $i_3 = -2,36$ ,  $i_4 = -0,669$ ,  $i_5 = 3,131$ ,  $i_6 = 0,16$ ,  $i_{nl}^m = -2,314$ ,  $i_{pq}^o = -4,0$ .

Таблица 2.8.12.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{Ю}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =			o		o			o	-4,732	
2 =				o	o			o	-2,310	2,048
3 ≡	o			o	o				-2,164	1,068
4 –	o			(o)				o	-1,342	1,612
5 ≡	o			o		o			-1,074	1,249
6 =	o			o			o		-0,743	1,446
7 =				o			o	o	-0,669	1,112
8 =		o		o			o		-0,617	1,083
9 –		o		(o)				o	-0,473	1,306
R1 –					o		o		3,131	
R2 –						o	o		0,16	

Функции  $F_2$  соответствует ряд, приведенный в Таблице 2.8.13 при следующих значениях передаточных чисел:  $i_1 = -2,213$ ,  $i_2 = -0,78$ ,  $i_3 = -3,0$ ,  $i_4 = -1,13$ ,  $i_5 = 6,337$ ,  $i_6 = 0,16$ ,  $i_{nl}^m = -3,036$ ,  $i_{pq}^o = -1,5$ .

Таблица 2.8.13.

№ ступени, режим	s7		s8		s9		с3	с6	$i_{10}$	Шаг
	a	b	a	b	a	b				
1 =			o		o			o	-6,075	
2 =				o	o			o	-3,590	1,692
3 ≡	o			o	o				-3,16	1,136
4 –	o			(o)				o	-2,213	1,428
5 ≡	o			o		o			-1,760	1,257
6 =	o			o			o		-1,405	1,253
7 =				o			o	o	-1,130	1,243
8 =		o		o			o		-0,958	1,179
9 –		o		(o)				o	-0,78	1,228
R1 –					o		o		6,337	
R2 –						o	o		0,16	

В результате, для трехпоточной вально-планетарной коробки передач (Рисунок 2.8.2) получены четыре ряда передаточных отношений с одинарными переключениями элементов управления. Значения кинематического диапазона для ряда 1 (□) 11,39; для ряда 2 (Δ) 8,4; для ряда 3 (o) 10,0 и 7,79. При этом ряд 1 (□) имеет наибольшее число многопоточных режимов.

Таким образом, обе синтезированные в настоящем параграфе коробки передач реализуют по 9 ступеней с однопарными переключениями элементов управления. По сравнению с применяемыми в настоящее время 9-ти ступенчатыми планетарными коробками передач ZF 9HP [72] и КАТЕ R932 [71] содержат на один элемент управления меньше и реализуют ряд передаточных отношений с более широким диапазоном.

### § 2.9. Результаты и выводы по Главе 2

В настоящей главе были рассмотрены многопоточные замкнутые вально-планетарные передачи с регулируемым передаточным отношением в ветвях замкнутого контура. Таким образом здесь расширена классификация многопоточных систем в части многопоточных (замкнутых) комбинированных передач с изменяемым (регулируемым) передаточным отношением. Развитие заключается в том, что полученные многопоточные комбинированные передачи допускают регулирование передаточного отношения в нескольких параллельных ветвях.

Результаты:

1. На основе использования принципа многопоточности разработана методика и синтезирован ряд новых кинематических схем многопоточных вально-планетарных коробок передач, позволяющих увеличить нагрузочную способность, диапазон регулирования и плавность хода.
2. Разработана методика решения нелинейной задачи расчета передаточных чисел внутренних механизмов коробки передач для получения ряда выходных передаточных отношений коробки, наиболее близкого к заданному.
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.

Было показано, что:

1. 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.

2. Многопоточность в коробках передач позволяет уменьшить число элементов управления и расширить функциональные возможности коробок: увеличить нагрузочную способность и диапазон регулирования.
3. 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.
4. 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.

### Глава 3. Разработка механизмов параллельной структуры на основе принципа многопоточности

Механизмы параллельной структуры являются примером многопоточной системы. Именно многопоточность, как фундаментальное свойство механизмов данного типа, за счет распределения нагрузки по нескольким параллельным кинематическим цепям позволяет увеличить нагрузочную способность, уменьшить размеры и массу каждого из элементов, получить систему в виде жесткой пространственной фермы [55]. Кроме того, по сравнению с однопоточными манипуляторами с незамкнутыми кинематическими цепями последовательного соединения привода с выходным звеном повышается точность и скорость манипулирования, разгрузка подвижных звеньев манипулятора от силы тяжести приводов за счет их размещения на неподвижном основании [55]. Дополнительным преимуществом манипуляционных механизмов параллельной структуры является однотипная архитектура каждой кинематической цепи, что упрощает технологию изготовления механизма.

В данной главе рассматриваются механизмы параллельной структуры, основой которой являются кинематические цепи, содержащие карданные валы с дополнительными связями. Это позволяет на основе принципа многопоточности получить устройства с кинематической развязкой при наличии вариантов формирования кинематических цепей.

#### § 3.1. Варианты кинематических цепей, содержащих карданные валы с дополнительными связями

В данном параграфе рассмотрим структуру механизма с 6-ю степенями свободы и тремя кинематическими цепями, в каждой из которых имеется карданный вал с двумя дополнительными связями и вращательными кинематическими парами, обеспечивающие угловые движения выходного звена. Кроме того, в каждой кинематической паре имеет место два привода,

расположенные соосно: линейный и вращательный (Рисунки 3.1.1 – 3.1.3). Ранее подобные механизмы исследовались П.О. Данилиным [31, 32] и Л.И. Тывесом [94 – 96].

В данной работе рассматриваются нерешенные ранее задачи, связанные с построением рабочей зоны и исследованием динамических свойств. Кроме того, представлено развитие данного механизма.

Рассмотрим упомянутый механизм параллельной структуры с точки зрения принципа многопоточности, некоторые конфигурации которого показаны на Рисунках 3.1.1а, 3.1.1б, 3.1.1в.

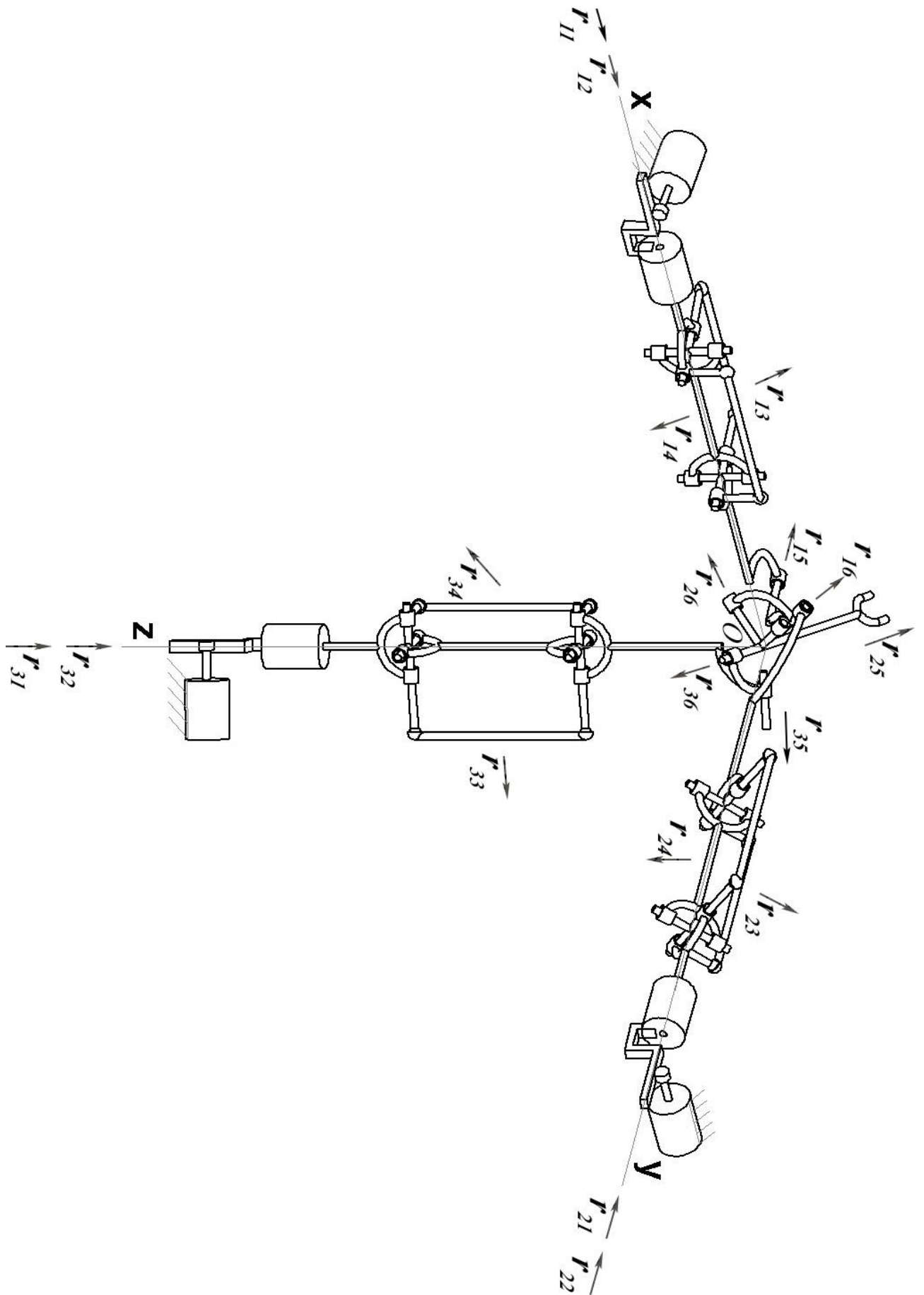


Рисунок 3.1.1а. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы и тремя кинематическими цепями.



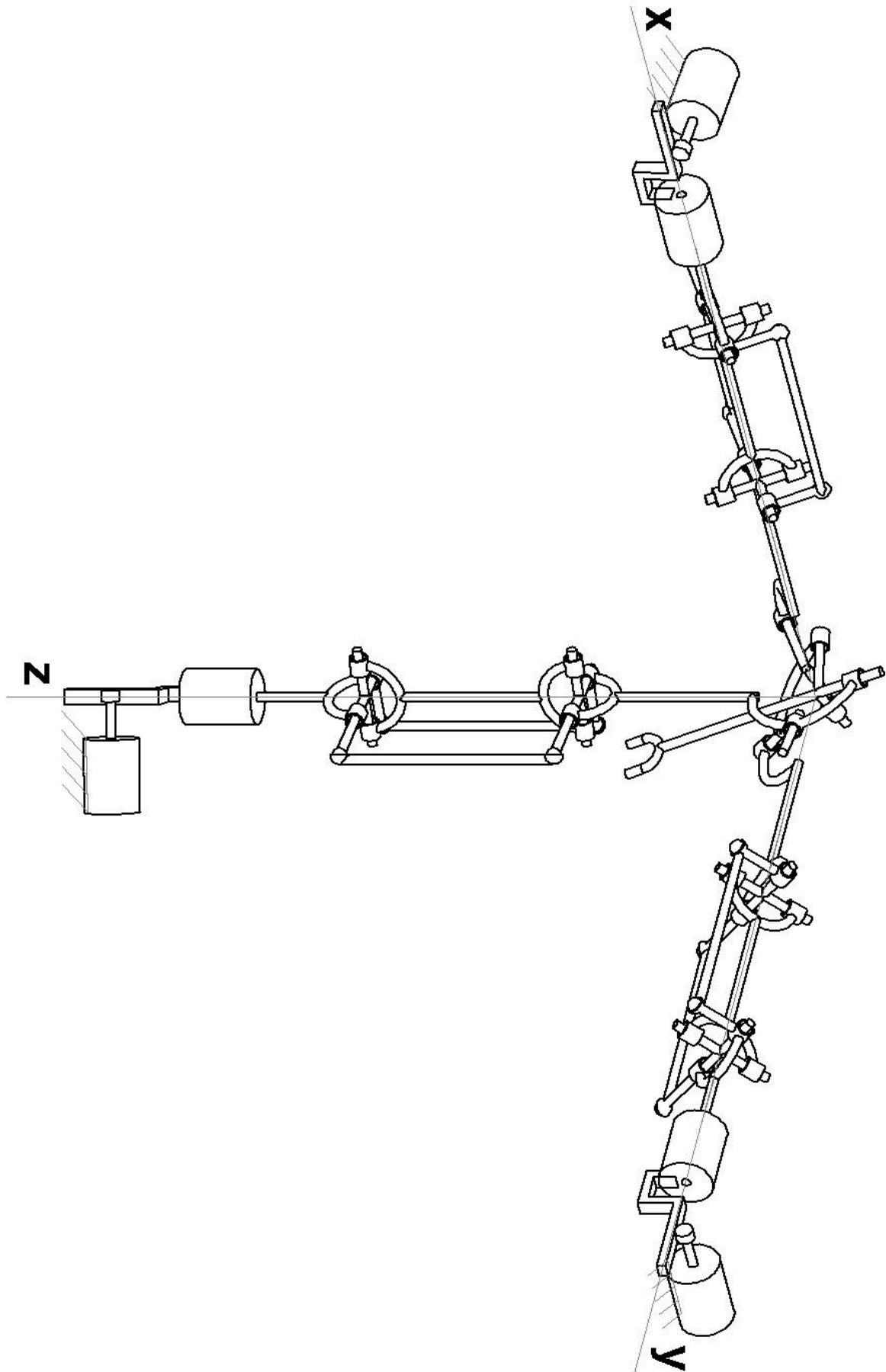


Рисунок 3.1.1б. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы и тремя кинематическими цепями.

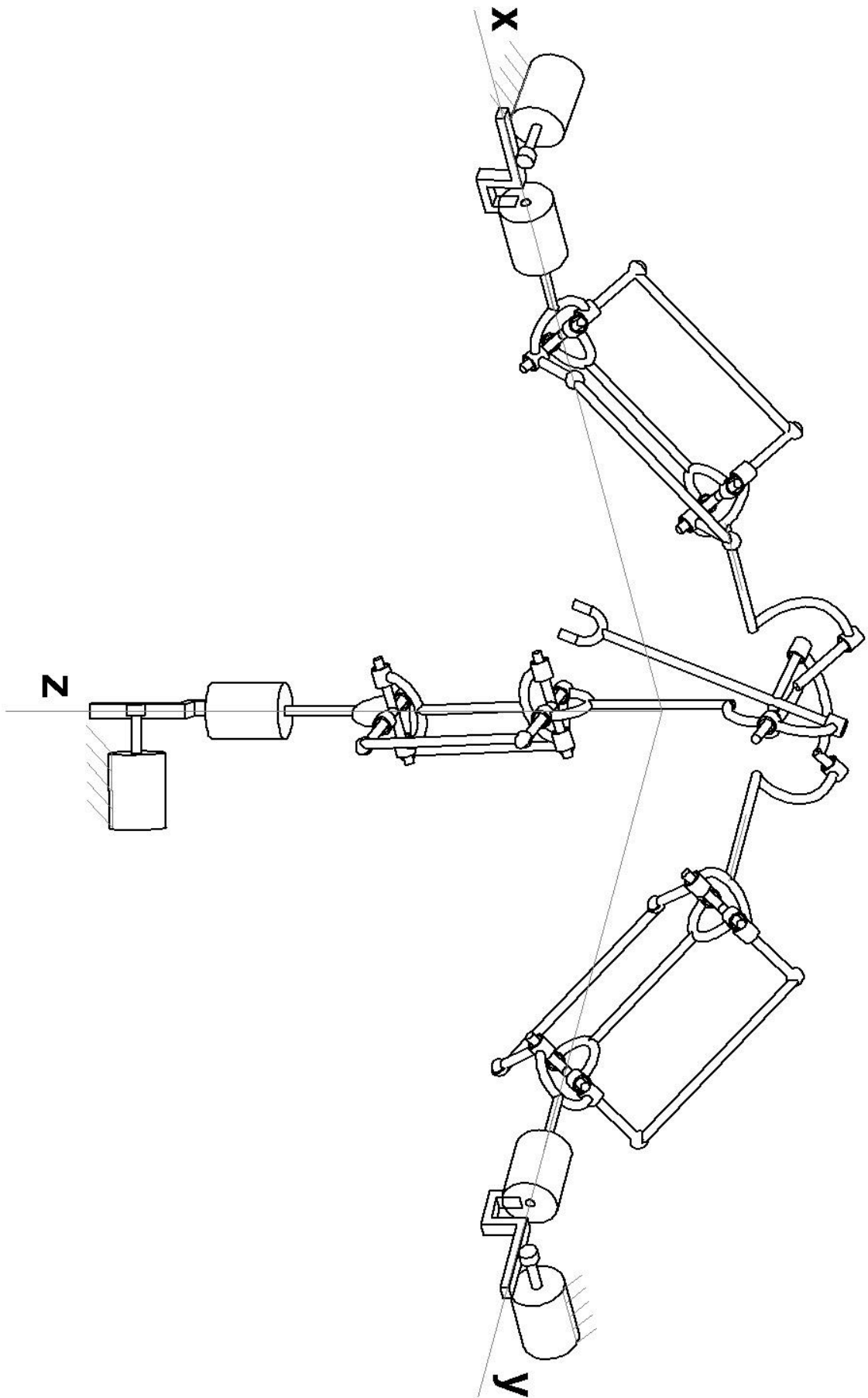


Рисунок 3.1.1в. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы и тремя кинематическими цепями.

Как было указано выше, механизм имеет 3 кинематические цепи, которые можно рассматривать как элементы многопоточной системы. Это позволяет расположить приводы на основании, уменьшив инерционность подвижных звеньев, при этом возрастает удельная грузоподъемность этого механизма по сравнению с однопоточными системами манипуляторов с незамкнутыми кинематическими цепями. Использование звеньев, на которых не расположены двигатели, позволяет в свою очередь повысить скорость движения рабочего органа. Хотя при этом может быть несколько уменьшена протяженность рабочей зоны.

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. Этот принцип в данном случае обеспечивает постоянство взаимной ориентации двух шарниров Гука («крестовин»). На Рисунке 3.1.1 показаны 2 дополнительные связи, каждая из которых крепится к шарниру Гука через сферические шарниры. Возможные движения, обеспечиваемые присутствием в каждой кинематической цепи кинематическими парами, обозначены векторами  $r_{11}$ ,  $r_{12}$ ,  $r_{13}$ ,  $r_{14}$ ,  $r_{15}$ ,  $r_{16}$ ,  $r_{21}$ ,  $r_{22}$ ,  $r_{23}$ ,  $r_{24}$ ,  $r_{25}$ ,  $r_{26}$ ,  $r_{31}$ ,  $r_{32}$ ,  $r_{33}$ ,  $r_{34}$ ,  $r_{35}$ ,  $r_{36}$ . Более подробно представим первую кинематическую цепь. Вращательный и поступательные приводы определяют перемещения в направлении соответственно векторов  $r_{11}$  и  $r_{12}$ . Векторы  $r_{13}$  и  $r_{14}$  соответствуют гипотетическим поступательным кинематическим парам, направления движения в которых перпендикулярны осям двух дополнительных связей, соответствующих имеющемуся в данной кинематической цепи карданному валу. Векторы  $r_{15}$  и  $r_{16}$  соответствуют двум вращательным кинематическим парам, при этом оси вращения пар всех кинематических цепей пересекаются в одной точке O.

Присутствующий в каждой кинематической цепи карданный вал с двумя дополнительными связями позволяет передать вращение с постоянным передаточным отношением, кроме того, он, в виду наличия указанных

дополнительных связей обеспечивает сохранение ориентации выходного звена при движениях, обусловленных поступательными приводами.

Принцип многопоточности, используемый в данном механизме может быть реализован иным способом, при наличии лишь одной дополнительной связи в карданном валу каждой кинематической цепи (Рисунок 3.1.2а, 3.1.2б).

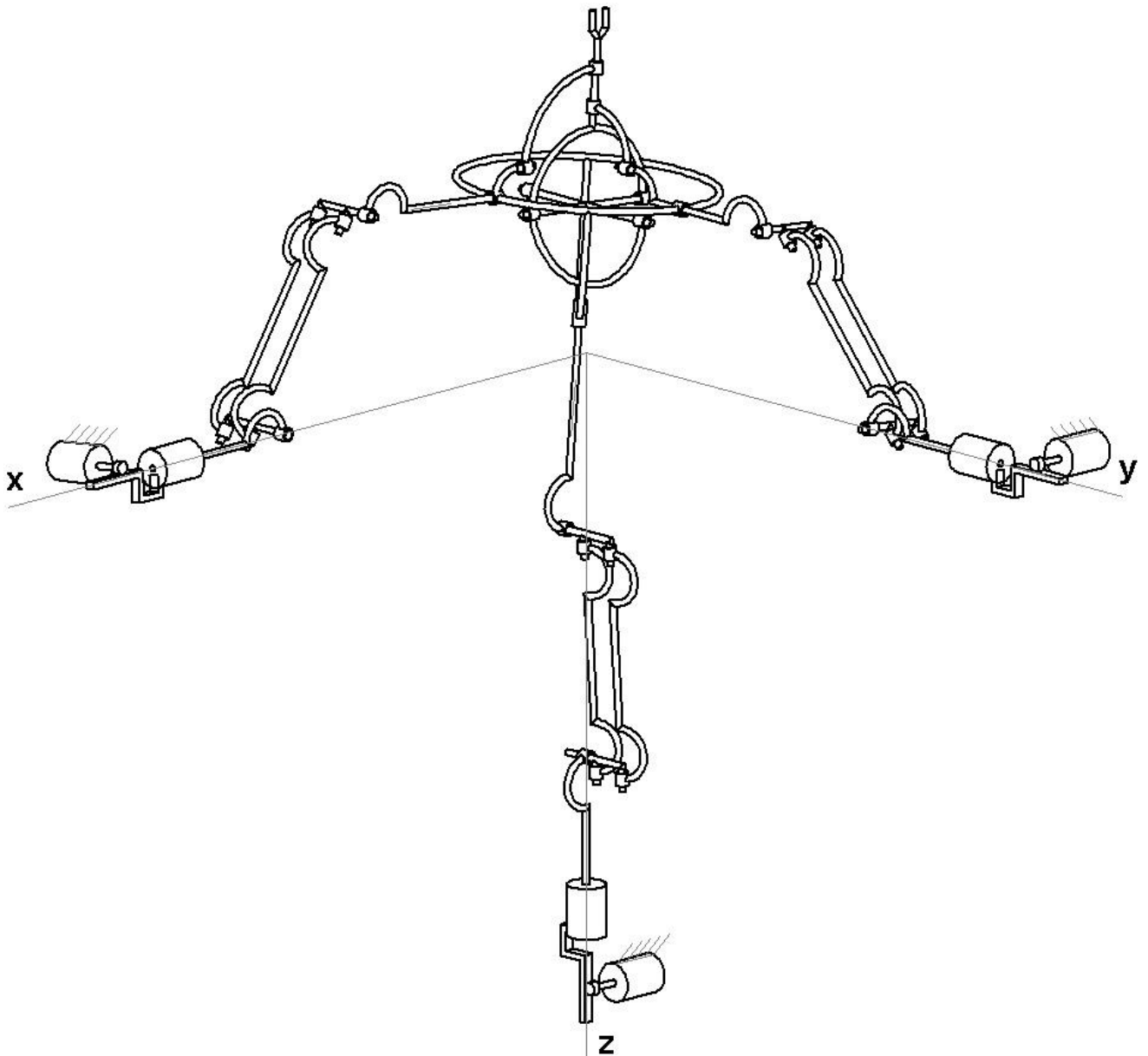
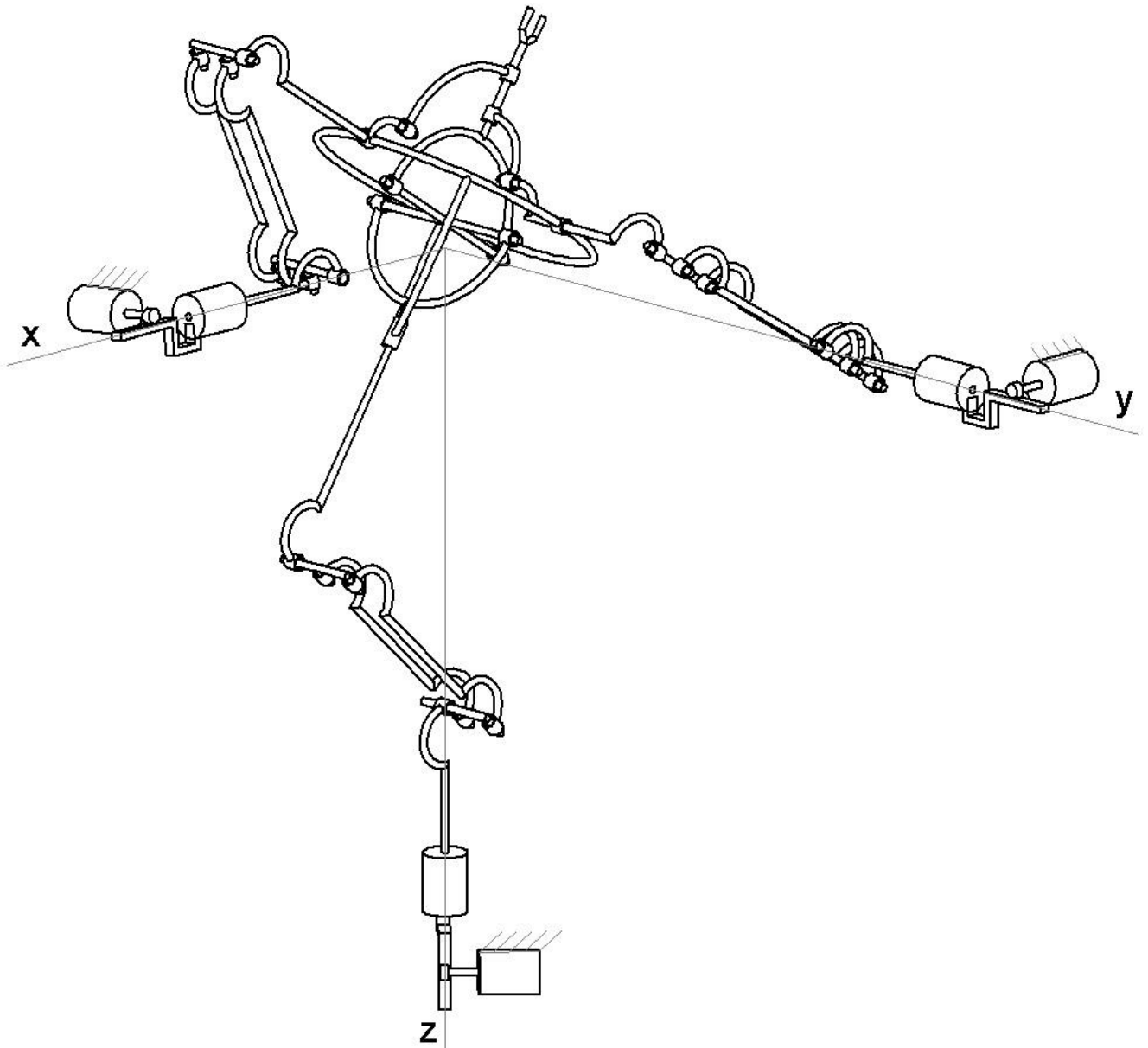


Рисунок 3.1.2а. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы с частичной кинематической развязкой сферической части.



*Рисунок 3.1.2б. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы с частичной кинематической развязкой сферической части.*

В данном случае многопоточность в каждой кинематической цепи обусловлена дополнительной связью, которая присоединена к карданному валу посредством двух вращательных кинематических пар. Отсутствие второй дополнительной связи обуславливает необходимость наличия дополнительного звена, являющегося «основанием» для сферической части механизма. При этом каждая кинематическая цепь, включающая карданный вал, присоединяется к указанному дополнительному звену посредством вращательной кинематической пары. Укажем, что в отличие от предыдущего случая, сферический механизм имеет

частичную развязку: две кинематические цепи осуществляют ориентацию выходного звена (рабочего органа) и одна кинематическая цепь осуществляет вращение выходного звена вокруг собственной оси.

Еще один механизм, отличающийся видом расположения кинематических пар, изображен на Рисунке 3.1.3а, 3.1.3б.

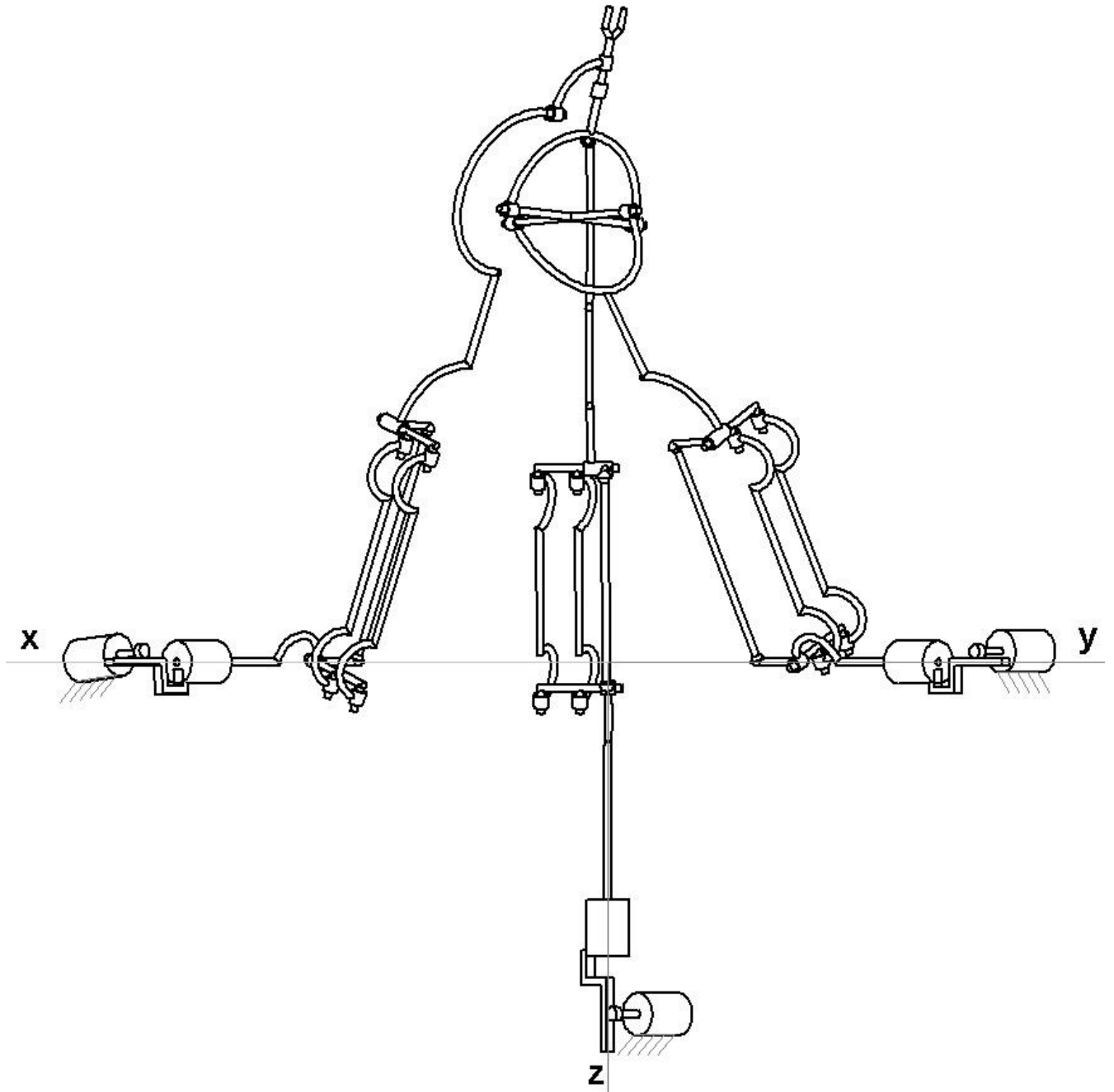


Рисунок 3.1.3а. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы с двумя дополнительными связями в каждой из трех кинематических цепей.

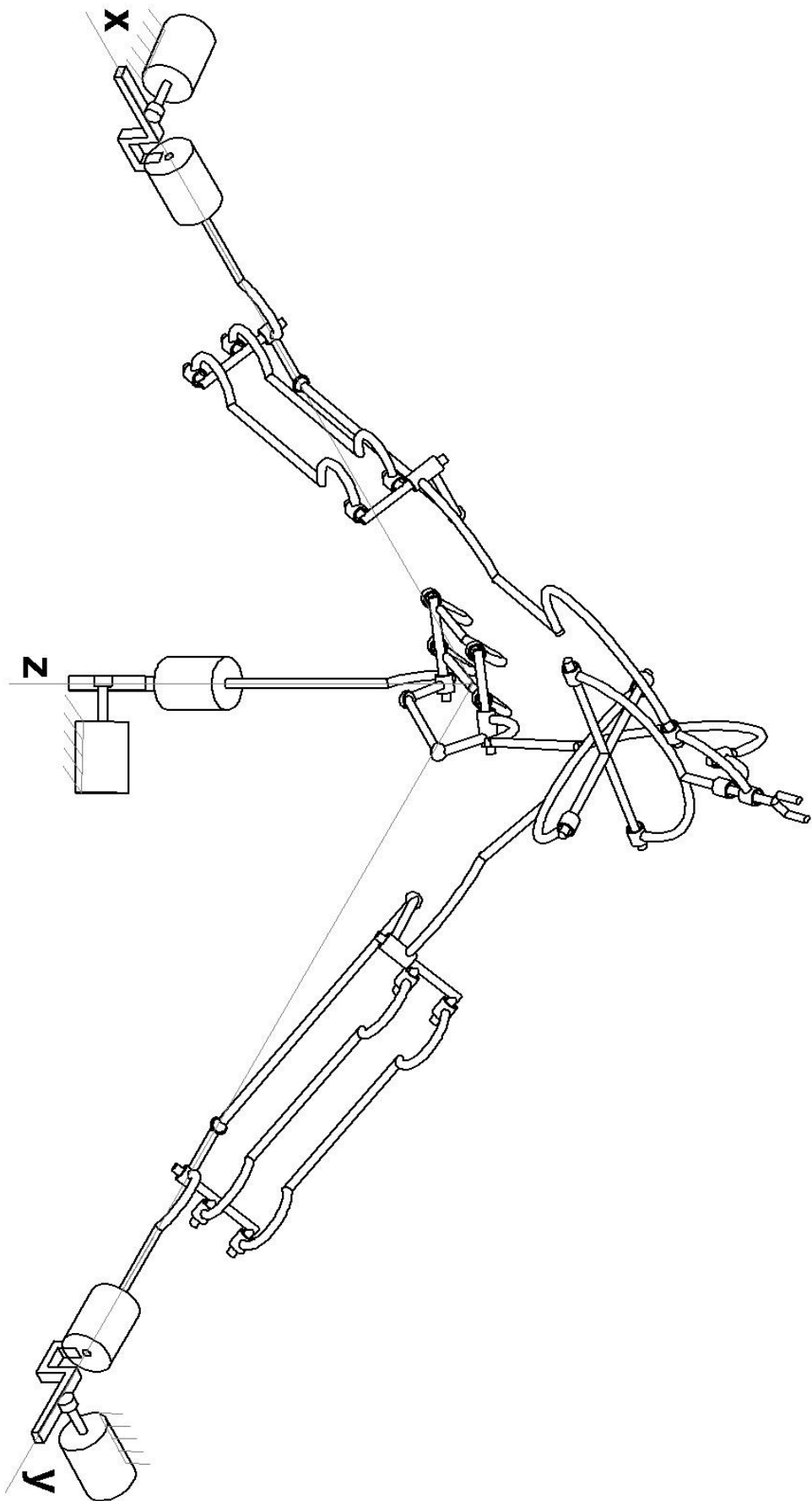


Рисунок 3.1.3б. Кинематическая схема механизма с 6-ю степенями свободы с двумя дополнительными связями в каждой из трех кинематических цепей.

В данном случае в каждой из трех кинематических цепей имеется карданный вал, снабженный двумя дополнительными связями. При этом одна связь сопряжена с промежуточным звеном шарнира Гука и может быть установлена с помощью вращательных кинематических пар (в отличие от Рисунка 3.1.1). Другая связь сопряжена с крайними звеньями, связанными шарниром Гука (карданным шарниром), и она должна быть связана соответствующими звеньями со сферическими шарнирами (как на Рисунке 3.1.1).

Остановимся на возможностях «усиления» свойства многопоточности, присущего каждой из трех кинематических цепей. Для этого рассмотрим несколько параллельно расположенных карданных валов, установленных в какой-либо кинематической цепи.

Для «усиления» свойства многопоточности в каждой кинематической цепи могут быть расположены несколько карданных валов, в частности, это количество равно двум (Рисунок 3.1.4). Такая архитектура позволяет передать вращение с входного вала на выходной, поскольку параллельно расположенные карданные валы и карданные шарниры будут работать согласовано.

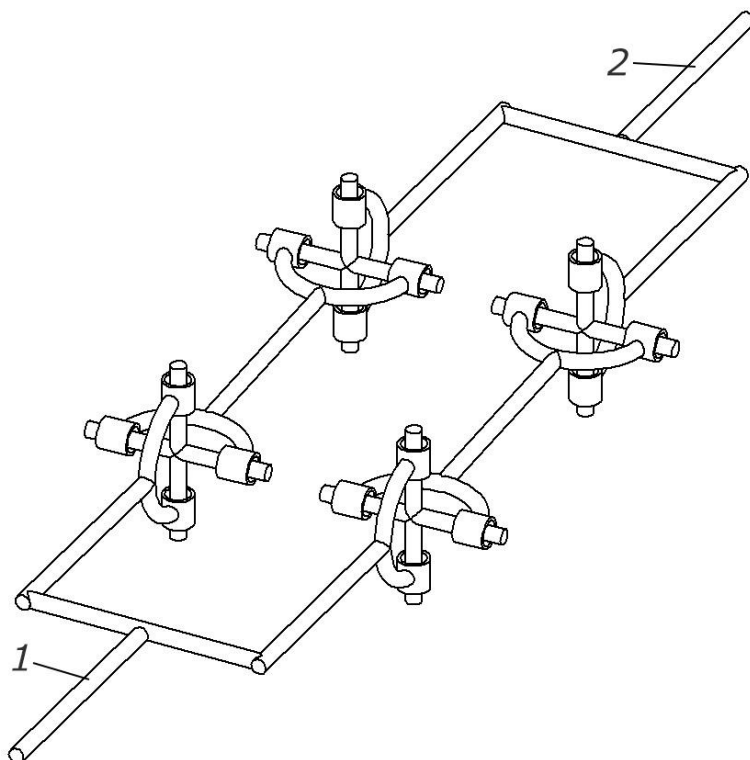
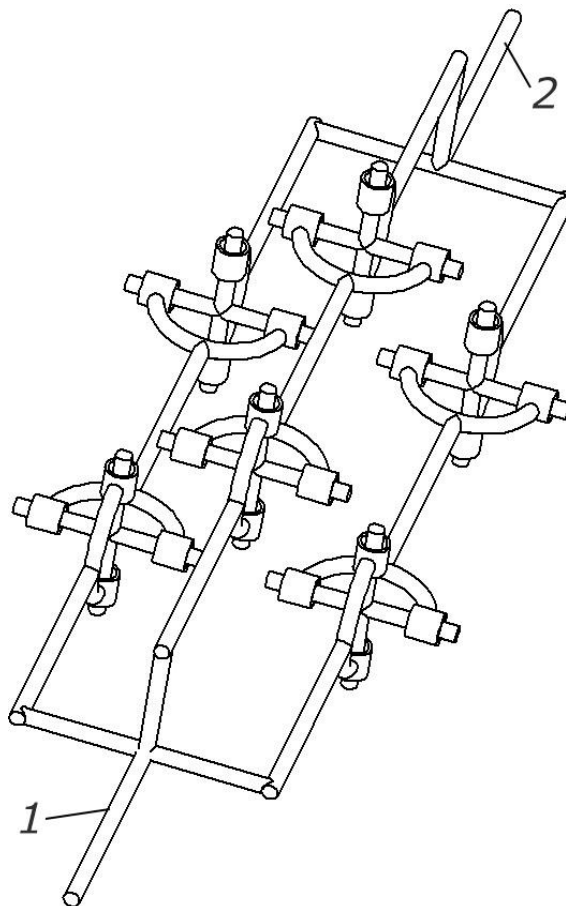


Рисунок 3.1.4. Кинематическая цепь с двумя карданными валами.



Однако в данном случае возможны повороты звена 2 относительно звена 1 (Рисунок 3.1.4) вокруг вертикальных осей, проходящих через крестовины универсальных шарниров.

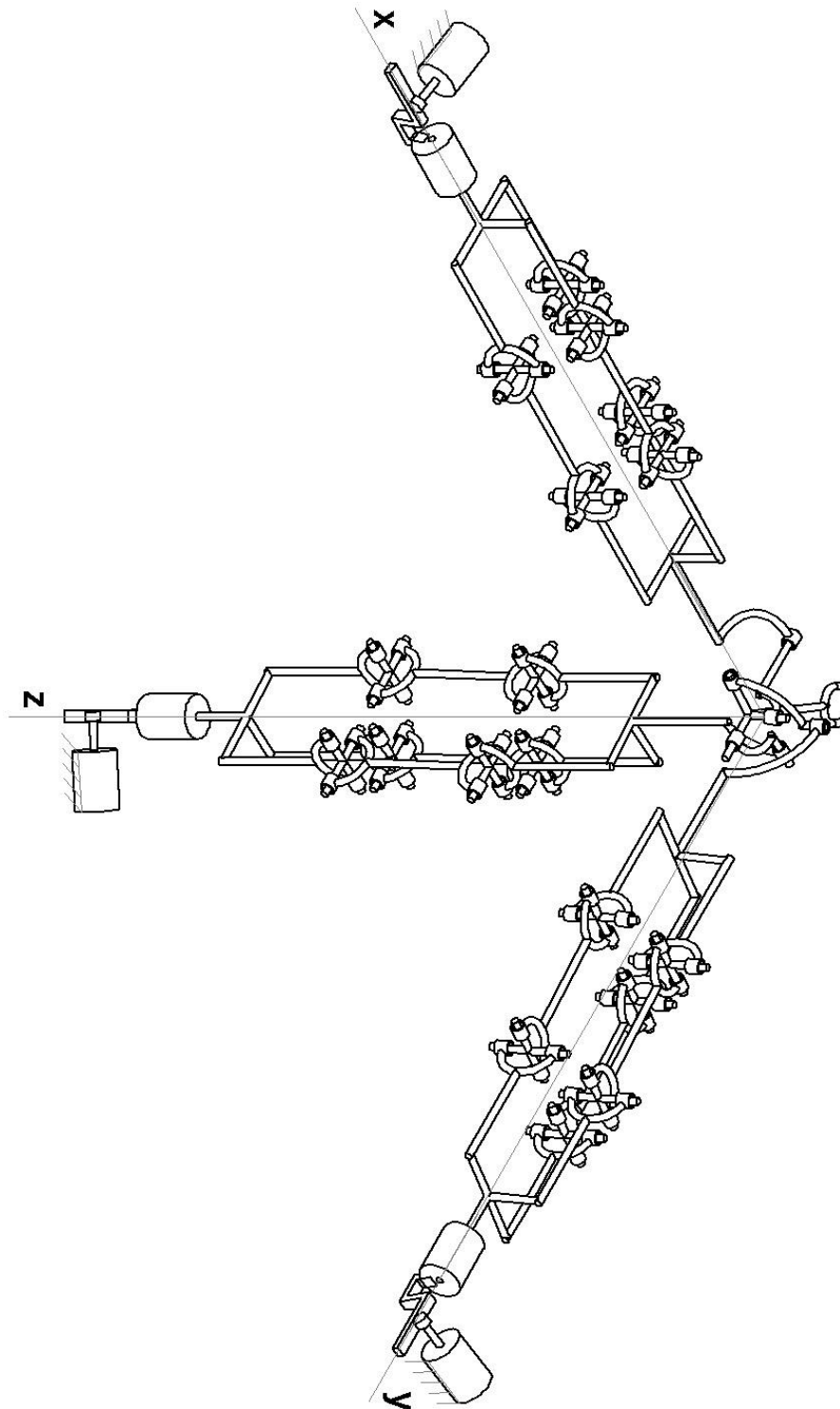
Для того, чтобы исключить указанное вращение и обеспечить постоянство относительной ориентации плоскостей звеньев 1 и 2 необходимо наличие третьего карданного вала (Рисунок 3.1.5). При этом будет обеспечено постоянство передаточного отношения, равное 1, между входным 1 и выходным 2 валами этого «встроенного» карданного вала.



*Рисунок 3.1.5. Кинематическая цепь с тремя карданными валами.*

Отметим, что для обеспечения постоянной относительной ориентации плоскостей входного и выходного звеньев таких параллельно расположенных карданных валов теоретически может быть любое количество, большее или равное трем.

На основе рассмотренной структуры кинематических цепей синтезирован новый механизм с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями выходного звена (Рисунки 3.1.6а, 3.1.6б).



*Рисунок 3.1.6а. Механизм с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями выходного звена с тремя карданными валами в каждой кинематической цепи.*

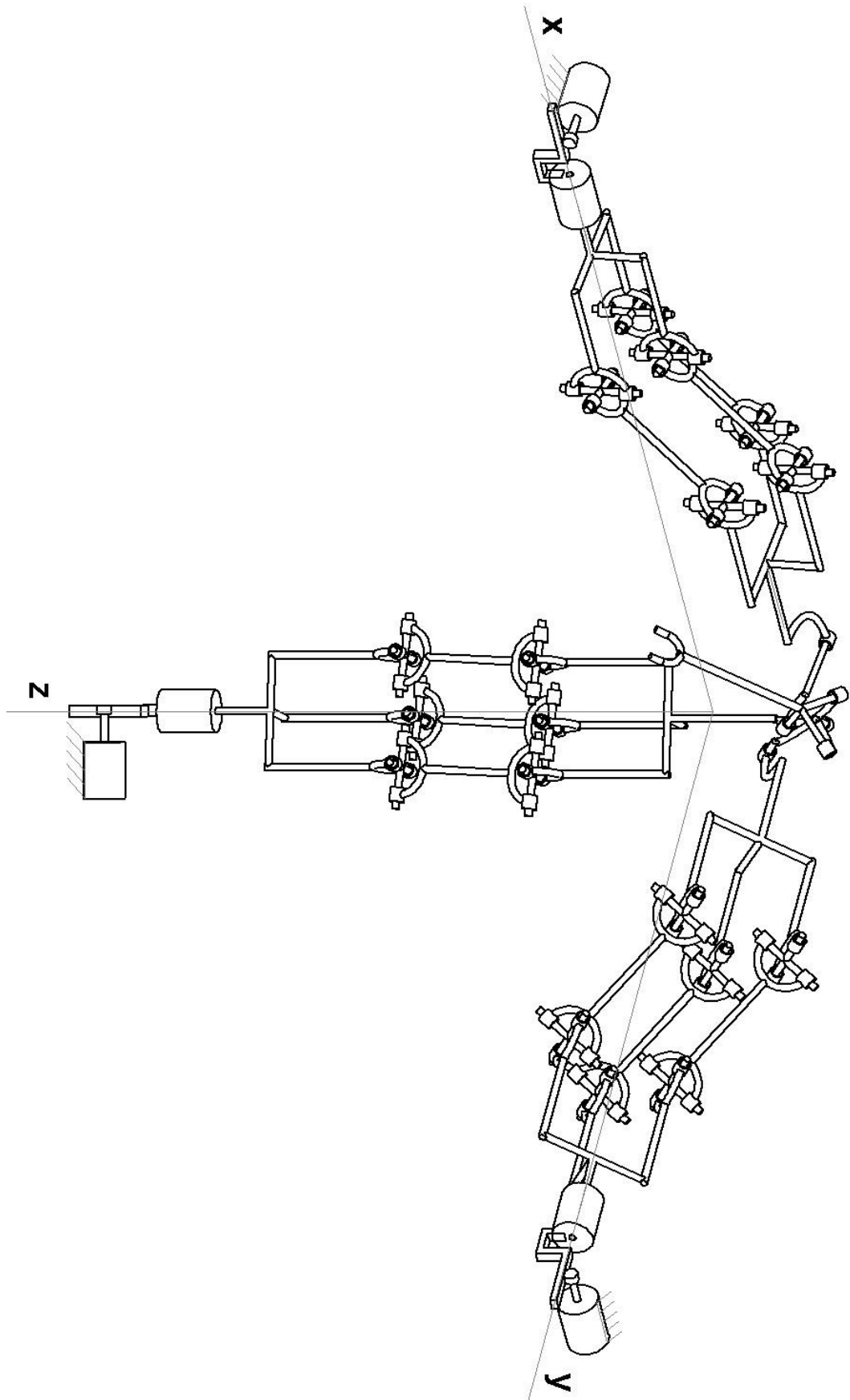


Рисунок 3.1.6б. Механизм с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями выходного звена с тремя карданными валами в каждой кинематической цепи.

Отличие данного механизма от ранее рассмотренных заключается в том, что в каждой кинематической цепи имеется не один карданный вал, а три, расположенных параллельно. Как упоминалось выше, указанных карданных валов может быть сколь угодно много, тем самым можно повысить нагрузочную способность данного механизма. Укажем, что в исходном механизме (Рисунок 3.1.1, 3.1.3) также имели место три стержня, один из которых соответствовал карданному валу, а два были дополнительными связями. При этом стержни имели разные функции, а в данном случае эти функции аналогичны.

Отметим, что конструкции карданных шарниров могут быть различны, в частности, они могут содержать «крестовины», а могут быть выполнены в виде буквы «Г».

Таким образом, в данном параграфе приведен новый механизм параллельной структуры с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями. При этом использовано свойство многопоточности, которое позволило повысить нагрузочную способность кинематических цепей данного механизма.

### § 3.2. Построение рабочих зон и кинематический анализ механизма параллельной структуры, обладающего свойством кинематической развязки

В данном параграфе будут рассмотрены кинематические свойства полученного выше механизма параллельной структуры с кинематической развязкой между поступательными и вращательными движениями.

Подобные задачи ранее рассматривались П.О. Данилиным [25, 32] и Л.И. Тывесом [94, 192], а также Н.Ю. Носовой [76, 77] и С.В. Хейло [103 – 105, 134], однако в тех случаях не были учтены конкретные параметры изготовленного образца механизма, обладающего линейными и вращательными приводами.

Важно рассмотреть положение центра выходного звена. При этом линейные двигатели, расположенные ортогонально, связаны с рабочим органом посредством стержней – это упрощенная схема (Рисунок 3.2.1).

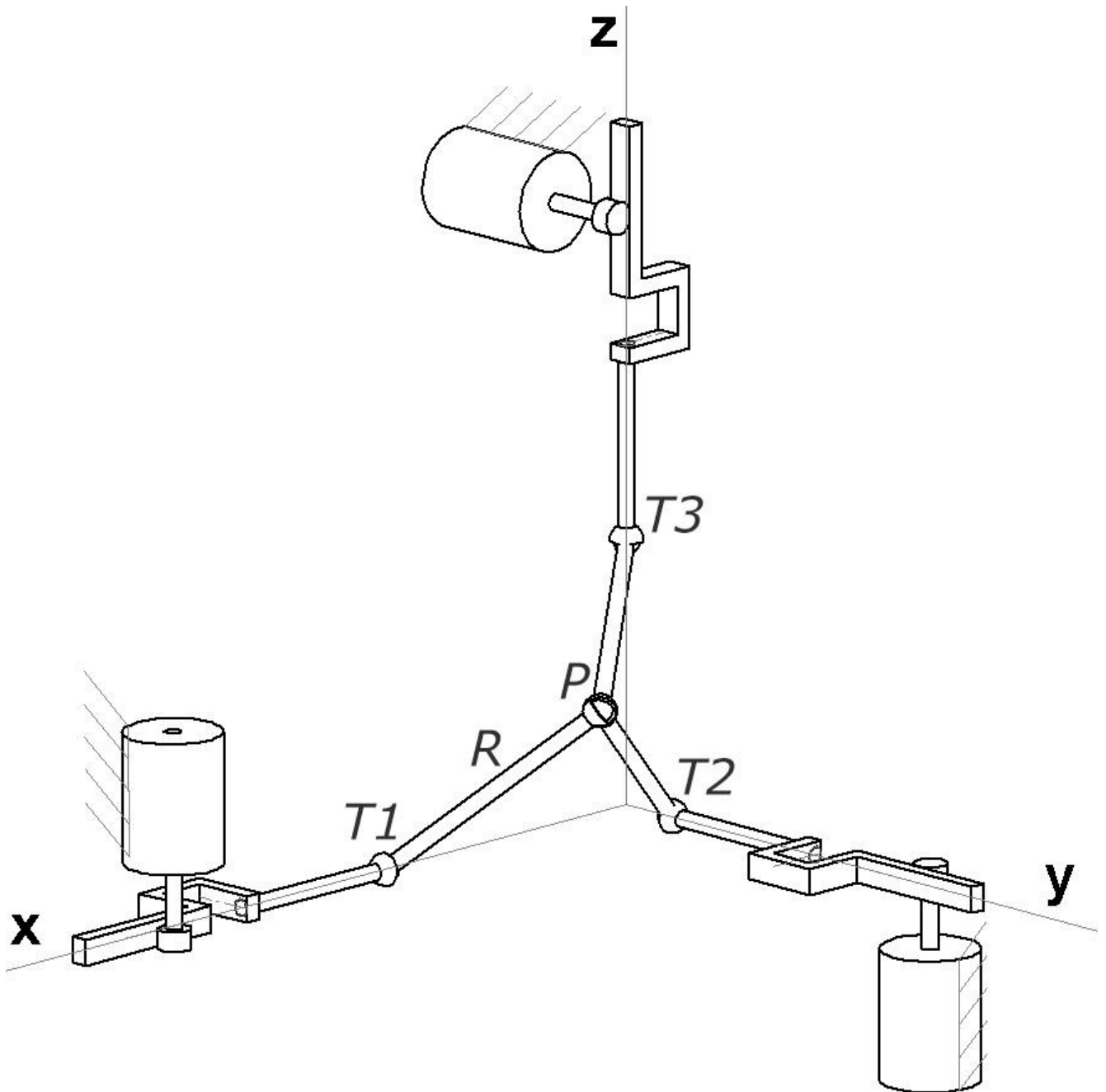


Рисунок 3.2.1. Упрощенная кинематическая схема для анализа поступательного перемещения выходного звена.

Точки  $T_i$  и  $P_j$  характеризуют положения базы и платформы ( $i = 1 \dots 3; j = 1 \dots 3$ ). При решении обратной задачи находим координаты  $P_j$  точки  $P$ , используя соотношения:

$$(x_P - x_{T1})^2 + (y_P - y_{T1})^2 + (z_P - z_{T1})^2 = R^2$$

$$(x_P - x_{T2})^2 + (y_P - y_{T2})^2 + (z_P - z_{T2})^2 = R^2$$

$$(x_P - x_{T3})^2 + (y_P - y_{T3})^2 + (z_P - z_{T3})^2 = R^2$$

где  $R$  – длины стержней.

Учитывая геометрию механизма, имеем:

$$\begin{aligned}(x_P - x_{T1})^2 + y_P^2 + z_P^2 - R^2 &= 0 \\ x_P^2 + (y_P - y_{T2})^2 + z_P^2 - R^2 &= 0 \\ x_P^2 + y_P^2 + (z_P - z_{T3})^2 - R^2 &= 0\end{aligned}\tag{3.2.1}$$

Решение этой системы осуществляется путем вычитания из первого и второго уравнения третьего и подстановкой двух полученных линейных зависимостей между переменными в третье уравнение. В результате получено квадратное уравнение:

$$A \cdot z_P^2 + B \cdot z_P + C = 0,$$

где

$$\begin{aligned}A &= 4 \cdot (z_{T3}^2 y_{T2}^2 + z_{T3}^2 x_{T1}^2 + x_{T1}^2 y_{T2}^2) \\ B &= 4z_{T3}(x_{T1}y_{T2}^2 - z_{T3}^2 y_{T2}^2 + x_{T1}^2 y_{T2} - z_{T3}^2 x_{T1}^2 - 2x_{T1}^2 y_{T2}^2) \\ C &= (x_{T1}^2 + y_{T2}^2)(z_{T3}^4 + x_{T1}^2 y_{T2}^2) - 4R^2 x_{T1}^2 y_{T2}^2\end{aligned}$$

В данном случае имеем некоторую частичную развязку между линейными приводами, и задача может быть решена при рассмотрении каждого привода по отдельности. Два решения соответствуют двум положениям точки  $P$ , однако из соображений технической реализуемости выбираем лишь одно положение.

$$\begin{aligned}z_P &= \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4A \cdot C}}{2A} \\ y_P &= \frac{1}{2y_{T2}}(y_{T2}^2 + 2z_P z_{T3} - z_{T3}^2) \\ x_P &= \frac{1}{2x_{T1}}(x_{T1}^2 + 2z_P z_{T3} - z_{T3}^2)\end{aligned}$$

При решении задачи о скоростях имеем три неявные функции

$$\begin{aligned}Q_1 &= (x_P - x_{T1})^2 + y_P^2 + z_P^2 - R^2 = 0 \\ Q_2 &= x_P^2 + (y_P - y_{T2})^2 + z_P^2 - R^2 = 0 \\ Q_3 &= x_P^2 + y_P^2 + (z_P - z_{T3})^2 - R^2 = 0\end{aligned}$$

Найдем частные производные от указанных неявных функций по обобщенным и абсолютным координатам.

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_1}{\partial x_P} &= 2x_P - 2x_{T1}; & \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} &= 2y_P; & \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} &= 2z_P; & \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} &= 2x_{T1} - 2x_P \\ \frac{\partial Q_2}{\partial x_P} &= 2x_P; & \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} &= 2y_P - 2y_{T2}; & \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} &= 2z_P; & \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} &= 2y_{T2} - 2y_P \\ \frac{\partial Q_3}{\partial x_P} &= 2x_P; & \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} &= 2y_P; & \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} &= 2z_P - 2z_{T3}; & \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} &= 2z_{T3} - 2z_P \end{aligned}$$

Найденные производные можно использовать для определения скоростей

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} 2x_P - 2x_{T1} & 2y_P & 2z_P \\ 2x_P & 2y_P - 2y_{T2} & 2z_P \\ 2x_P & 2y_P & 2z_P - 2z_{T3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_P \\ \dot{y}_P \\ \dot{z}_P \end{pmatrix} = \\ & = - \begin{pmatrix} 2x_{T1} - 2x_P & 0 & 0 \\ 0 & 2y_{T2} - 2y_P & 0 \\ 0 & 0 & 2z_{T3} - 2z_P \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_{T1} \\ \dot{y}_{T2} \\ \dot{z}_{T3} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Для сферической части механизма (Рисунок 3.2.1) задача о положениях решается с помощью углов Эйлера [94].

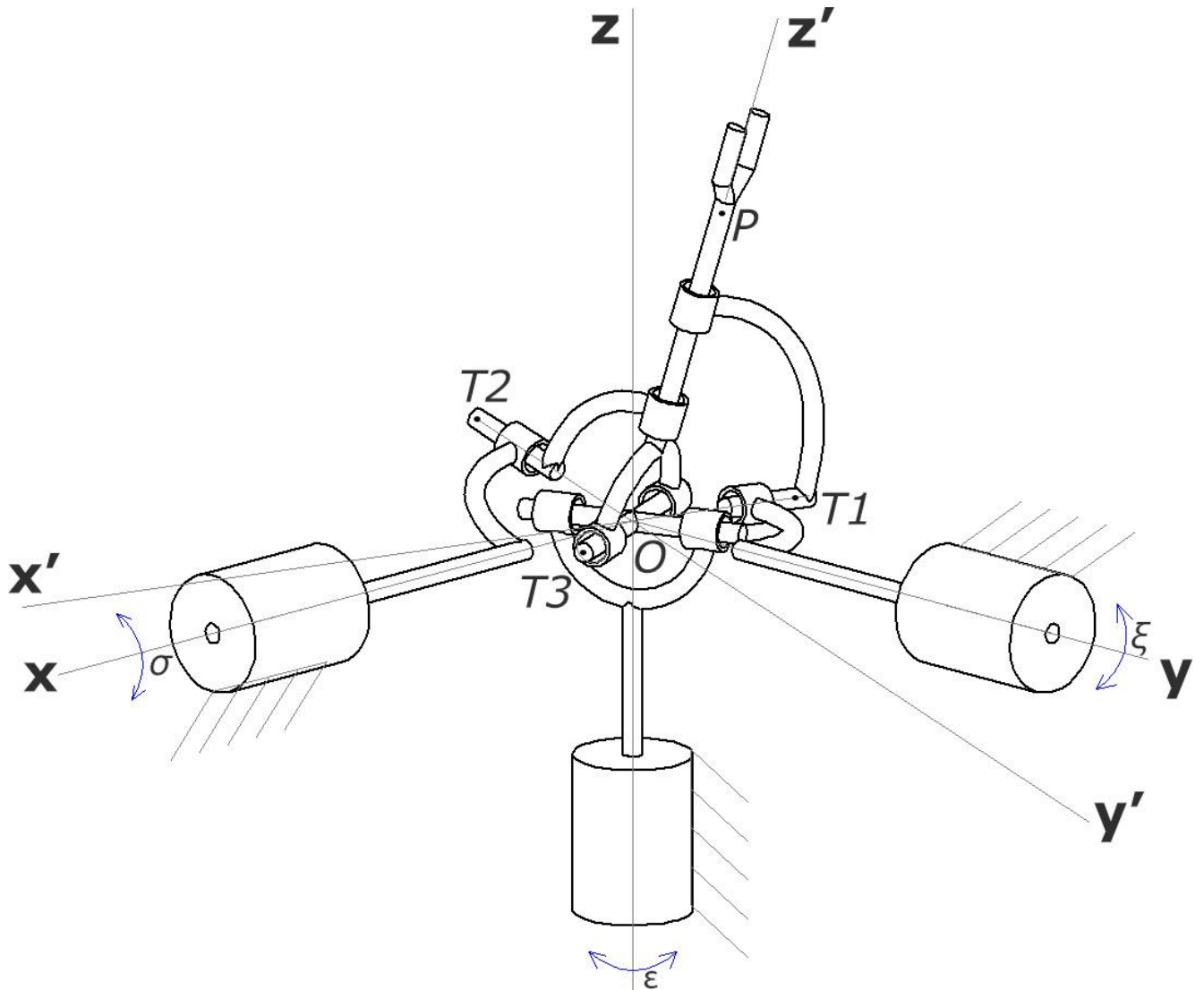


Рисунок 3.2.1. Упрощенная кинематическая схема механизма вращения выходного звена.

Положение подвижной системы координат  $x'$ ,  $y'$ ,  $z'$ , определяющее точку  $P$  выходного звена, задано углами Эйлера  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\varphi$  (на Рисунке 3.2.1 не показаны). Тогда проекции точки  $P$  на оси неподвижной системы координат будут [70]:  $x_P = \sin \psi \cdot \sin \theta$ ;  $y_P = -\cos \psi \cdot \sin \theta$ ;  $z_P = \cos \theta$ .

Проекция точки  $T_3$  соответственно:  $x_{T_3} = \cos \psi \cdot \cos \varphi - \sin \psi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta$ ;  $y_{T_3} = \sin \psi \cdot \cos \varphi + \cos \psi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta$ ;  $z_{T_3} = \sin \varphi \cdot \sin \theta$ .

Повороты ведущих звеньев механизма (обобщенные координаты) определены углами  $\sigma$ ,  $\xi$ ,  $\varepsilon$ . При этом положительное направление – против часовой стрелки. Точки  $T_1$  и  $T_2$  и  $T_3$  перемещаются по окружности единичного радиуса вокруг начала координат.



Поворот плоскости YOZ вокруг оси  $x$  на угол  $\sigma$  (Рисунок 3.2.1) позволяет записать следующее соотношение:

$$\tan \sigma = \frac{-z_{T2}}{-y_{T2}} = \frac{-y_P}{z_P} = \frac{\cos \psi \cdot \sin \theta}{\cos \theta} = \cos \psi \cdot \tan \theta$$

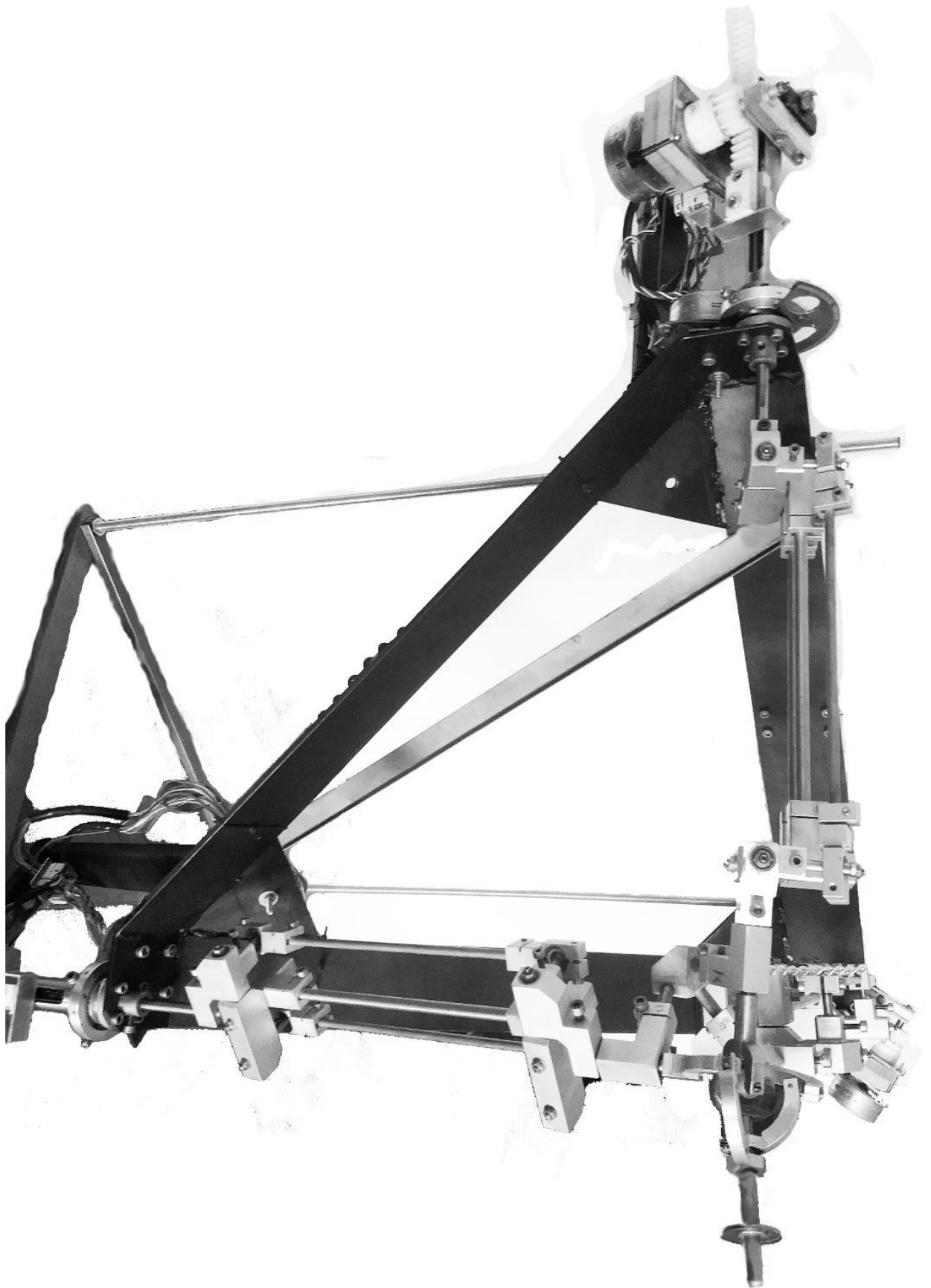
Аналогично, поворот плоскости XOZ вокруг оси  $y$  на угол  $\xi$ :

$$\tan \xi = \frac{z_{T1}}{-x_{T1}} = \frac{x_P}{z_P} = \frac{\sin \psi \cdot \sin \theta}{\cos \theta} = \sin \psi \cdot \tan \theta$$

Поворот плоскости XOY вокруг оси  $z$  на угол  $\varepsilon$ :

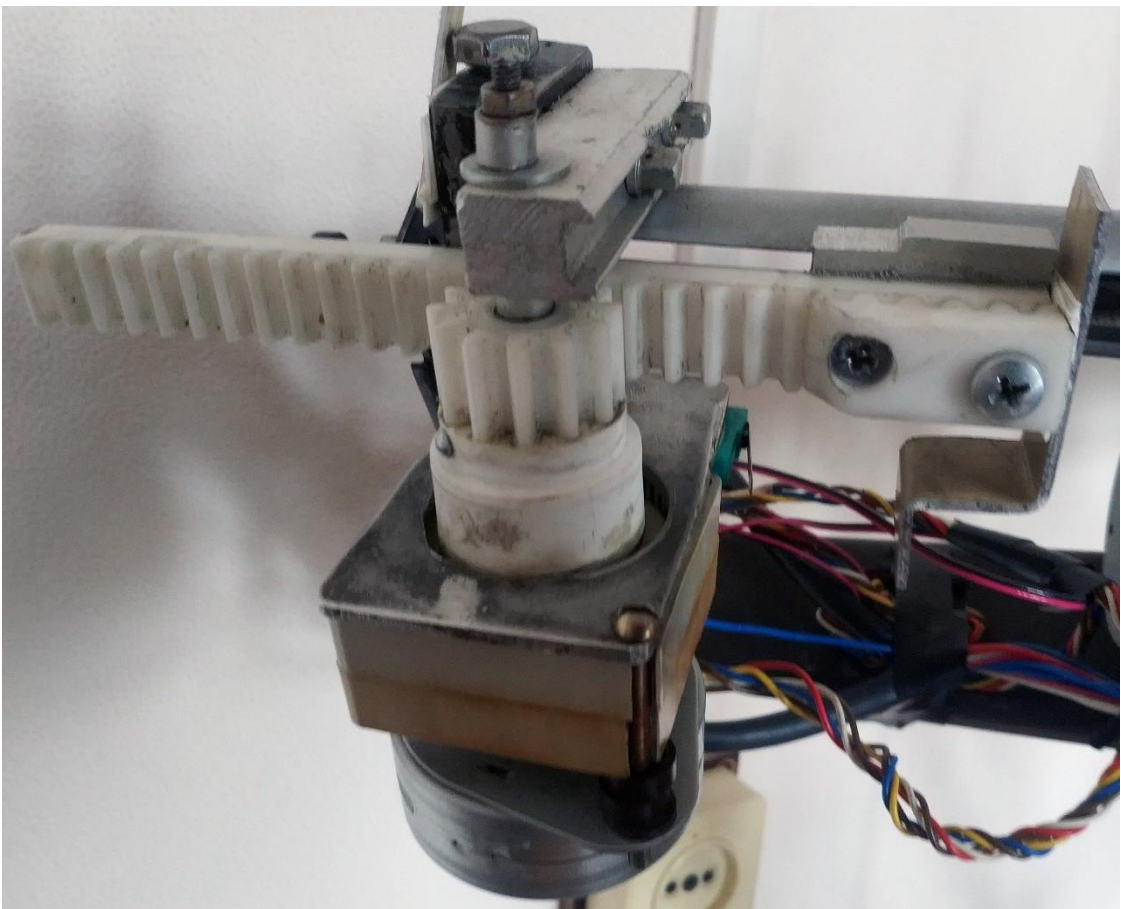
$$\tan \varepsilon = \frac{-y_{T3}}{x_{T3}} = \frac{\sin \psi \cdot \cos \varphi + \cos \psi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta}{\sin \psi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta - \cos \psi \cdot \cos \varphi}$$

Указанные решения задач о положениях можно использовать для построения рабочей зоны с учетом предельных углов поворота во входных кинематических парах механизма параллельной структуры (Рисунок 3.2.2).



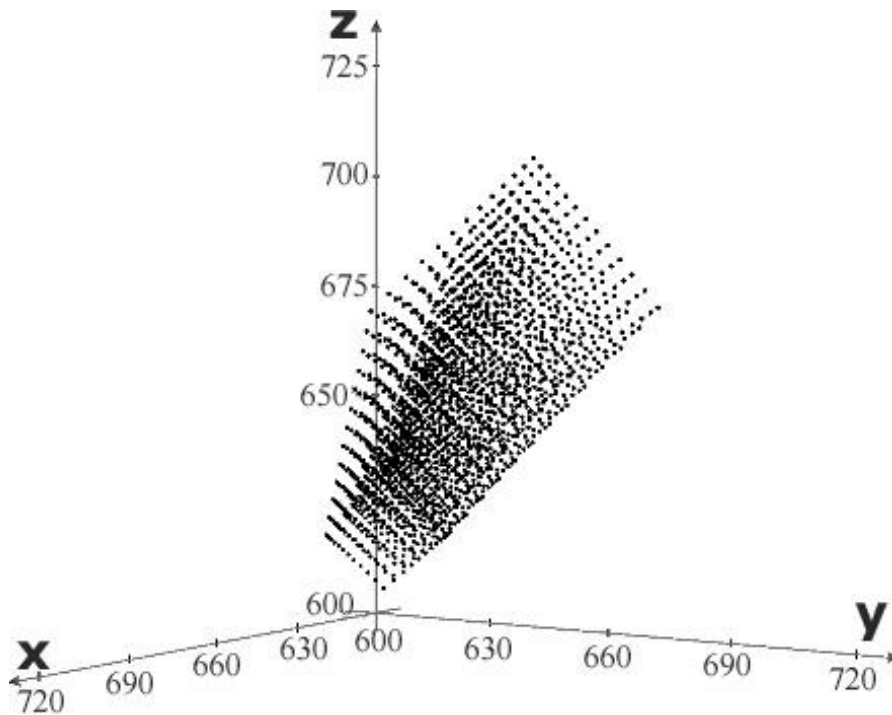
*Рисунок 3.2.2. Макет механизма параллельной структуры с 6-ю степенями свободы и групповой кинематической развязкой движений.*

В начале рассмотрим рабочие зоны в той части механизма, которая выполняет поступательные движения. При этом будем учитывать размеры звеньев механизмов, а также пределы изменения обобщенных координат. Длины промежуточных звеньев равны 440 мм, изменения обобщенных координат равны 120 мм. Линейный привод выполнен в виде совокупности двигателя, зубчатого колеса и зубчатой рейки (Рисунок 3.2.3).



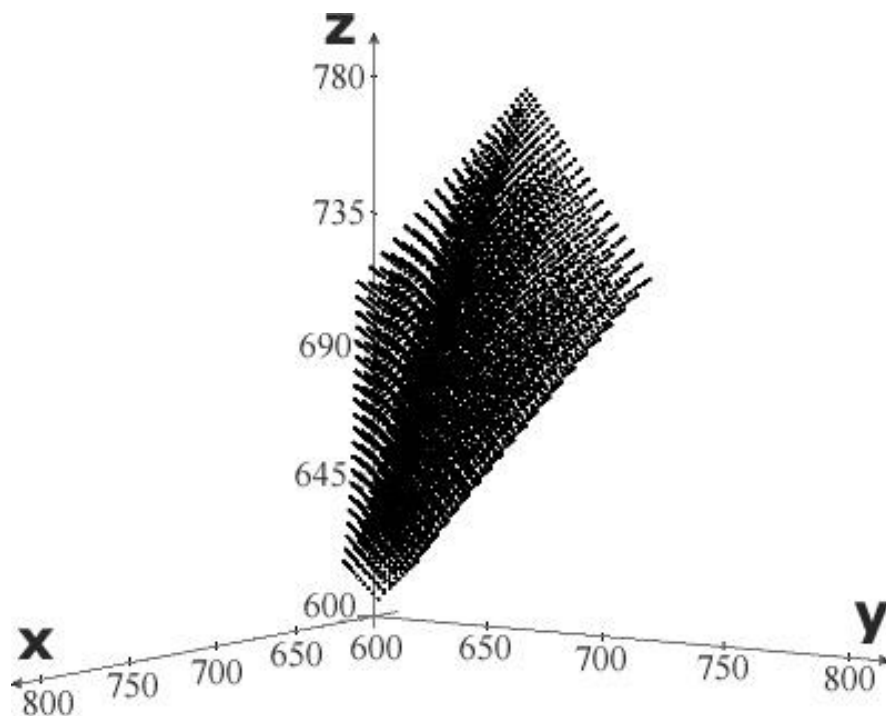
*Рисунок 3.2.3. Привод поступательного перемещения макета механизма параллельной структуры.*

Вид рабочей зоны (Рисунок 3.2.4) естественно зависит от пределов изменения обобщенных координат.



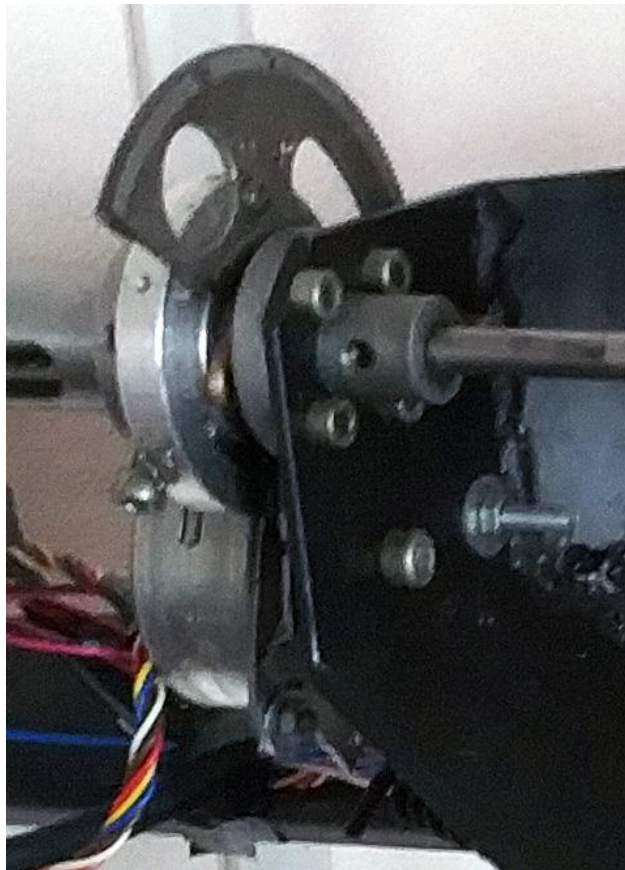
*Рисунок 3.2.4. Рабочая зона поступательного перемещения выходного звена созданного макета.*

Если пределы изменения обобщенных координат изменить и сделать их равными 200 мм, то получим иные параметры изменения рабочей зоны (Рисунок 3.2.5).



*Рисунок 3.2.5. Рабочая зона поступательного перемещения выходного звена с увеличенным диапазоном.*

Для построения рабочей зоны сферической части механизма применяем уравнения, соответствующие решениям обратной задачи о положениях для указанного устройства. При этом используем сведения относительно пределов изменения обобщенных координат, соответствующие вращательным приводам. Каждый двигатель сопряжен с зубчатым колесом круговым сектором (Рисунок 3.2.6) и является определяющим для решения указанной задачи. В данном случае угол сектора равен  $180^\circ$ , т.е. пределы изменения обобщенных координат будут от  $-\pi/2$  до  $\pi/2$ .



*Рисунок 3.2.6. Привод вращательного перемещения макета механизма параллельной структуры.*

Задаем предельные эйлеровы углы  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\varphi$ , заведомо большие чем те, которые возможны в данном механизме. В пределах изменения этих углов сканируем их с некоторым шагом, и всякий раз решаем задачу о положениях. Если соответствующие обобщенные координаты выходят за пределы допустимых

значений, то данная точка отбрасывается. Если значения обобщенных координат находится в пределах допустимых значений, то точка запоминается.

Вид рабочей зоны выходного звена сферического механизма в виде единичной окружности, полученный умножением единичного вектора  $OP = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$

на матрицу поворота

$$\begin{pmatrix} \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta & \sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta & \sin \varphi \sin \theta \\ -\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta & \cos \psi \cos \varphi \cos \theta - \sin \psi \sin \varphi & \cos \varphi \sin \theta \\ \sin \psi \sin \theta & -\cos \psi \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix}$$

представлен на Рисунке 3.2.7.

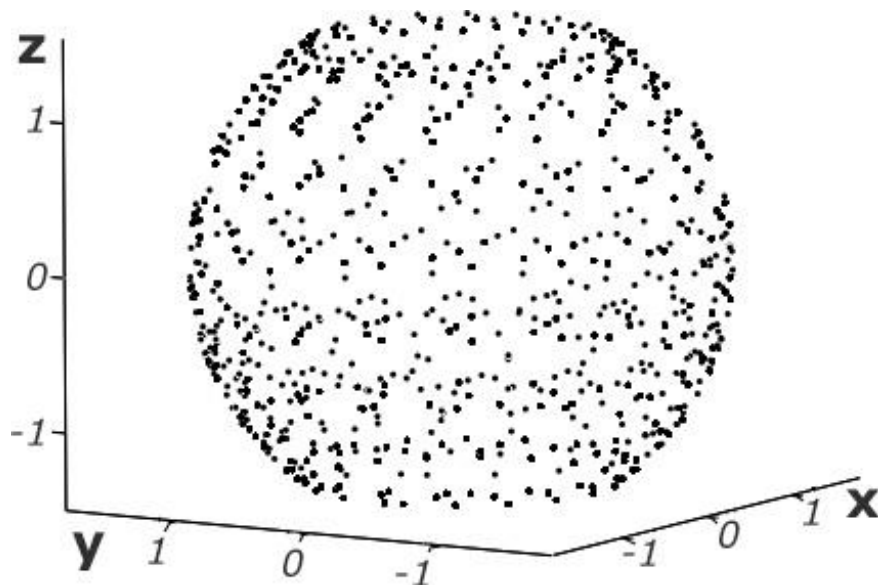


Рисунок 3.2.7. Рабочая зона вращательного перемещения выходного звена созданного макета.

Таким образом в данном параграфе рассмотрены задачи о положениях и задачи построения рабочих зон.

### § 3.3. Динамический анализ механизма параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев

В данном параграфе рассмотрим динамический анализ механизма параллельной структуры с тремя кинематическими цепями с учетом масс

промежуточных звеньев. Система уравнений движения механизма в предположении, что масса механизма сосредоточена в стержнях, причем масса каждого стержня разделена на 3 части:

$$\begin{aligned}
& 3 \cdot \frac{m}{6} \ddot{x}_P \delta x_P + \frac{m}{6} \ddot{x}_{T1} \frac{\partial x_{T1}}{\partial x_P} \delta x_P + \frac{2m}{3} \ddot{x}_{C1} \frac{\partial x_{C1}}{\partial x_P} \delta x_P - F_1 \frac{\partial x_{T1}}{\partial x_P} \delta x_P \\
& + \frac{m}{6} \ddot{y}_{T2} \frac{\partial y_{T2}}{\partial x_P} \delta x_P + \frac{2m}{3} \ddot{y}_{C2} \frac{\partial y_{C2}}{\partial x_P} \delta x_P + \frac{2m}{3} \ddot{x}_{C2} \frac{\partial x_{C2}}{\partial x_P} \delta x_P \\
& - F_2 \frac{\partial y_{T2}}{\partial x_P} \delta x_P + \frac{m}{6} \ddot{z}_{T3} \frac{\partial z_{T3}}{\partial x_P} \delta x_P + \frac{2m}{3} \ddot{z}_{C3} \frac{\partial z_{C3}}{\partial x_P} \delta x_P \\
& + \frac{2m}{3} \ddot{x}_{C3} \frac{\partial x_{C3}}{\partial x_P} \delta x_P - F_3 \frac{\partial z_{T3}}{\partial x_P} \delta x_P = 0 \\
& 3 \cdot \frac{m}{6} \ddot{y}_P \delta y_P + \frac{m}{6} \ddot{x}_{T1} \frac{\partial x_{T1}}{\partial y_P} \delta y_P + \frac{2m}{3} \ddot{y}_{C1} \frac{\partial y_{C1}}{\partial y_P} \delta y_P + \frac{2m}{3} \ddot{x}_{C1} \frac{\partial x_{C1}}{\partial y_P} \delta y_P \\
& - F_1 \frac{\partial x_{T1}}{\partial y_P} \delta y_P + \frac{m}{6} \ddot{y}_{T2} \frac{\partial y_{T2}}{\partial y_P} \delta y_P + \frac{2m}{3} \ddot{y}_{C2} \frac{\partial y_{C2}}{\partial y_P} \delta y_P \\
& - F_2 \frac{\partial y_{T2}}{\partial y_P} \delta y_P + \frac{m}{6} \ddot{z}_{T3} \frac{\partial z_{T3}}{\partial y_P} \delta y_P + \frac{2m}{3} \ddot{z}_{C3} \frac{\partial z_{C3}}{\partial y_P} \delta y_P \\
& + \frac{2m}{3} \ddot{y}_{C3} \frac{\partial y_{C3}}{\partial y_P} \delta y_P - F_3 \frac{\partial z_{T3}}{\partial y_P} \delta y_P = 0 \\
& 3 \cdot \frac{m}{6} \ddot{z}_P \delta z_P + \frac{m}{6} \ddot{x}_{T1} \frac{\partial x_{T1}}{\partial z_P} \delta z_P + \frac{2m}{3} \ddot{z}_{C1} \frac{\partial z_{C1}}{\partial z_P} \delta z_P + \frac{2m}{3} \ddot{x}_{C1} \frac{\partial x_{C1}}{\partial z_P} \delta z_P \\
& - F_1 \frac{\partial x_{T1}}{\partial z_P} \delta z_P + \frac{m}{6} \ddot{y}_{T2} \frac{\partial y_{T2}}{\partial z_P} \delta z_P + \frac{2m}{3} \ddot{y}_{C2} \frac{\partial y_{C2}}{\partial z_P} \delta z_P \\
& + \frac{2m}{3} \ddot{z}_{C2} \frac{\partial z_{C2}}{\partial z_P} \delta z_P - F_2 \frac{\partial y_{T2}}{\partial z_P} \delta z_P + \frac{m}{6} \ddot{z}_{T3} \frac{\partial z_{T3}}{\partial z_P} \delta z_P \\
& + \frac{2m}{3} \ddot{z}_{C3} \frac{\partial z_{C3}}{\partial z_P} \delta z_P - F_3 \frac{\partial z_{T3}}{\partial z_P} \delta z_P = 0
\end{aligned} \tag{3.3.1}$$

Используем результаты решения задачи о положениях, полученные выше. Соответствующие функции связывают между собой положение выходного звена и положения приводов. Промежуточные звенья представляют собой три параллельно расположенных стержня, которые совершают аналогичные движения. Центр масс

каждого стержня расположен в его центре, отсюда, зная координаты точек начала и конца стержня, определяем координаты центров масс. Координаты центра масс  $C_1$  первого стержня:

$$\begin{aligned}x_{C_1} &= x_P + \frac{x_{T_1} - x_P}{2} = \frac{x_P + x_{T_1}}{2} & y_{C_1} &= \frac{y_P}{2} & z_{C_1} &= \frac{z_P}{2} \\ \dot{x}_{C_1} &= \frac{\dot{x}_P + \dot{x}_{T_1}}{2} & \dot{y}_{C_1} &= \frac{\dot{y}_P}{2} & \dot{z}_{C_1} &= \frac{\dot{z}_P}{2} \\ \ddot{x}_{C_1} &= \frac{\ddot{x}_P + \ddot{x}_{T_1}}{2} & \ddot{y}_{C_1} &= \frac{\ddot{y}_P}{2} & \ddot{z}_{C_1} &= \frac{\ddot{z}_P}{2}\end{aligned}$$

Координаты центра масс второго стержня  $C_2$ :

$$\begin{aligned}x_{C_2} &= \frac{x_P}{2} & y_{C_2} &= \frac{y_P + y_{T_2}}{2} & z_{C_2} &= \frac{z_P}{2} \\ \dot{x}_{C_2} &= \frac{\dot{x}_P}{2} & \dot{y}_{C_2} &= \frac{\dot{y}_P + \dot{y}_{T_2}}{2} & \dot{z}_{C_2} &= \frac{\dot{z}_P}{2} \\ \ddot{x}_{C_2} &= \frac{\ddot{x}_P}{2} & \ddot{y}_{C_2} &= \frac{\ddot{y}_P + \ddot{y}_{T_2}}{2} & \ddot{z}_{C_2} &= \frac{\ddot{z}_P}{2}\end{aligned}$$

Координаты центра масс третьего стержня  $C_3$ :

$$\begin{aligned}x_{C_3} &= \frac{x_P}{2} & y_{C_3} &= \frac{y_P}{2} & z_{C_3} &= \frac{z_P + z_{T_3}}{2} \\ \dot{x}_{C_3} &= \frac{\dot{x}_P}{2} & \dot{y}_{C_3} &= \frac{\dot{y}_P}{2} & \dot{z}_{C_3} &= \frac{\dot{z}_P + \dot{z}_{T_3}}{2} \\ \ddot{x}_{C_3} &= \frac{\ddot{x}_P}{2} & \ddot{y}_{C_3} &= \frac{\ddot{y}_P}{2} & \ddot{z}_{C_3} &= \frac{\ddot{z}_P + \ddot{z}_{T_3}}{2}\end{aligned}$$

Примем, что массы трех стержней одинаковы, а масса каждого из них сосредоточена в трех точках: на концах стержня и в его центре.

Частные производные (передаточные отношения)  $\frac{\partial y_{C_2}}{\partial x_P} = \frac{\partial z_{C_3}}{\partial x_P} = \frac{\partial x_{C_1}}{\partial y_P} = \frac{\partial z_{C_3}}{\partial y_P} = \frac{\partial x_{C_1}}{\partial z_P} = \frac{\partial y_{C_2}}{\partial z_P} = 0$ , т.к. их функции не зависят от аргумента. Тогда, подставив

ускорения центров стержней, систему уравнений (3.3.1) можно записать в виде:

$$\begin{aligned}\frac{m}{2} \ddot{x}_P + \frac{m}{6} \left( \ddot{x}_{T_1} \frac{\partial x_{T_1}}{\partial x_P} + \ddot{y}_{T_2} \frac{\partial y_{T_2}}{\partial x_P} + \ddot{z}_{T_3} \frac{\partial z_{T_3}}{\partial x_P} \right) \\ + \frac{2m}{3} \left( \frac{\ddot{x}_P + \ddot{x}_{T_1}}{2} \frac{\partial x_{C_1}}{\partial x_P} + \frac{\ddot{x}_P}{2} \frac{\partial x_{C_2}}{\partial x_P} + \frac{\ddot{x}_P}{2} \frac{\partial x_{C_3}}{\partial x_P} \right) - F_1 \frac{\partial x_{T_1}}{\partial x_P} \\ - F_2 \frac{\partial y_{T_2}}{\partial x_P} - F_3 \frac{\partial z_{T_3}}{\partial x_P} = 0\end{aligned}\tag{3.3.2}$$



$$\begin{aligned} \frac{m}{2} \ddot{y}_P + \frac{m}{6} \left( \ddot{x}_{T1} \frac{\partial x_{T1}}{\partial y_P} + \ddot{y}_{T2} \frac{\partial y_{T2}}{\partial y_P} + \ddot{z}_{T3} \frac{\partial z_{T3}}{\partial y_P} \right) \\ + \frac{2m}{3} \left( \frac{\ddot{y}_P}{2} \frac{\partial y_{C1}}{\partial y_P} + \frac{\ddot{y}_P + \ddot{y}_{T2}}{2} \frac{\partial y_{C2}}{\partial y_P} + \frac{\ddot{y}_P}{2} \frac{\partial y_{C3}}{\partial y_P} \right) - F_1 \frac{\partial x_{T1}}{\partial y_P} \\ - F_2 \frac{\partial y_{T2}}{\partial y_P} - F_3 \frac{\partial z_{T3}}{\partial y_P} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{m}{2} \ddot{z}_P + \frac{m}{6} \left( \ddot{x}_{T1} \frac{\partial x_{T1}}{\partial z_P} + \ddot{y}_{T2} \frac{\partial y_{T2}}{\partial z_P} + \ddot{z}_{T3} \frac{\partial z_{T3}}{\partial z_P} \right) \\ + \frac{2m}{3} \left( \frac{\ddot{z}_P}{2} \frac{\partial z_{C1}}{\partial z_P} + \frac{\ddot{z}_P}{2} \frac{\partial z_{C2}}{\partial z_P} + \frac{\ddot{z}_P + \ddot{z}_{T3}}{2} \frac{\partial z_{C3}}{\partial z_P} \right) - F_1 \frac{\partial x_{T1}}{\partial z_P} \\ - F_2 \frac{\partial y_{T2}}{\partial z_P} - F_3 \frac{\partial z_{T3}}{\partial z_P} = 0 \end{aligned}$$

Передаточные отношения  $\frac{\partial x_{T1}}{\partial x_P}$ ,  $\frac{\partial y_{T2}}{\partial x_P}$ ,  $\frac{\partial z_{T3}}{\partial x_P}$ ,  $\frac{\partial x_{T1}}{\partial y_P}$ ,  $\frac{\partial y_{T2}}{\partial y_P}$ ,  $\frac{\partial z_{T3}}{\partial y_P}$  и т.д. находим через

зависимости скоростей (см. § 3.2).

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial Q_1}{\partial x_P} & \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} & \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \\ \frac{\partial Q_2}{\partial x_P} & \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} & \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \\ \frac{\partial Q_3}{\partial x_P} & \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} & \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_P \\ \dot{y}_P \\ \dot{z}_P \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_{T1} \\ \dot{y}_{T2} \\ \dot{z}_{T3} \end{pmatrix} \quad (3.3.3)$$

$$\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} \dot{x}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} \dot{y}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \dot{z}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} \dot{x}_{T1} = 0$$

$$\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} \dot{x}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} \dot{y}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \dot{z}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} \dot{y}_{T2} = 0$$

$$\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} \dot{x}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} \dot{y}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \dot{z}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} \dot{z}_{T3} = 0$$

Также уравнения можно записать в виде:

$$\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dt} + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dt} + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dt} + \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} \frac{dx_{T1}}{dt} = 0$$

$$\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dt} + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dt} + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dt} + \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} \frac{dy_{T2}}{dt} = 0$$

$$\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dt} + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dt} + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dt} + \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} \frac{dz_{T3}}{dt} = 0$$

Сокращаем  $dt$ , получим:

$$\begin{aligned}\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} dx_P + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} dy_P + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} dz_P + \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} dx_{T1} &= 0 \\ \frac{\partial Q_2}{\partial x_P} dx_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} dy_P + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} dz_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} dy_{T2} &= 0 \\ \frac{\partial Q_3}{\partial x_P} dx_P + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} dy_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} dz_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} dz_{T3} &= 0\end{aligned}$$

Выражаем  $dx_{T1}$ ,  $dy_{T2}$ ,  $dz_{T3}$

$$\begin{aligned}dx_{T1} &= -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} dx_P + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} dy_P + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} dz_P}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} \\ dy_{T2} &= -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} dx_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} dy_P + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} dz_P}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} \\ dz_{T3} &= -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} dx_P + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} dy_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} dz_P}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}}\end{aligned}\tag{3.3.4}$$

Умножив уравнения (3.3.4) на  $\frac{1}{dx_P}$ , получим:

$$\begin{aligned}\frac{dx_{T1}}{dx_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dx_P} + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dx_P}}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} \\ \frac{dy_{T2}}{dx_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dx_P} + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dx_P}}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} \\ \frac{dz_{T3}}{dx_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dx_P} + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dx_P}}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}}\end{aligned}$$

Частные производные от указанных неявных функций по обобщенным и абсолютным координатам:

$$\begin{aligned}\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} &= 2x_P - 2x_{T1}; & \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} &= 2y_P; & \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} &= 2z_P; & \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} &= 2x_{T1} - 2x_P \\ \frac{\partial Q_2}{\partial x_P} &= 2x_P; & \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} &= 2y_P - 2y_{T2}; & \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} &= 2z_P; & \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} &= 2y_{T2} - 2y_P \\ \frac{\partial Q_3}{\partial x_P} &= 2x_P; & \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} &= 2y_P; & \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} &= 2z_P - 2z_{T3}; & \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} &= 2z_{T3} - 2z_P\end{aligned}$$

Первое уравнения системы (3.3.2) соответствует перемещению только по оси  $x$ , следовательно  $dy_P = dz_P = 0$ .

$$\begin{aligned}\frac{dx_{T1}}{dx_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial x_P}}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} = -\frac{2x_P - 2x_{T1}}{2x_{T1} - 2x_P} = 1 \\ \frac{dy_{T2}}{dx_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial x_P}}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} = \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} \\ \frac{dz_{T3}}{dx_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial x_P}}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}} = \frac{x_P}{z_P - z_{T3}}\end{aligned}$$

Аналогично, умножив уравнения (3.3.4) на  $\frac{1}{dy_P}$ , получим:

$$\begin{aligned}\frac{dx_{T1}}{dy_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dy_P} + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dy_P}}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} \\ \frac{dy_{T2}}{dy_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dy_P} + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dy_P}}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} \\ \frac{dz_{T3}}{dy_P} &= -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dy_P} + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \frac{dz_P}{dy_P}}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}}\end{aligned}$$

Второе уравнения системы (3.3.2) соответствует перемещению только по оси  $y$ , следовательно  $dx_P = dz_P = 0$ .

$$\frac{dx_{T1}}{dy_P} = -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial y_P}}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} = \frac{y_P}{x_P - x_{T1}}$$

$$\frac{dy_{T2}}{dy_P} = -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial y_P}}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} = -\frac{2y_P - 2y_{T2}}{2y_{T2} - 2y_P} = 1$$

$$\frac{dz_{T3}}{dy_P} = -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial y_P}}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}} = \frac{y_P}{z_P - z_{T3}}$$

Умножив уравнения (3.3.4) на  $\frac{1}{dz_P}$ , получим:

$$\frac{dx_{T1}}{dz_P} = -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dz_P} + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dz_P} + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P}}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}}$$

$$\frac{dy_{T2}}{dz_P} = -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dz_P} + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dz_P} + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P}}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}}$$

$$\frac{dz_{T3}}{dz_P} = -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} \frac{dx_P}{dz_P} + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} \frac{dy_P}{dz_P} + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P}}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}}$$

Третье уравнения системы (3.3.2) соответствует перемещению только по оси  $z$ , следовательно  $dx_P = dy_P = 0$ .

$$\frac{dx_{T1}}{dz_P} = -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial z_P}}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} = \frac{z_P}{x_P - x_{T1}}$$

$$\frac{dy_{T2}}{dz_P} = -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial z_P}}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} = \frac{z_P}{y_P - y_{T2}}$$

$$\frac{dz_{T3}}{dz_P} = -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial z_P}}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}} = -\frac{2z_P - 2z_{T3}}{2z_{T3} - 2z_P} = 1$$

Скорости центров стержней в первом уравнении системы (3.3.2):

$$\dot{x}_{C1} = \frac{1}{2}(\dot{x}_P + \dot{x}_{T1})$$

$$\dot{x}_{C2} = \frac{\dot{x}_P}{2}$$

$$\dot{x}_{C3} = \frac{\dot{x}_P}{2}$$

Зависимости скоростей центров стержней можно представить в виде:

$$\frac{dx_{C1}}{dt} = \frac{1}{2} \left( \frac{dx_P}{dt} + \frac{dx_{T1}}{dt} \right)$$

$$\frac{dx_{C2}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dx_P}{dt}$$

$$\frac{dx_{C3}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dx_P}{dt}$$

Умножив уравнения на  $\frac{dt}{dx_P}$ , получим:

$$\frac{dx_{C1}}{dx_P} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{dx_{T1}}{dx_P} \right) = 1;$$

$$\frac{dx_{C2}}{dx_P} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{dx_{C3}}{dx_P} = \frac{1}{2}$$

Скорости центров стержней во втором уравнении системы (3.3.2):

$$\frac{dy_{C1}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dy_P}{dt}$$

$$\frac{dy_{C2}}{dt} = \frac{1}{2} \left( \frac{dy_P}{dt} + \frac{dy_{T2}}{dt} \right)$$

$$\frac{dy_{C3}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dy_P}{dt}$$

Умножив уравнения на  $\frac{dt}{dy_P}$ , получим:

$$\frac{dy_{C1}}{dy_P} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{dy_{C2}}{dy_P} = 1$$

$$\frac{dy_{C3}}{dy_P} = \frac{1}{2}$$

Скорости центров стержней в третьем уравнении системы (3.3.2):

$$\frac{dz_{C1}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dz_P}{dt}$$

$$\frac{dz_{C2}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dz_P}{dt}$$

$$\frac{dz_{C3}}{dt} = \frac{1}{2} \left( \frac{dz_P}{dt} + \frac{dz_{T3}}{dt} \right)$$

Умножив уравнения на  $\frac{dt}{dz_P}$ , получим:

$$\frac{dz_{C1}}{dz_P} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{dz_{C2}}{dz_P} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{dz_{C3}}{dz_P} = 1$$

Подставим найденные передаточные отношения в систему (3.3.2).

$$\begin{aligned} & \left( 7\ddot{x}_P + 3\ddot{x}_{T1} + \dot{y}_{T2} \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} + \ddot{z}_{T3} \frac{x_P}{z_P - z_{T3}} \right) - F_1 - F_2 \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} \\ & - F_3 \frac{x_P}{z_P - z_{T3}} = 0 \\ & \frac{m}{6} \left( 7\ddot{y}_P + \ddot{x}_{T1} \frac{y_P}{x_P - x_{T1}} + 3\ddot{y}_{T2} + \ddot{z}_{T3} \frac{y_P}{z_P - z_{T3}} \right) - F_1 \frac{y_P}{x_P - x_{T1}} - F_2 \\ & - F_3 \frac{y_P}{z_P - z_{T3}} = 0 \\ & \frac{m}{6} \left( 7\ddot{z}_P + \ddot{x}_{T1} \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} + \dot{y}_{T2} \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} + 3\ddot{z}_{T3} \right) - F_1 \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} \\ & - F_2 \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} - F_3 = 0 \end{aligned} \quad (3.3.5)$$

Вторые частные производные от функций  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  по обобщенным и абсолютным координатам:

$$\frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial y_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1}^2} = 2;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 Q_1}{\partial y_P \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_P \partial y_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_P \partial z_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P \partial y_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial y_P \partial z_P} = 0; \\ \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1} \partial x_P} = -2; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_P \partial x_{T1}} = -2; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1} \partial y_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial y_P \partial x_{T1}} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1} \partial z_P} = 0 \\ \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P \partial x_{T1}} = 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 Q_2}{\partial x_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2}^2} = 2; \\ \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_P \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z_P \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z_P \partial y_P} = 0; \\ \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2} \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2} \partial y_P} = -2; \quad \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2} \partial z_P} = 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 Q_3}{\partial x_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial y_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_P^2} = 2; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3}^2} = 2; \\ \frac{\partial^2 Q_3}{\partial y_P \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_P \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_P \partial y_P} = 0; \\ \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3} \partial x_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3} \partial y_P} = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3} \partial z_P} = -2. \end{aligned}$$

Уравнения для определения ускорений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_1}{\partial x_P} \ddot{x}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} \ddot{y}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \ddot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_P^2} \dot{x}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial y_P^2} \dot{y}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P^2} \dot{z}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1}^2} \dot{x}_{T1}^2 \\ + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial y_P \partial x_P} \dot{x}_P \dot{y}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P \partial x_P} \dot{x}_P \dot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z_P \partial y_P} \dot{y}_P \dot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1} \partial x_P} \dot{x}_{T1} \dot{x}_P \\ + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1} \partial y_P} \dot{x}_{T1} \dot{y}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_1}{\partial x_{T1} \partial z_P} \dot{x}_{T1} \dot{z}_P = - \frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}} \ddot{x}_{T1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial Q_2}{\partial x_P} \ddot{x}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} \ddot{y}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \ddot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial x_P^2} \dot{x}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_P^2} \dot{y}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z_P^2} \dot{z}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2}^2} \dot{y}_{T2}^2 \\
& + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_P \partial x_P} \dot{x}_P \dot{y}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z_P \partial x_P} \dot{x}_P \dot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z_P \partial y_P} \dot{y}_P \dot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2} \partial x_P} \dot{y}_{T2} \dot{x}_P \\
& + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2} \partial y_P} \dot{y}_{T2} \dot{y}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_2}{\partial y_{T2} \partial z_P} \dot{y}_{T2} \dot{z}_P = - \frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}} \ddot{y}_{T2} \\
& \frac{\partial Q_3}{\partial x_P} \ddot{x}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} \ddot{y}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \ddot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial x_P^2} \dot{x}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial y_P^2} \dot{y}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_P^2} \dot{z}_P^2 + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3}^2} \dot{z}_{T3}^2 \\
& + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial y_P \partial x_P} \dot{x}_P \dot{y}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_P \partial x_P} \dot{x}_P \dot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_P \partial y_P} \dot{y}_P \dot{z}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3} \partial x_P} \dot{z}_{T3} \dot{x}_P \\
& + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3} \partial y_P} \dot{z}_{T3} \dot{y}_P + 2 \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z_{T3} \partial z_P} \dot{z}_{T3} \dot{z}_P = - \frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}} \ddot{z}_{T3}
\end{aligned}$$

Подставляя значения первых и вторых частных производных в полученную систему уравнений и сократив на 2, получим зависимости между ускорениями:

$$(x_P - x_{T1})(\ddot{x}_P - \ddot{x}_{T1}) + y_P \ddot{y}_P + z_P \ddot{z}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2 + \dot{x}_{T1}^2 - \dot{x}_{T1} \dot{x}_P) = 0$$

Аналогично получаются два оставшихся уравнения, связывающие ускорения:

$$x_P \ddot{x}_P + (y_P - y_{T2})(\ddot{y}_P - \ddot{y}_{T2}) + z_P \ddot{z}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2 + \dot{y}_{T2}^2 - \dot{y}_{T2} \dot{y}_P) = 0$$

$$x_P \ddot{x}_P + y_P \ddot{y}_P + (z_P - z_{T3})(\ddot{z}_P - \ddot{z}_{T3}) + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2 + \dot{z}_{T3}^2 - \dot{z}_{T3} \dot{z}_P) = 0$$

Из уравнений связи между ускорениями получим:

$$\ddot{x}_{T1} = \ddot{x}_P - 2\dot{x}_{T1} + \frac{y_P \dot{y}_P + z_P \dot{z}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2)}{x_P - x_{T1}}$$

$$\ddot{y}_{T2} = \ddot{y}_P - 2\dot{y}_{T2} + \frac{x_P \dot{x}_P + z_P \dot{z}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2)}{y_P - y_{T2}}$$

$$\ddot{z}_{T3} = \ddot{z}_P - 2\dot{z}_{T3} + \frac{x_P \dot{x}_P + y_P \dot{y}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2)}{z_P - z_{T3}}$$

Из уравнений матрицы (3.3.3), подставляя первые частные производные можно получить зависимости скоростей приводов от координат и скоростей выходного звена:



$$\begin{aligned}
\dot{x}_{T1} &= -\frac{\frac{\partial Q_1}{\partial x_P} \dot{x}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial y_P} \dot{y}_P + \frac{\partial Q_1}{\partial z_P} \dot{z}_P}{\frac{\partial Q_1}{\partial x_{T1}}} = \frac{(x_P - x_{T1})\dot{x}_P + y_P \dot{y}_P + \dot{z}_P}{x_P - x_{T1}} \\
&= \dot{x}_P + \frac{y_P \dot{y}_P + z_P \dot{z}_P}{x_P - x_{T1}} \\
\dot{y}_{T2} &= -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial x_P} \dot{x}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial y_P} \dot{y}_P + \frac{\partial Q_2}{\partial z_P} \dot{z}_P}{\frac{\partial Q_2}{\partial y_{T2}}} = \frac{x_P \dot{x}_P + (y_P - y_{T2})\dot{y}_P + z_P \dot{z}_P}{y_P - y_{T2}} \\
&= \dot{y}_P + \frac{x_P \dot{x}_P + z_P \dot{z}_P}{y_P - y_{T2}} \\
\dot{z}_{T3} &= -\frac{\frac{\partial Q_3}{\partial x_P} \dot{x}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial y_P} \dot{y}_P + \frac{\partial Q_3}{\partial z_P} \dot{z}_P}{\frac{\partial Q_3}{\partial z_{T3}}} = \frac{x_P \dot{x}_P + y_P \dot{y}_P + (z_P - z_{T3})\dot{z}_P}{z_P - z_{T3}} \\
&= \dot{z}_P + \frac{x_P \dot{x}_P + y_P \dot{y}_P}{z_P - z_{T3}}
\end{aligned}$$

Подставим полученные зависимости скоростей выходного звена в формулы ускорений приводов.

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{T1} &= \ddot{x}_P - 2 \left( \dot{x}_P + \frac{y_P \dot{y}_P + z_P \dot{z}_P}{x_P - x_{T1}} \right) + \frac{y_P \ddot{y}_P + z_P \ddot{z}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2)}{x_P - x_{T1}} \\
&= \ddot{x}_P - 2\dot{x}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - y_P \dot{y}_P - z_P \dot{z}_P}{x_P - x_{T1}} \\
\ddot{y}_{T2} &= \ddot{y}_P - 2 \left( \dot{y}_P + \frac{x_P \dot{x}_P + z_P \dot{z}_P}{y_P - y_{T2}} \right) + \frac{x_P \ddot{x}_P + z_P \ddot{z}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2)}{y_P - y_{T2}} \\
&= \ddot{y}_P - 2\dot{y}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P \dot{x}_P - z_P \dot{z}_P}{y_P - y_{T2}} \\
\ddot{z}_{T3} &= \ddot{z}_P - 2 \left( \dot{z}_P + \frac{x_P \dot{x}_P + y_P \dot{y}_P}{z_P - z_{T3}} \right) + \frac{x_P \ddot{x}_P + y_P \ddot{y}_P + 2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2)}{z_P - z_{T3}} \\
&= \ddot{z}_P - 2\dot{z}_P + \frac{2(\dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2 + \dot{z}_P^2) - x_P \dot{x}_P - y_P \dot{y}_P}{z_P - z_{T3}}
\end{aligned}$$

Полученные зависимости ускорений входных звеньев подставляем в систему уравнений (3.3.5).

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

Приведем полученные уравнения к следующему виду:

$$\begin{aligned}
& \frac{5m}{3} \ddot{x}_P + \frac{m}{6} \cdot \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} \ddot{y}_P + \frac{m}{6} \cdot \frac{x_P}{z_P - z_{T3}} \ddot{z}_P \\
&= F_1 + F_2 \frac{x_P}{y_P - y_{T2}} + F_3 \frac{x_P}{z_P - z_{T3}} \\
&\quad - \frac{m}{6} \left[ 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( \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( \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] \\
& \frac{m}{6} \cdot \frac{y_P}{x_P - x_{T1}} \ddot{x}_P + \frac{5m}{3} \ddot{y}_P + \frac{m}{6} \cdot \frac{y_P}{z_P - z_{T3}} \ddot{z}_P \\
&= F_1 \frac{y_P}{x_P - x_{T1}} + F_2 + F_3 \frac{y_P}{z_P - z_{T3}} \\
&\quad - \frac{m}{6} \left[ \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) \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( \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] \\
& \frac{m}{6} \cdot \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} \ddot{x}_P + \frac{m}{6} \cdot \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} \ddot{y}_P + \frac{5m}{3} \ddot{z}_P \\
&= F_1 \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} + F_2 \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} + F_3 \\
&\quad - \frac{m}{6} \left[ \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) \frac{z_P}{x_P - x_{T1}} \right. \\
&\quad + \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) \frac{z_P}{y_P - y_{T2}} \\
&\quad \left. + 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}{z_P - z_{T3}} - 2\dot{z}_P \right) \right]
\end{aligned}$$

Таким образом, получена система уравнений для определения сил, действующих в приводах по заданным скоростям и ускорениям выходного звена. Полученную систему уравнений можно решить с помощью правила Крамера.

При численном моделировании движения данного механизма принимаем следующий подход к управлению этим объектом. Зная положения и скорости в каждой из кинематических цепей, определяем положения и скорости на выходном звене. Сравниваем реальные положения и скорости с требуемыми и умножаем на соответствующие коэффициенты. Реальные ускорения принимаем равными сумме упомянутых невязок, умноженных на указанные коэффициенты.

$$\ddot{x}_P = k_1(\dot{x}_{P \text{ зад}} - \dot{x}_P) + k_2(x_{P \text{ зад}} - x_P)$$

$$\ddot{y}_P = k_1(\dot{y}_{P \text{ зад}} - \dot{y}_P) + k_2(y_{P \text{ зад}} - y_P)$$

$$\ddot{z}_P = k_1(\dot{z}_{P \text{ зад}} - \dot{z}_P) + k_2(z_{P \text{ зад}} - z_P)$$

Здесь  $x_{P \text{ зад}}$ ,  $y_{P \text{ зад}}$ ,  $z_{P \text{ зад}}$ ,  $\dot{x}_{P \text{ зад}}$ ,  $\dot{y}_{P \text{ зад}}$ ,  $\dot{z}_{P \text{ зад}}$  – заданные координаты и скорости, изменяющиеся во времени;  $x_P$ ,  $y_P$ ,  $z_P$ ,  $\dot{x}_P$ ,  $\dot{y}_P$ ,  $\dot{z}_P$  – реальные положения и скорости.

При численном эксперименте были заданы параметры: масса каждого стержня  $m = 0,9$  кг, длина стержня  $R = 0,4$  м.

Для примера приведем результат численного эксперимента, когда требуемый закон изменения координат:  $x_{P \text{ зад}} = 0,1 + 0,01 \sin \omega t$ ,  $y_{P \text{ зад}} = 0,1 + 0,01 \sin \omega t$ ,  $z_{P \text{ зад}} = 0,1 + 0,01 \sin \omega t$ ,  $\omega = 10$  рад/сек,  $k_1 = 120$ ,  $k_2 = 7,202 \cdot 10^3$ . Начальные условия были равны  $x_{P 0} = 0,11$ ,  $\dot{x}_{P 0} = 0$ ,  $y_{P 0} = 0,1$ ,  $\dot{y}_{P 0} = 0$ ,  $z_{P 0} = 0,1$ ,  $\dot{z}_{P 0} = 0$

В результате решения дифференциальных уравнений получен график изменения ошибки положения по координате  $x_P$  (Рисунок 3.3.1), а также графики положений (Рисунки 3.3.2 – 3.3.3) и скоростей (Рисунки 3.3.4 – 3.3.7).

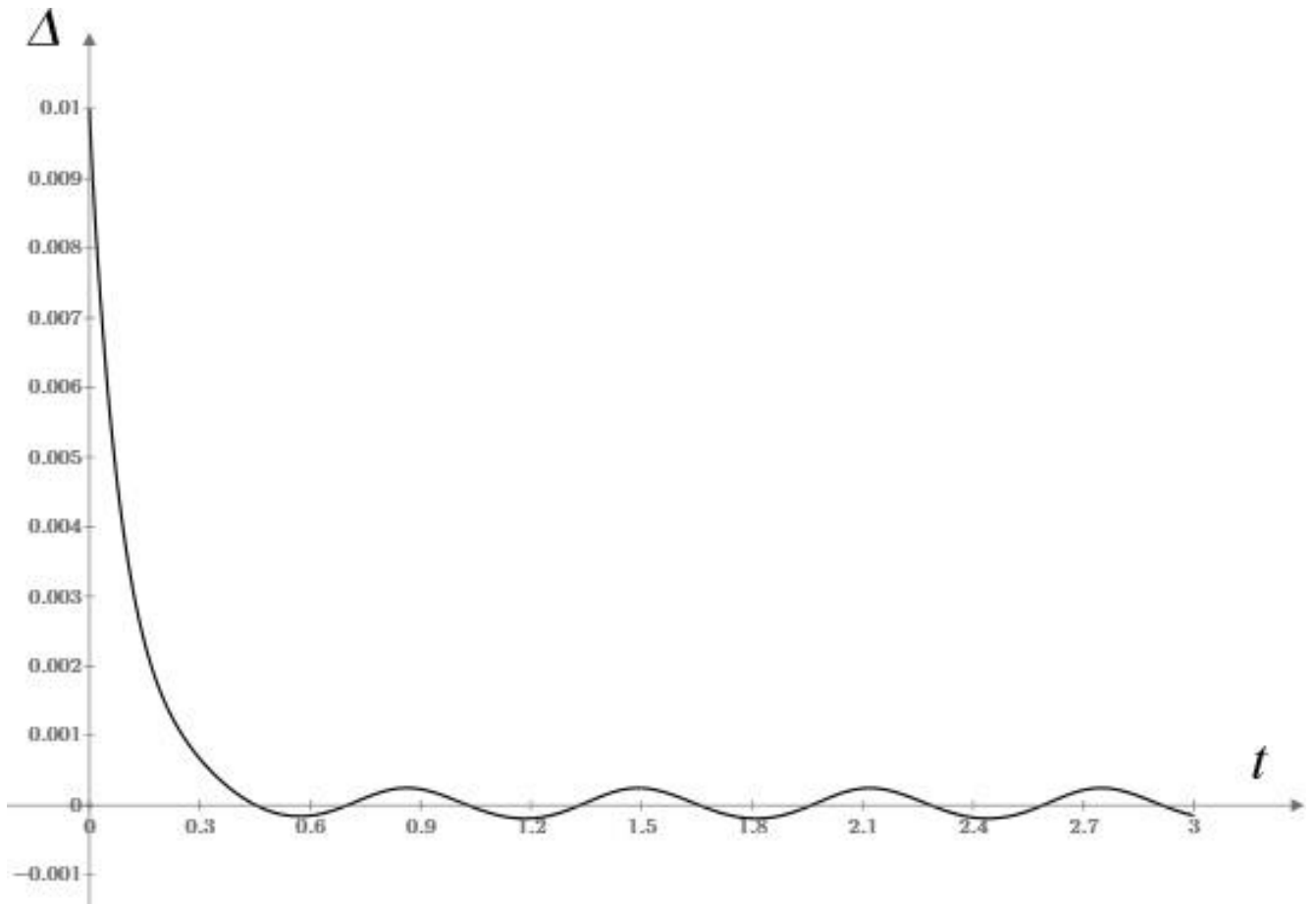


Рисунок 3.3.1. График изменения ошибки по координате  $x_p$ .

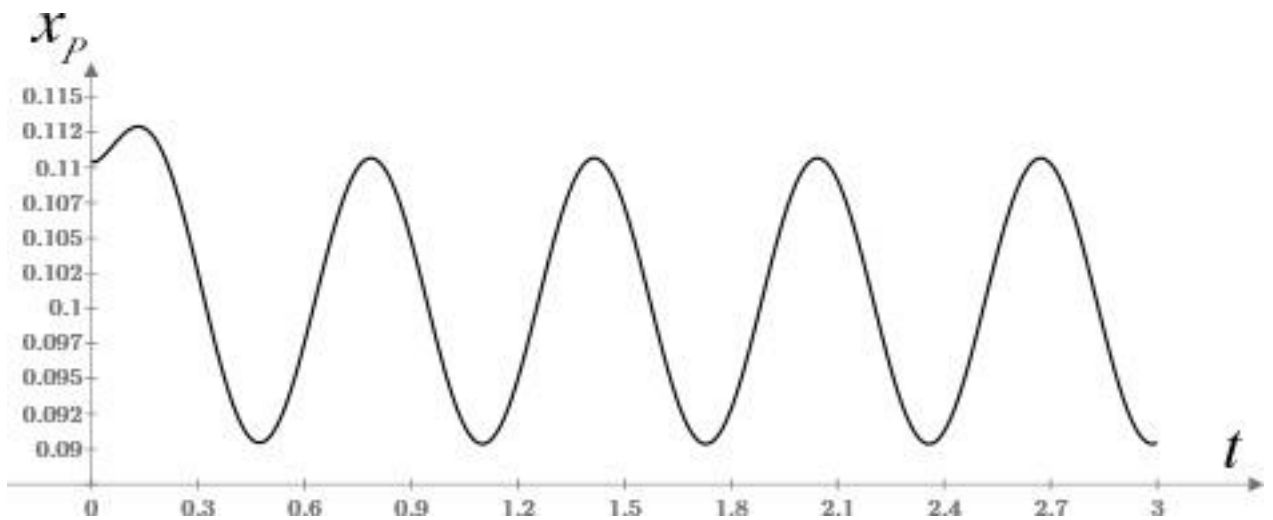


Рисунок 3.3.2. График изменения координаты  $x_p$ .

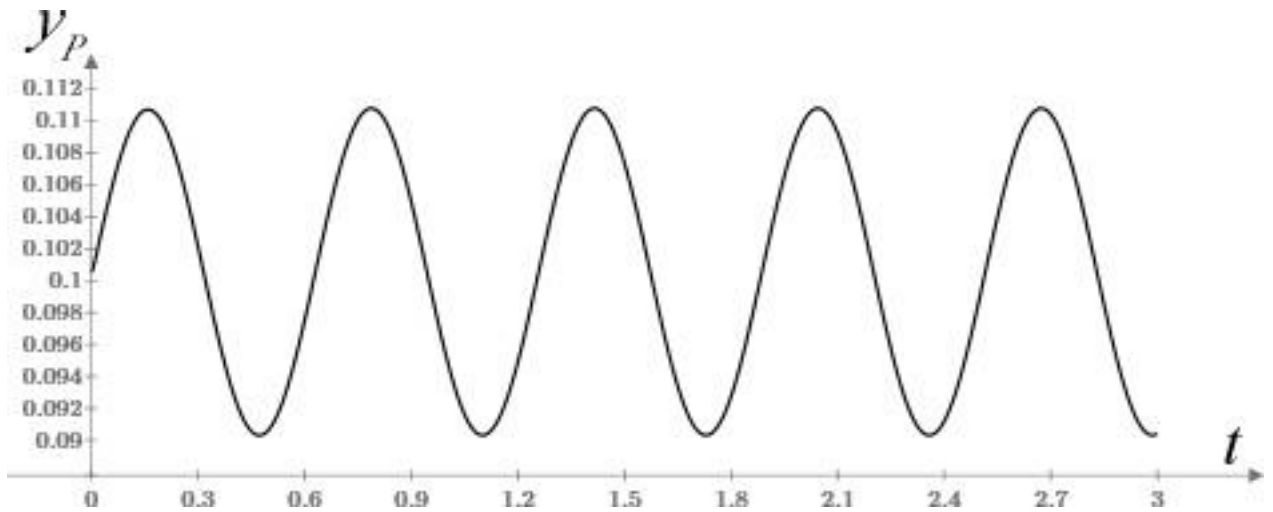


Рисунок 3.3.3. График изменения координаты  $y_p$ .

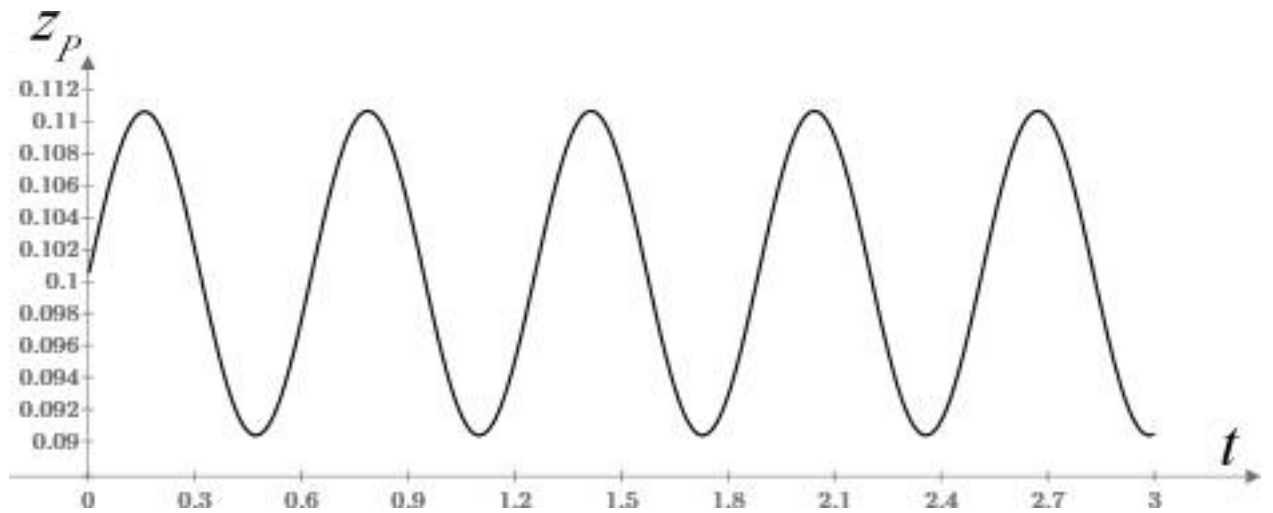


Рисунок 3.3.4. График изменения координаты  $z_p$ .

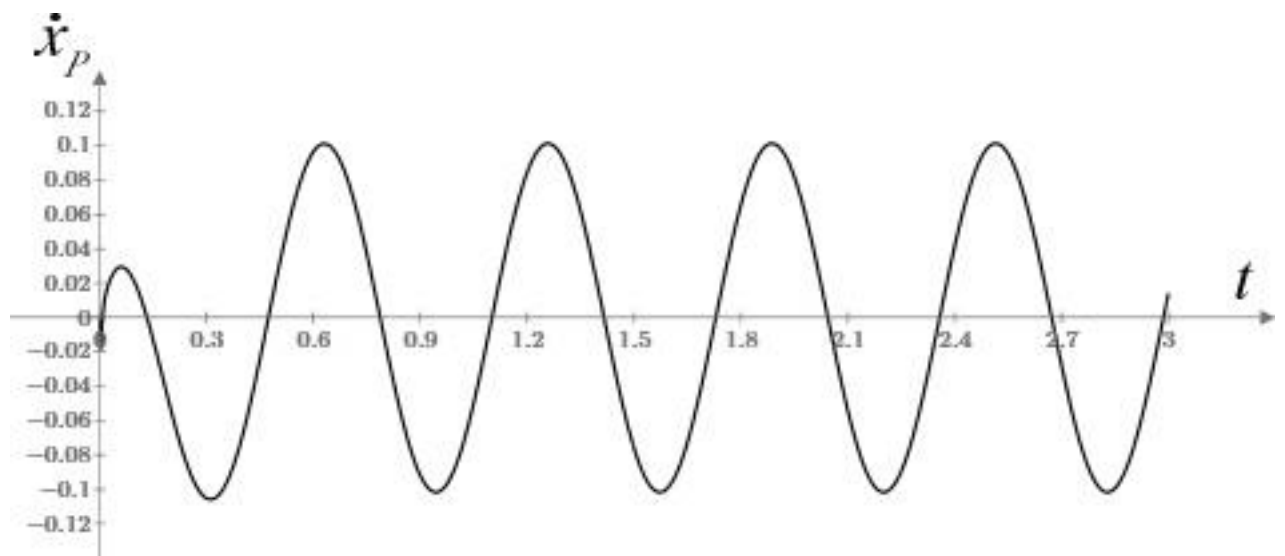


Рисунок 3.3.5. График изменения скорости  $\dot{x}_p$ .

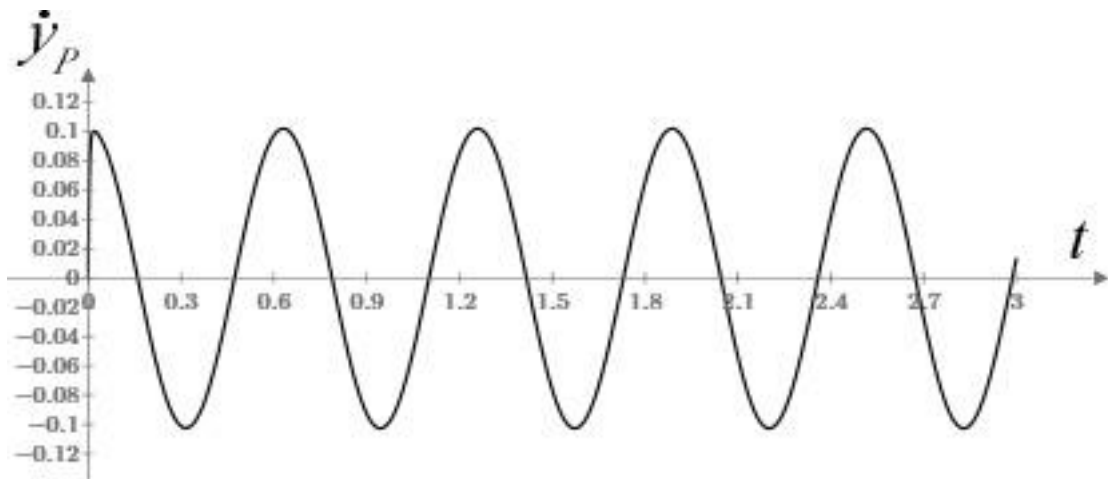


Рисунок 3.3.6. График изменения скорости  $\dot{y}_P$ .

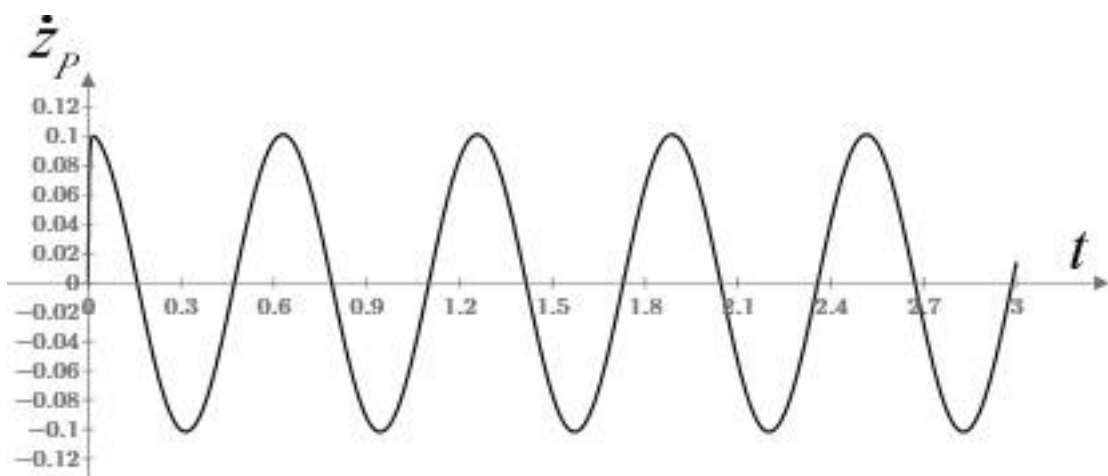


Рисунок 3.3.7. График изменения скорости  $\dot{z}_P$ .

#### § 3.4. Результаты и выводы по Главе 3

В данной главе рассмотрены механизмы параллельной структуры, показано, что принцип многопоточности является основой построения этих механизмов. Расширена классификация многопоточных систем в части многопоточных многоподвижных манипулирующих механизмов. Расширение классификации заключается в том, что принцип многопоточности применен не только к механизму в целом, но и к каждой кинематической цепи.

Результаты:

1. Синтезирован новый механизм параллельной структуры на основе развития принципа многопоточности в каждой кинематической цепи.

2. Выполнено построение рабочих зон для поступательной и сферической частей макета механизма параллельной структуры с учетом длин промежуточных звеньев и пределов изменения обобщенных координат.
3. Проведен динамический анализ механизма параллельных структуры с учетом масс промежуточных звеньев и закона управления.

Показано, что:

1. Принцип многопоточности присущ всем механизмам параллельной структуры, а многопоточность в каждой кинематической цепи обеспечивает новые свойства и функции механизма (кинематическая развязка, увеличение рабочей зоны, быстроедействие и пр.).
2. Развитие принципа многопоточности в каждой кинематической цепи обеспечивает повышение нагрузочной способности, однако при этом необходимо учитывать массы промежуточных звеньев.
3. Применение принципа Даламбера-Лагранжа позволяет эффективно решить задачу динамики механизмов параллельной структуры с учетом масс промежуточных звеньев.



## Глава 4. Принцип многопоточности, как способ повышения энергоэффективности механизмов силовых станций и производительности автоматических линий

В этой главе рассматриваются механизмы силовых станций, которые согласно классификации [55] относятся к многодвигательным приводам с неподвижным соединением выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном.

Задача настоящей главы заключается в том, чтобы теоретически и экспериментально показать, как влияет разделение функций и связанная с ним многопоточность передачи энергии на энергоэффективность разрабатываемых механизмов. Данная задача решается на примере механизмов автоматической линии блистерной упаковки АЛБ 165, предназначенной для фасовки и упаковки жидких и пастообразных продуктов.

### § 4.1. Двухпоточные структуры привода механизма силовых станций автоматической линии

Автоматическая линия (Рисунок 4.1.1) представляет собой машину-автомат, в которой одновременно на разных позициях формуются 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  $H$  с малым усилием (холостой ход), преодолевая, в основном, только массу нижней части инструмента, и затем, уже на малом перемещении  $h$  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.

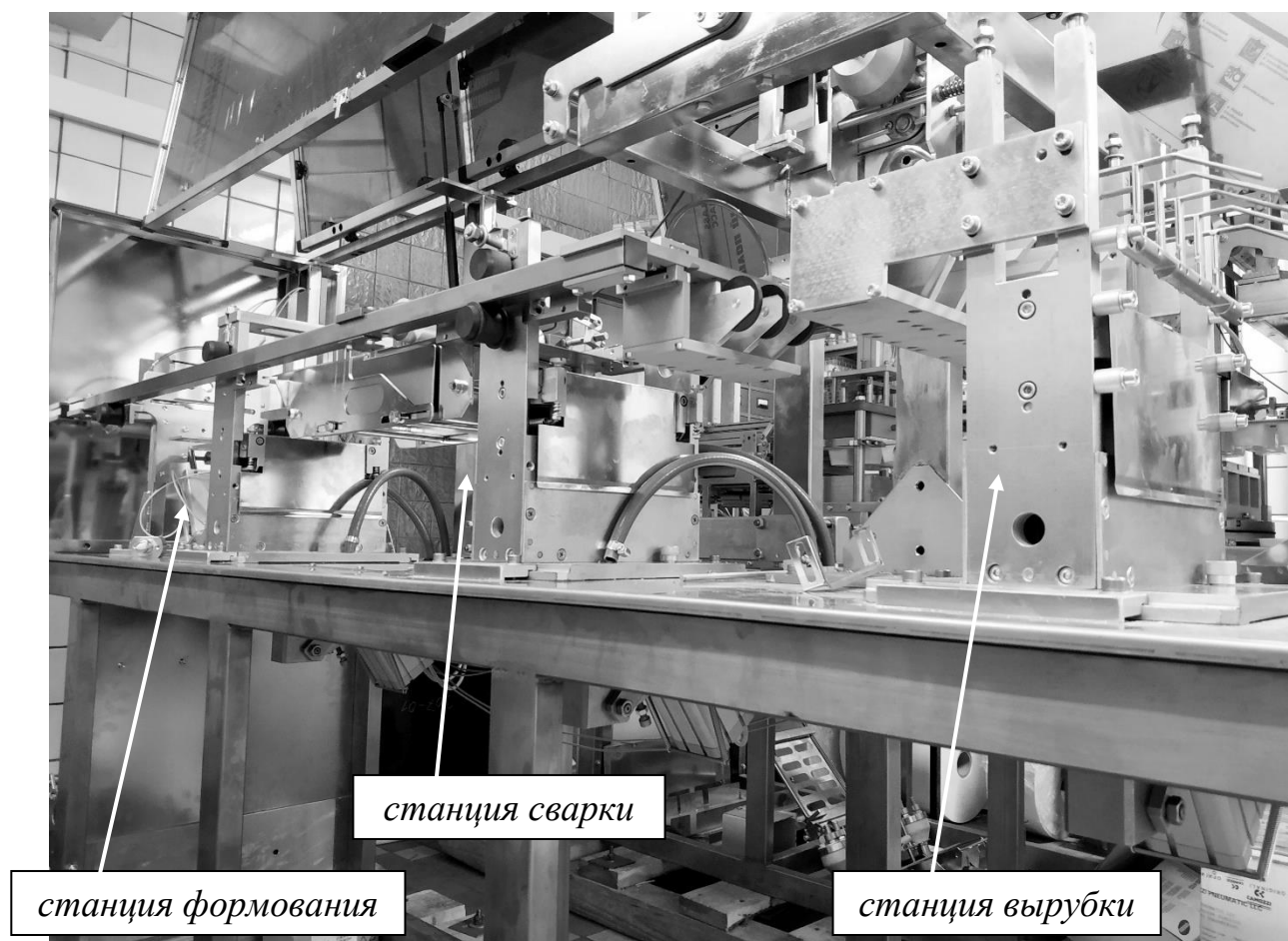


Рисунок 4.1.1. Автоматическая линия блистерной упаковки АЛБ 165.

Важно отметить, что задача разделения движения выходного звена механизма на холостой и силовой этапы типична для штампов, металлорежущих станков, где необходимо быстро переместить инструмент к обрабатываемой заготовке и переключиться на меньшую скорость с требуемым усилием подачи, а также для автоматизации процессов сварки, клепки, сборки и т.п.

Очевидно оба этих технологических этапа можно совместить, оснастив нижний подвижный инструмент приводом, обеспечивающим на всем пути  $(H + h)$  максимальное усилие  $F$ . Именно по этому самому простому пути построения

однопоточного привода (Рисунок 4.1.2) пошли разработчики линии блистерной упаковки АЛУР-Рекупер-4800 производства ОАО «Новгородский машиностроительный завод». В качестве привода был использован сдвоенный тандемцилиндр FESTO модели DNCT-100-60-PPV-A с диаметром поршней 100 мм и ходом 60 мм. Усилие, развиваемое этим приводом при давлении воздуха  $6 \text{ кг/см}^2$ , составляет 9,1 кН, а расход воздуха при цикле 4 сек – 161,7 норм. литров/мин. В результате только для питания трех силовых станций одной линии необходима энергия сжатого до  $6 \text{ кг/см}^2$  воздуха в количестве 485,2 норм. л/мин. Это достаточно большой расход.

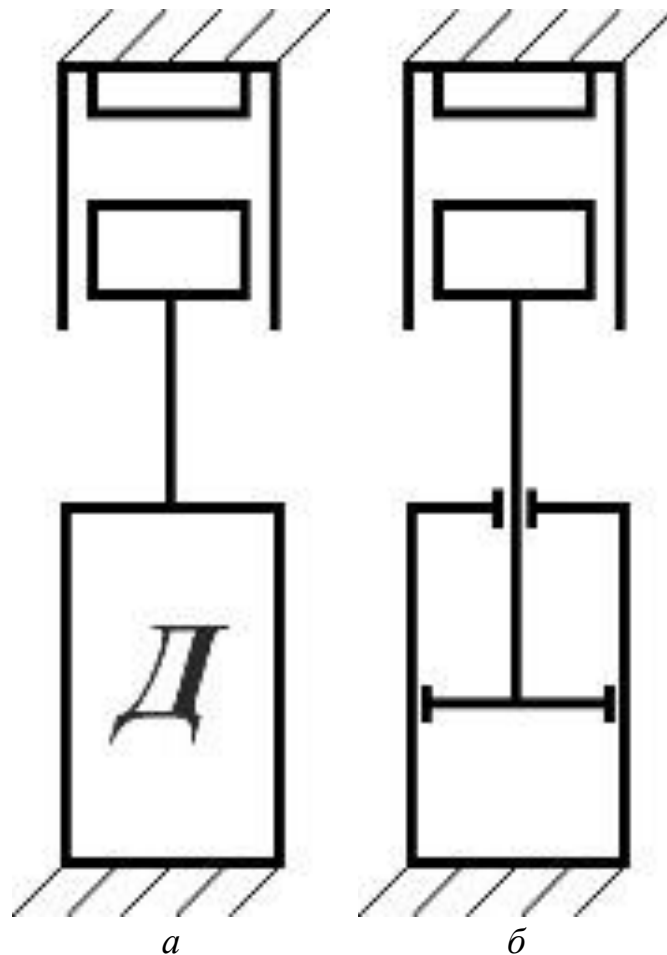


Рисунок 4.1.2. Структурная (а) и кинематическая (б) схемы однопоточного механизма силовой станции.

Энергоэффективность ниже рассматриваемых различных вариантов построения двухпоточных, т.е. отдельных приводов холостого и силового хода

оценивалась по единому критерию, равному отношению развиваемого усилия  $F$  к расходу воздуха на одну силовую станцию за цикл. При этом для корректности такого сравнения параметры движения принимались одинаковыми для различных вариантов, а именно  $H = 55$  мм;  $h = 5$  мм, время цикла 4 сек.

На Рисунках 4.1.3 – 4.1.5 представлены двухпоточные структуры и соответствующим им упрощенные кинематические схемы приводов для разделения движения выходного звена на холостой и силовой ходы.

Общим для этих структур является то обстоятельство, что вследствие суммирования холостого и силового хода на выходном звене их кинематические цепи привода 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 Рисунке 4.1.3 – см. § 4.2) выведен в особое положение и на протяжении всего силового хода удерживается в нем двигателем Д1.

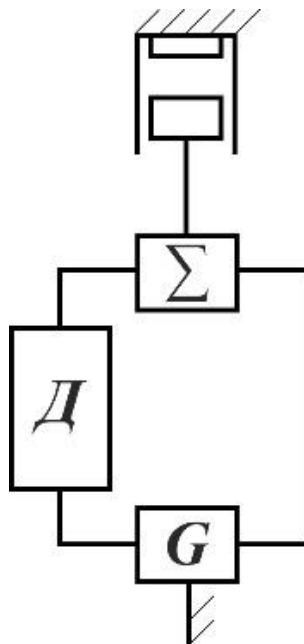
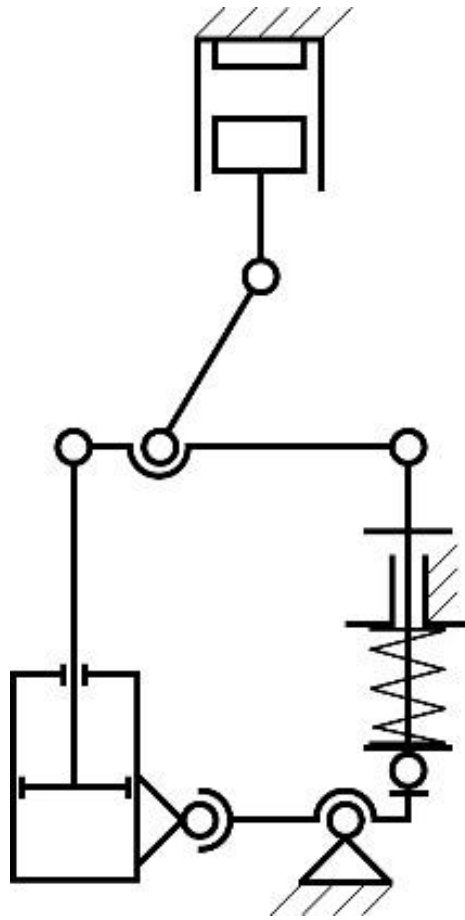


Рисунок 4.1.3а. Структурная схема двухпоточного механизма силовой станции с одним приводом.



*Рисунок 4.1.3б. Кинематическая схема двухпоточного механизма силовой станции с одним приводом.*

Схема на Рисунке 4.1.3 содержит только один двигатель Д, который по левой ветви контура обеспечивает холостой ход выходного звена с малым усилием, а затем по правой ветви через редуктор G – силовой ход. Ожидаемый выигрыш в энергоэффективности – за счет введения редуктора в цепь силового хода. Подробный кинематический и статический анализ этой схемы приведен в § 4.2.

Схема на Рисунке 4.1.4 построена на основе симметричного шестизвенника, который выводится в особое положение маломощным двигателем Д1, осуществляя при этом холостой ход, а в качестве силового используется короткоходовой пневмоцилиндр Д2, установленный на подвижном звене. Уменьшение потребляемой энергии здесь достигается четким выбором двигателей Д1 и Д2, исходя из требуемых технологических параметров движения выходного звена. Дополнительным преимуществом является симметричное расположение опорных

звеньев, что позволяет существенно уменьшить нагрузки на шарниры замкнутого контура.

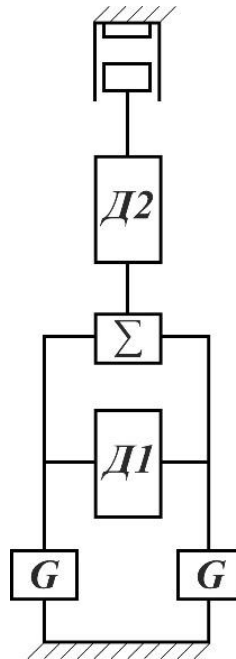


Рисунок 4.1.4а. Структурная схема двухпоточного механизма силовой станции с двумя приводами, один из которых размещен на подвижном звене.

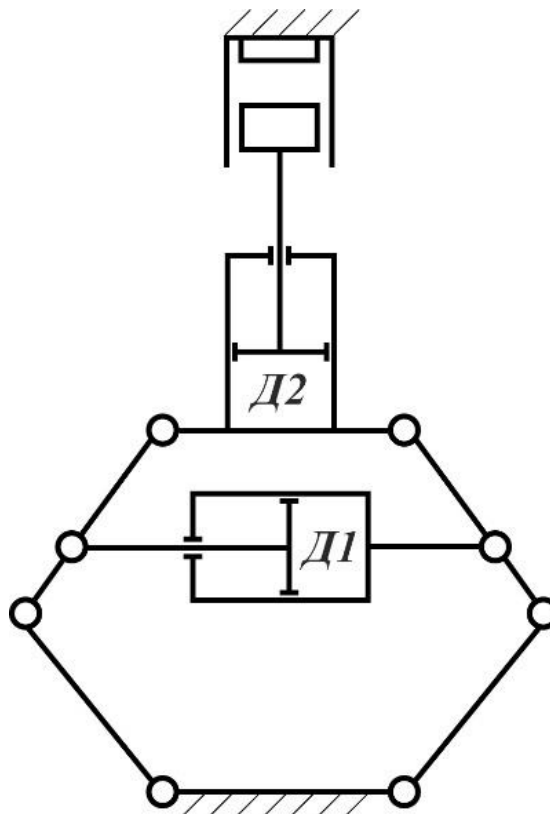


Рисунок 4.1.4б. Кинематическая схема двухпоточного механизма силовой станции с двумя приводами, один из которых размещен на подвижном звене.

Дальнейшее совершенствование двухпоточного привода силовых станций иллюстрируется Рисунком 4.1.5, где силовой привод Д2 перемещен на основание и оснащен редуктором G с большим передаточным отношением. Кинематический анализ этих двух вариантов и результаты исследования их натуральных образцов приведены в § 4.3.

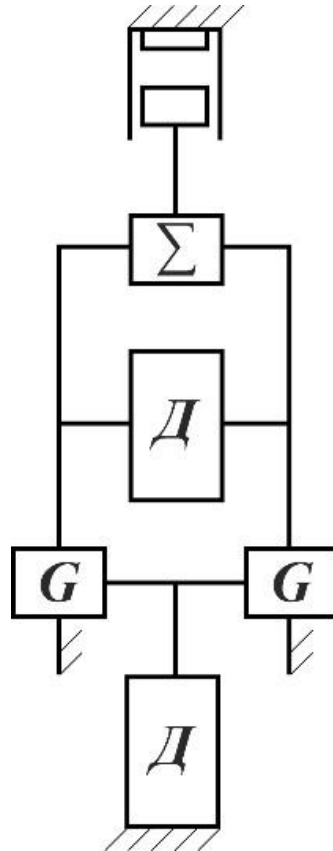


Рисунок 4.1.5а. Структурная схема двухпоточного механизма силовой станции с двумя приводами, размещенными на неподвижном основании.

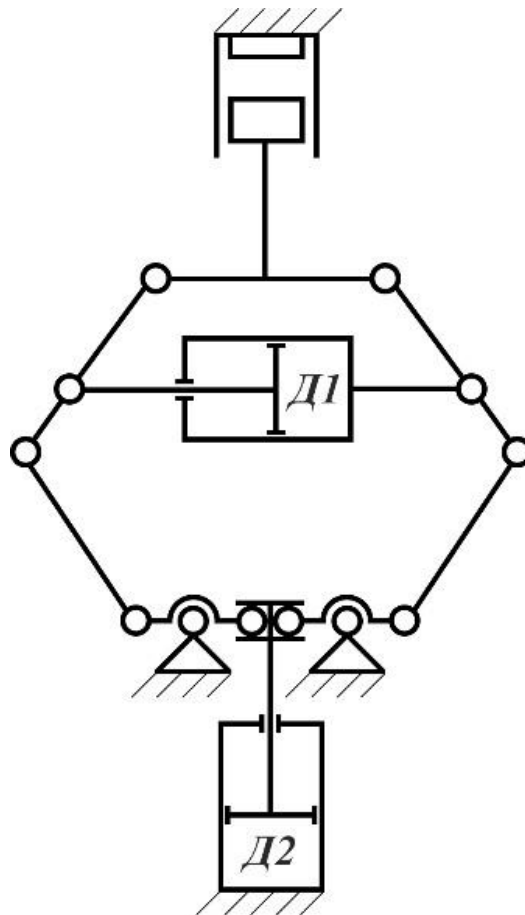


Рисунок 4.1.5б. Кинематическая схема двухпоточного механизма силовой станции с двумя приводами, размещенными на неподвижном основании.

Логичное завершение процесса совершенствования конструкции двухпоточных силовых станций автор видит в использовании распределительных пневмогидравлических устройств (Рисунок 4.1.6).

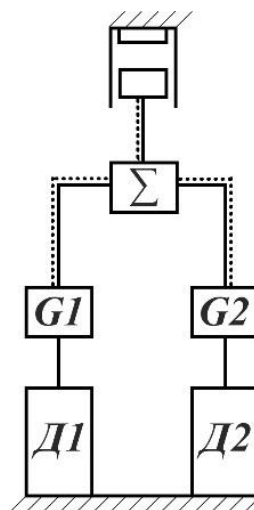


Рисунок 4.1.6а. Структурная схема пневмогидравлического привода силовой станции.



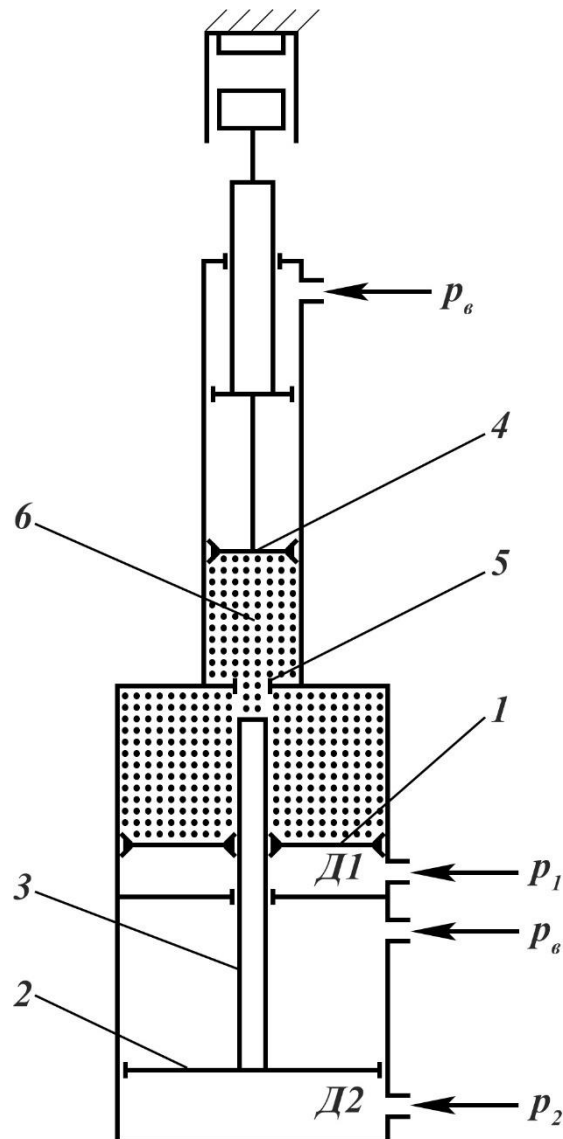


Рисунок 4.1.6б. Кинематическая схема пневмогидравлического привода силовой станции.

Вообще можно проследить полную аналогию между механизмами только с твердыми телами и с гидравлическими или пневматическими цепями [55]. Важное отличие заключается только в том, что гидравлическая цепь звеньев обладает несравненно большими регулировочными возможностями по сравнению с цепью твердых тел, а включенные в контур пневматические звенья обладают высокой (упругой) податливостью и могут использоваться для «смягчения» ударных нагрузок. Именно это отличие позволяет существенно улучшить энергоэффективность двухпоточных силовых станций.

В представленной на Рисунке 4.1.6 схеме пневмогидравлический цилиндр содержит два двигателя: 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  $S_1 \gg S_4$ .

При включении двигателя Д2, т.е. при подаче давления  $p_2$  шток 3 перекрывает 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. ИМАШ РАН совместно с ООО «Камоцци Пневматика» разработал пневмогидравлический привод силовых станций, специально адаптированный к условиям автоматической линии АЛБ 165. Более подробно, с соответствующими расчетами разработанный пневмогидравлический привод рассмотрен в § 4.4.

Дальнейшее развитие этого направления автор видит в создании многопоточного (группового) привода (Рисунок 4.1.7), в котором один пневмогидравлический усилитель обеспечивает требуемые технологией законы движения на всех силовых станциях линии.

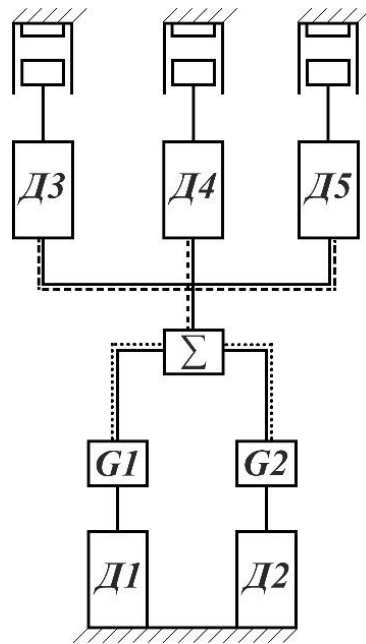


Рисунок 4.1.7а. Структурная схема группового пневмогидравлического привода силовых станций.

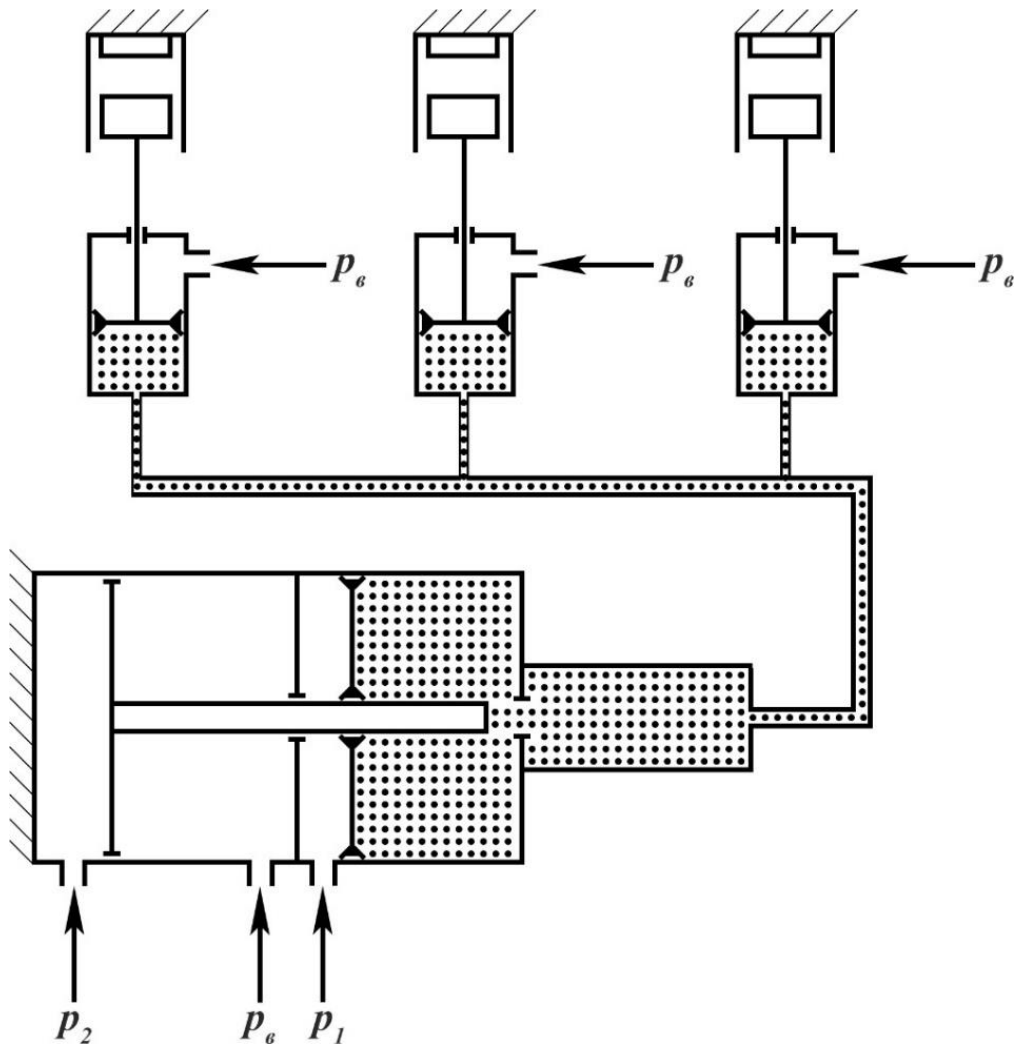


Рисунок 4.1.7. Структурная (а) и кинематическая (б) схемы группового пневмогидравлического привода силовых станций.

В § 4.5 приведены сводные показатели энергоэффективности рассмотренных в настоящей главе двухпоточных вариантов построения привода силовых станций.

#### § 4.2. Кривошипно-ползунный механизм с двумя степенями свободы и одним приводом

В рассматриваемых в настоящей главе силовых станциях автоматических линий выполнение технологических операций требует с одной стороны достаточно большого холостого хода  $H$  выходного звена (для пропуска обработанных изделий) с малым усилием, а с другой стороны – больших усилий смыкания инструмента на его малом перемещении  $h$ . Использование принципа многопоточности позволяет синтезировать механизмы, обеспечивающие требуемый закон движения и силовое воздействие за счет разделения движения по двум степеням подвижности с использованием только одного привода.

В машинах, требующих циклическое перемещение рабочего органа по прямой линии на заданное расстояние, широкое распространение получил кривошипно-ползунный механизм [10, 69], который лег в основу рассматриваемой в данном параграфе силовой станции [18], схема которой представлена на Рисунке 4.2.1.

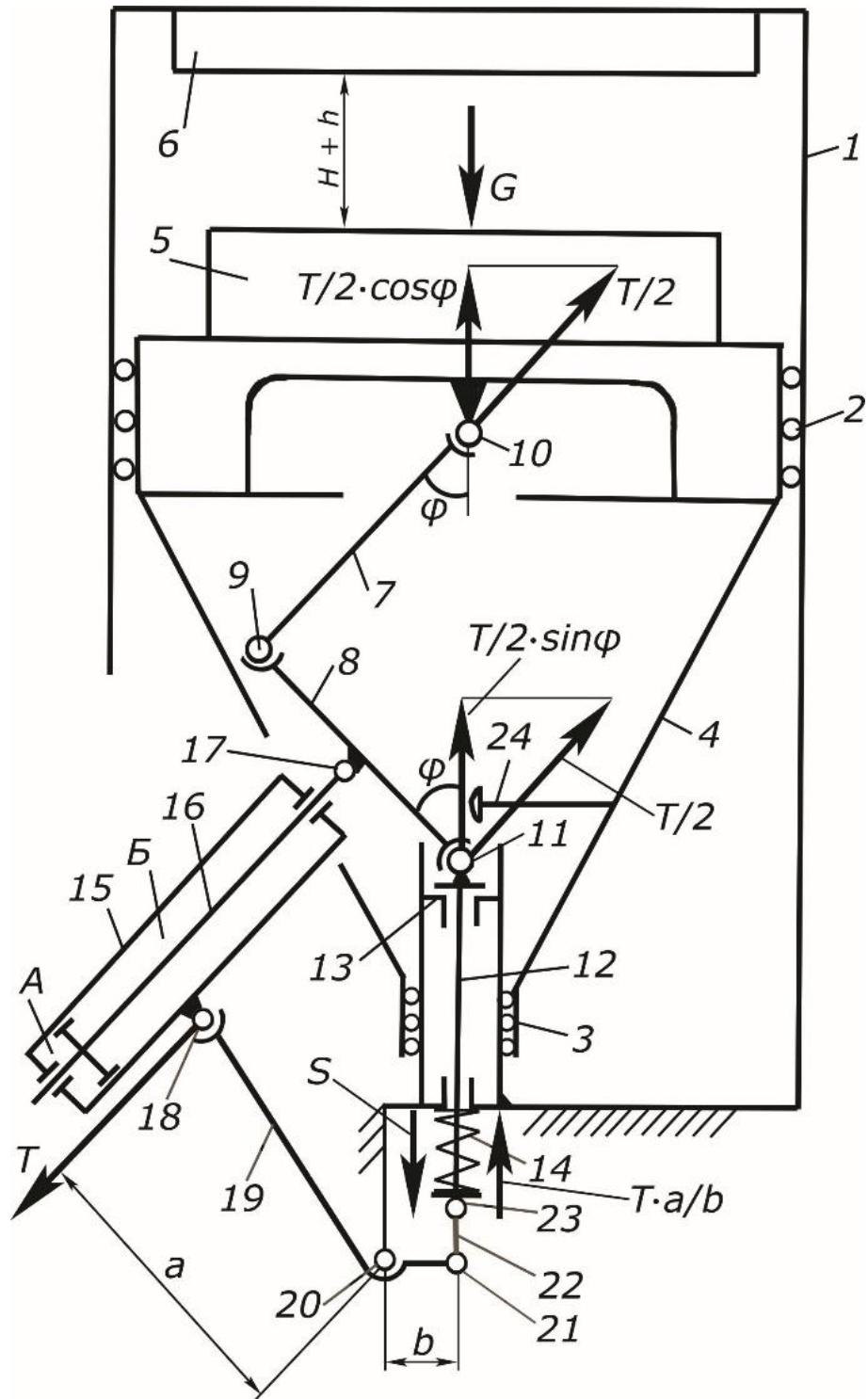


Рисунок 4.2.1. Схема механизма привода силовой станции в исходном положении.

Рассматриваемый механизм представляет собой неподвижный корпус  $1$ , в котором по направляющим качения  $2$  и  $3$  может вертикально перемещаться ползун  $4$ . Ползун  $4$  несет подвижный элемент  $5$  инструмента (например, матрицу штампа), а на ответной части корпуса  $1$  закреплен неподвижный элемент  $6$  инструмента (соответственно, пуансон). В исходном положении между элементами инструмента

5 и 6 обеспечивается максимальное расстояние  $(H + h)$ , необходимое для освобождения заготовки и введения нового материала для выполнения технологической операции. Кривошипно-ползунный механизм состоит из шатуна 7 и кривошипа 8, связанных между собой и с ползуном соответственно цилиндрическими шарнирами 9 и 10. Длины шатуна 7 и кривошипа 8 одинаковые. Второй конец кривошипа 8 шарниром 11 опирается на стержень 12, который имеет возможность вертикального перемещения относительно корпуса 1 на расстояние  $h$  и в исходном положении поджат к упору 13 корпуса 1 предварительно сжатой пружиной 14.

Привод механизма 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.

Механизм имеет  $n = 8$  подвижных звеньев (ползун 4, шатун 7, кривошип 8, стержень 12, шток цилиндра 16, корпус цилиндра 15, рычаг 19, звено 22) и  $p_5 = 11$  кинематических пар пятого класса: 8 вращательных (шарниры 9, 10, 11, 17, 18, 20, 21 и 23) и 3 поступательных (направляющие ползуна 2, перемещение штока 16 относительно корпуса цилиндра 15 и перемещение стержня 12 относительно неподвижной опоры 1). По формуле Чебышева число степеней свободы механизма (Рисунок 4.2.1):

$$W = 3n - 2p_5 = 2$$

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 полуконтра (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, поджимающей звено 12 к опоре 13 основания 1. Усилие пружины определяется по результатам статического анализа и зависит, как увидим в дальнейшем, 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 [10] механизма, скорость ползуна 4 падает. Левый полуконтур фиксируется выходом кривошипа 8 на упор 24 и, поскольку ход пневмоцилиндра полностью не выбран, механизм плавно переходит во 2-ю фазу движения за счет перемещения корпуса цилиндра 15 относительно уже неподвижного штока 16 (Рисунок 4.2.2). 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.

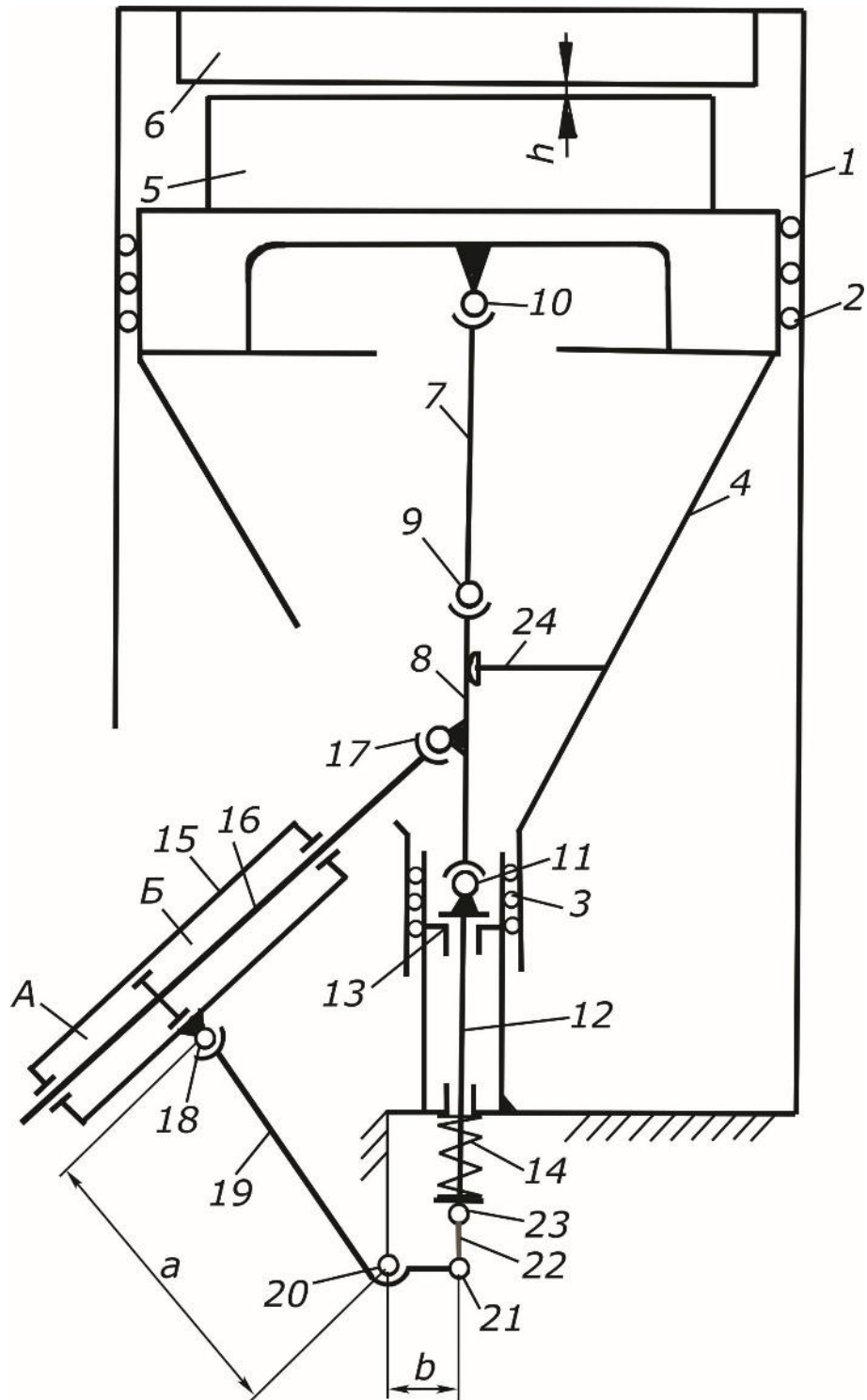


Рисунок 4.2.2. Схема механизма привода силовой станции в фазе выполнения силового хода.

Таким образом, многопоточность позволяет разделить движение по двум степеням подвижности рассматриваемого механизма: на этапе холостого хода он работает как мультипликатор, обеспечивающий быстрый ход ползуна с малым



усилием, а на рабочем – как редуктор, понижающий скорость движения и повышающий усилие на выходном звене до требуемого технологией уровня.

Важно отметить, что возможность переключения движения на правый полуконтур замкнутой цепочки звеньев при выполнении этапа холостого хода является существенным функциональным преимуществом созданного механизма. Дело в том, что на линиях блистерной упаковки нельзя допускать замятия и, тем более, раздавливания пластиковых контейнеров с продуктом. В этой связи переключение является как бы блокирующим устройством, которое при превышении нагрузки на выходном звене вследствие, например, затирания инструментом боковых поверхностей контейнеров, «сложит» механизм привода, не повредив контейнер, и с помощью датчиков остановит автоматический режим работы линии, выдав на монитор соответствующее диагностическое сообщение. Поэтому массы ползуна 4 и нижней части инструмента уравниваются пружинами (на схемах не показаны), а усилие пружины 14 рассчитывается и тщательно настраивается из условия статического равновесия звена 12.

Как видно из схемы нагружения на Рисунке 4.2.1, звено 12 будет в равновесии, если выполняется условие:

$$S \geq T \frac{a}{b} + \frac{T}{2} \sin \varphi, \text{ где}$$

$S$  – усилие пружины 14;  $T$  – усилие, развиваемое приводом;  $a, b$  – плечи двуплечевого рычага 19;  $\varphi$  – обобщенная координата.

Усилие  $T$  привода зависит от сопротивления  $G$  движению ползуна 4 и определено действием сил в шарнире 10:

$$T = 2G / \cos \varphi$$

Отсюда связь между усилием  $S$  пружины 14 и силой  $G$  сопротивления движению ползуна 4 получается в виде:

$$S \geq G \left( \frac{2a}{b \cos \varphi} + \tan \varphi \right)$$

В созданной по схеме на Рисунке 4.2.1 силовой станции для линии АЛБ 165 (Рисунок 4.2.3) установлена блокирующая пружина с  $S = 500\text{Н}$ . Как показали

испытания натуральных образцов, блокировка механизма привода происходит на этапе холостого хода при появлении «паразитной» нагрузки на ползун в пределах 25 – 30 Н. Такие силовые станции установлены на более 60 автоматических линиях, работающих на предприятиях РФ и СНГ. Каждая станция оснащена пневмоцилиндром FESTO модели AND-63-60-A-P-A, имеющим поршень  $\varnothing$  63 мм, выходной шток  $\varnothing$  16 мм, ход 60 мм. В результате получены и экспериментально подтверждены следующие технические характеристики силовой станции:

- габаритные размеры (длина x ширина x высота), мм: 250 x 86 x 620;
- холостой ход  $H = 55$  мм, силовой ход  $h = 5$  мм;
- передаточное отношение  $a/b = 6$ ;
- усилие пневмоцилиндра при давлении  $P = 6 \cdot 10^5$  Па – 1870 Н;
- развиваемое технологическое усилие – 10722 Н;
- объем воздуха, потребляемый станцией за цикл (4 сек), норм. л/мин – 32,5

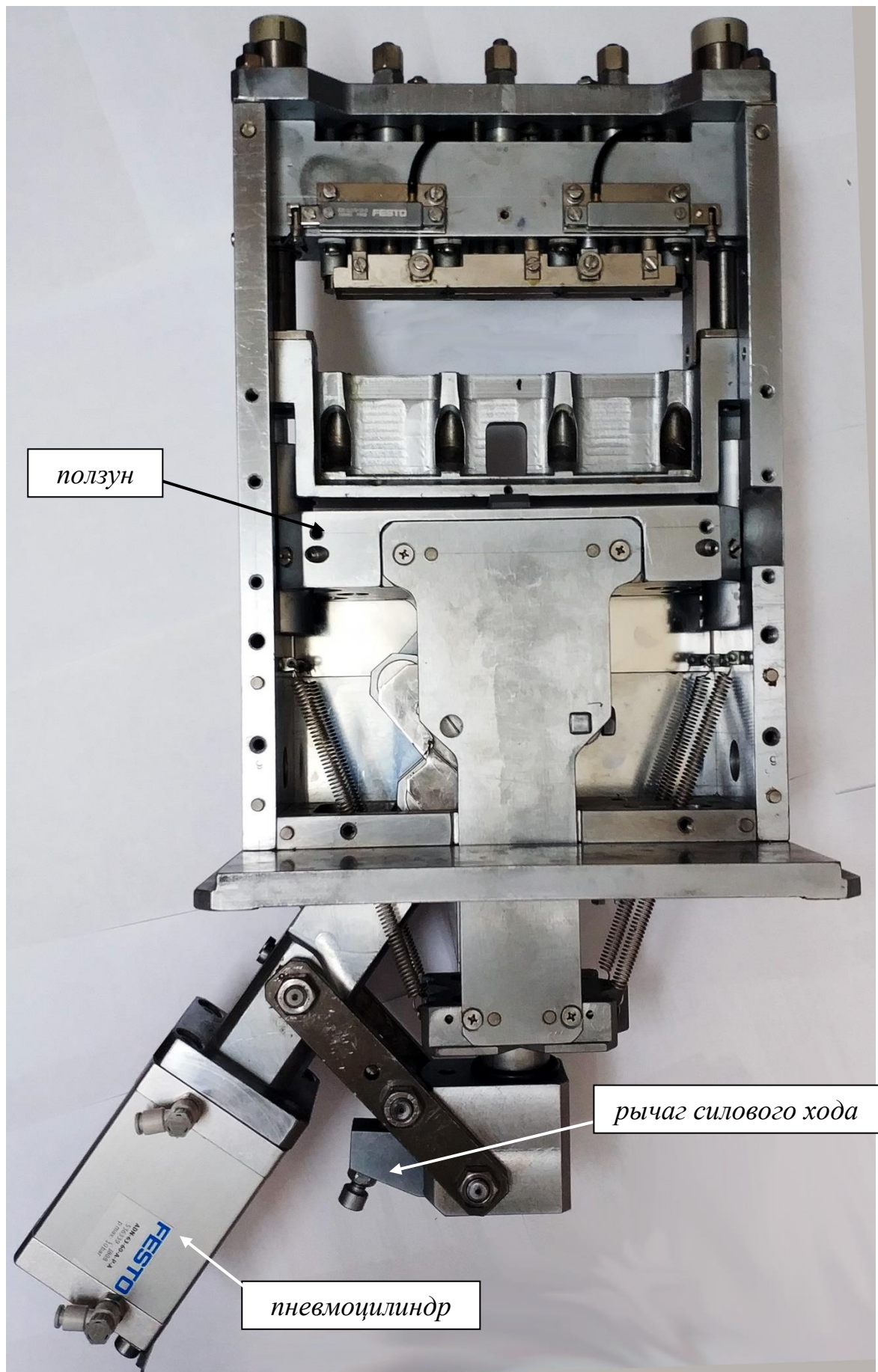


Рисунок 4.2.3. Силовая станция линии АЛБ 165 с установленным штампом.

§ 4.3. Механизм на базе симметричного шестизвенника с отдельными приводами для холостого и силового хода

Многопоточность 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 Рисунке 4.3.1 представлена схема исходного положения механизма силовой станции с кинематической развязкой движений ползуна за счет использования двух приводов.

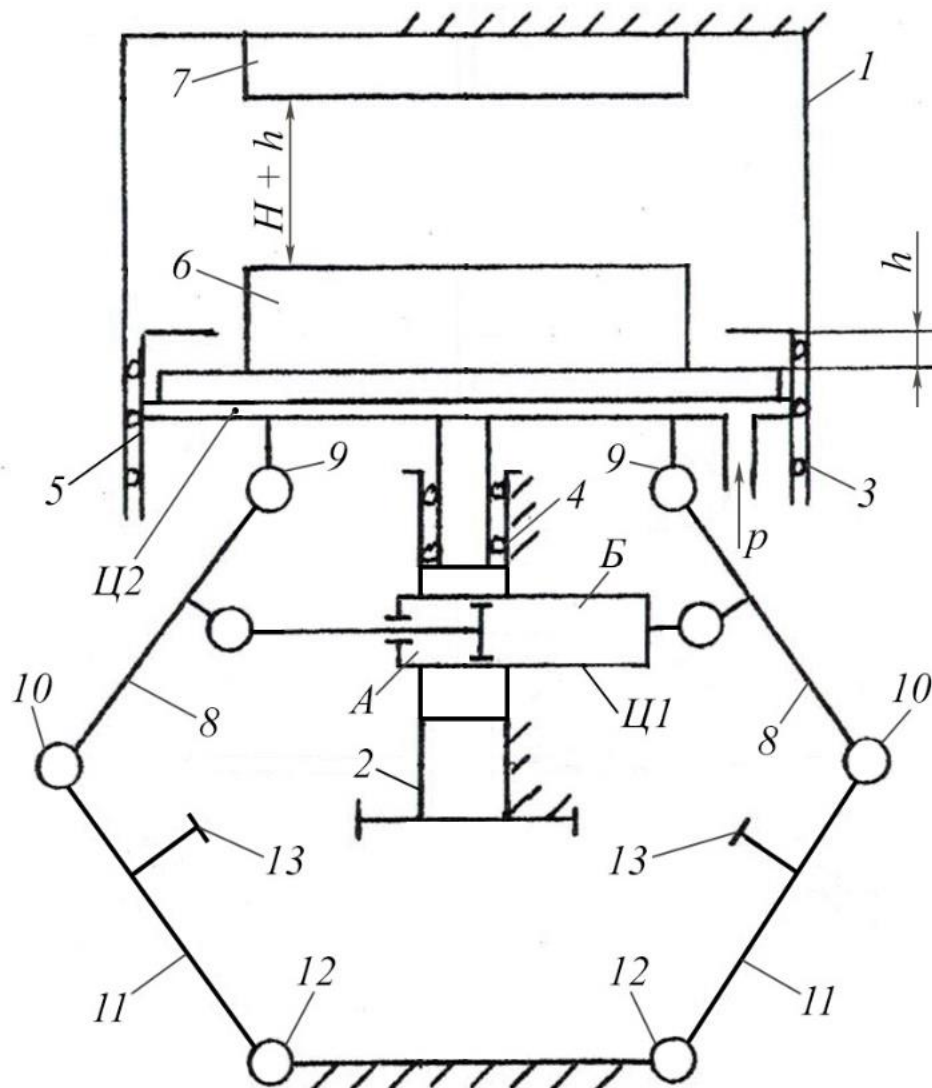


Рисунок 4.3.1. Схема механизма с приводом силового хода на подвижном звене.

Механизм состоит из неподвижных стоек 1 и 2, по направляющим качения 3 и 4 которых перемещается ползун 5, несущий короткоходовой цилиндр Ц2, на выходной плите которого закреплен подвижный элемент 6 инструмента (например, нижний концентратор сварки). На ответной части корпуса 1 установлен неподвижный элемент 7 инструмента (соответственно, верхний концентратор сварки).

Основные подвижные элементы шестизвенного механизма образуют замкнутый контур, расположены симметрично относительно вертикальной оси и обозначены на схеме 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. Кинематический и статический анализ шестизвенного механизма не представляет трудностей, поэтому здесь не приводится. Схема на Рисунке 4.3.1 в целом имеет две степени свободы, каждая из которых отрабатывается своим пневмоцилиндром.

Особенностью схемы (Рисунок 4.3.1) является расположение на выходном звене 5 мощного короткоходового (на ход 5 мм) специального цилиндра, 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 здесь существенно повысить надежность и долговечность силовой станции и разгрузить шарниры 9, 10 и 12 за счет увеличения количества пар звеньев 8, 11 и их опор. На натуральных образцах этой схемы (Рисунки 4.3.2, 4.3.3) таких пар 4.

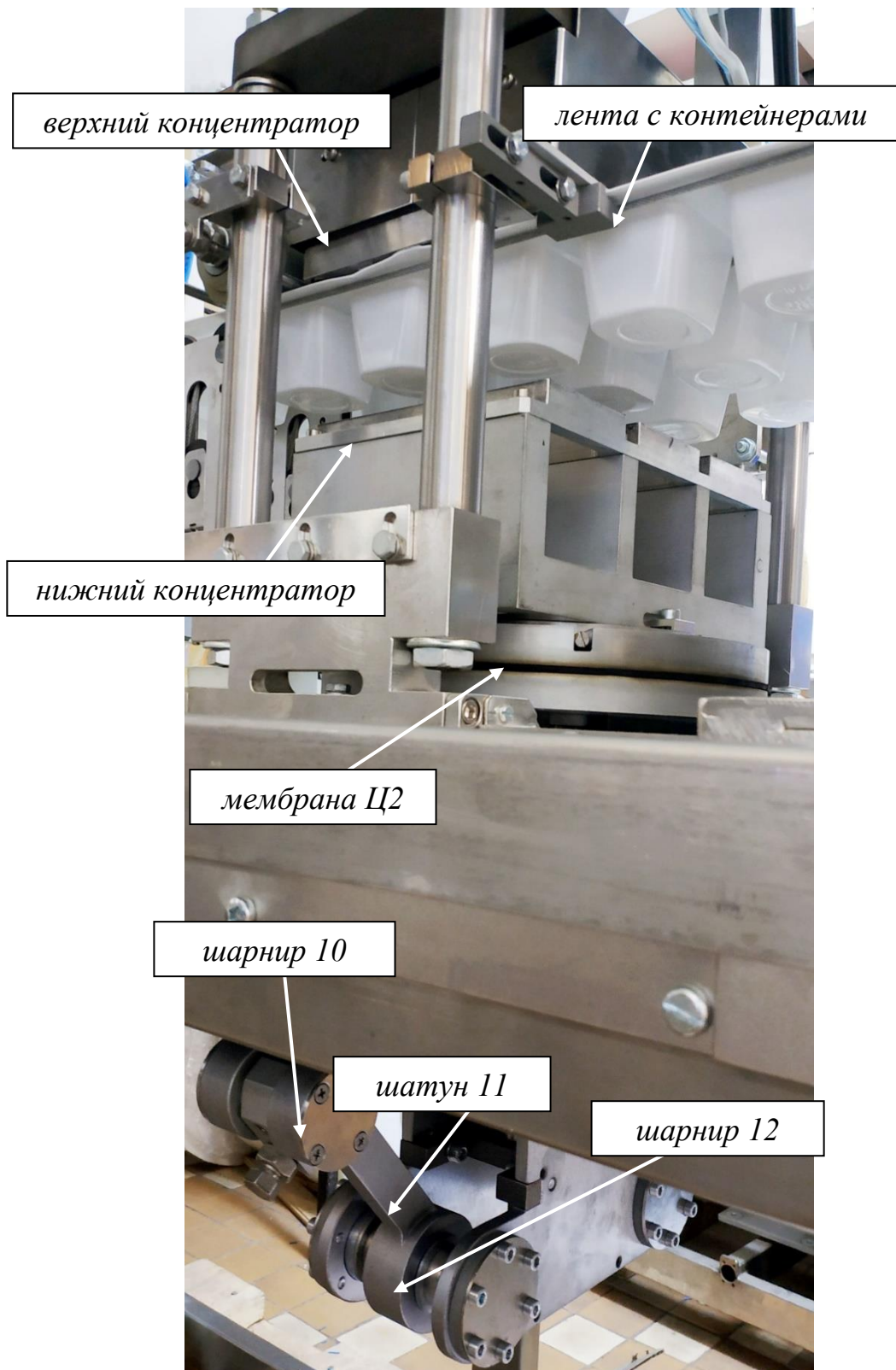


Рисунок 4.3.2. Силовая станция термосварки линии АЛБ 210.

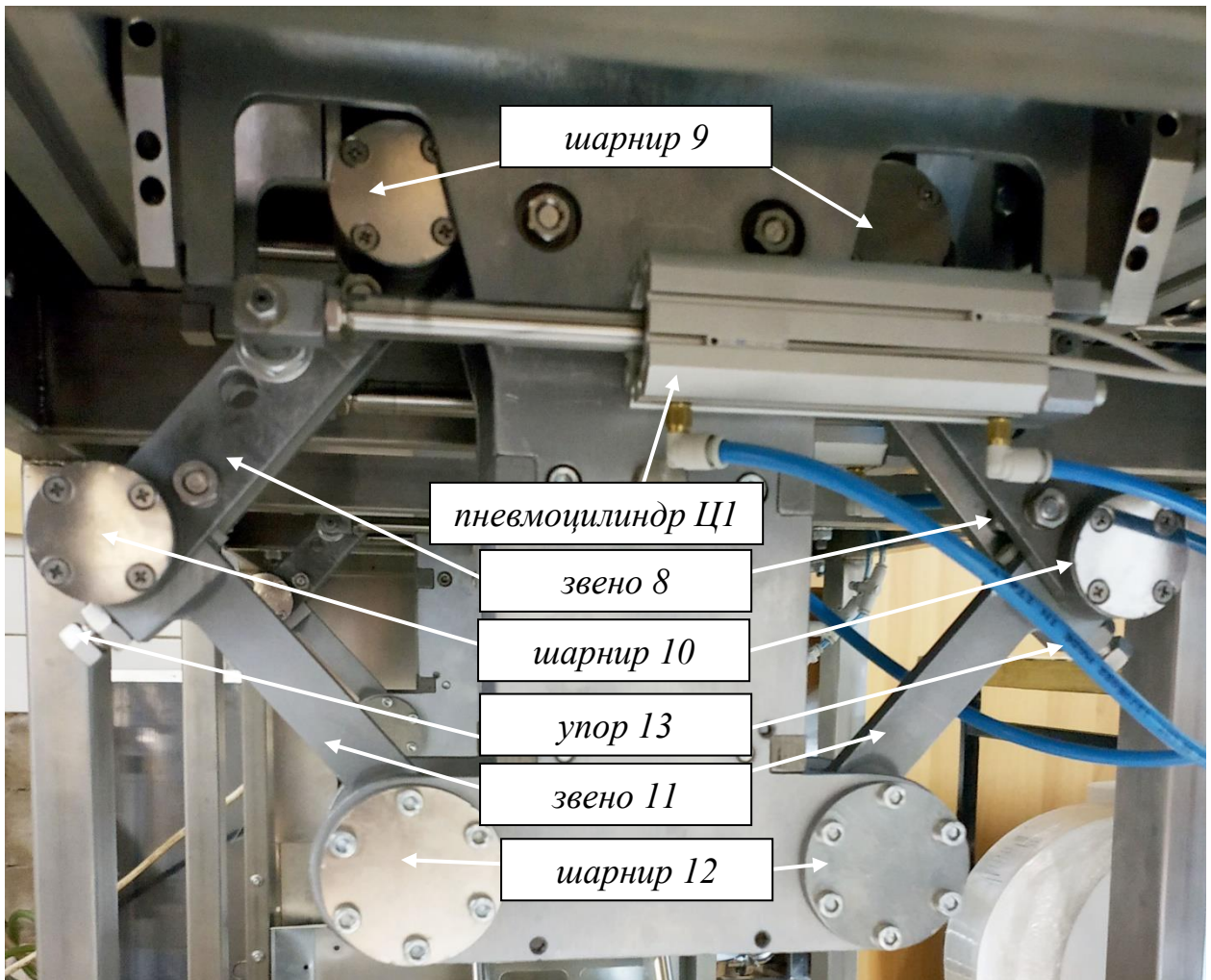


Рисунок 4.3.3. Нижняя часть силовой станции с приводом на подвижном звене.

Очевидно звенья 8 и 11 могут воспринимать высокую осевую нагрузку от технологического воздействия только в том случае, когда они вертикальны, т.е. в особом положении механизма. Поэтому длины звеньев, углы поворота в шарнирах и ход цилиндра Ц1 рассчитываются исходя из требуемого холостого хода  $H$  силовой станции. При подаче давления в полость А цилиндра Ц1 механизм отрабатывает холостой ход  $H$ , а механические упоры 13 отрегулированы так, чтобы цилиндр Ц1 надежно удерживал замкнутый шестизвенник в особом положении в течение всего силового хода.

Дополнительным функциональным преимуществом рассматриваемой схемы является то обстоятельство, что она не требует сферической опоры инструмента б на выходной плите цилиндра Ц2. Функцию сферической опоры исполняет здесь мембрана цилиндра Ц2, податливость которой позволяет обеспечить хорошую

прилегаемость рабочих плоскостей подвижного 6 и неподвижного 7 частей инструмента даже при значительных технологических погрешностях.

Данное преимущество теряется, если разместить привод Ц2 силового хода на основании (Рисунок 4.3.4). Но появляется другое преимущество: возможность введения большого передаточного отношения от привода Ц2 к выходному звену, что сильно влияет на энергоэффективность разрабатываемого 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.

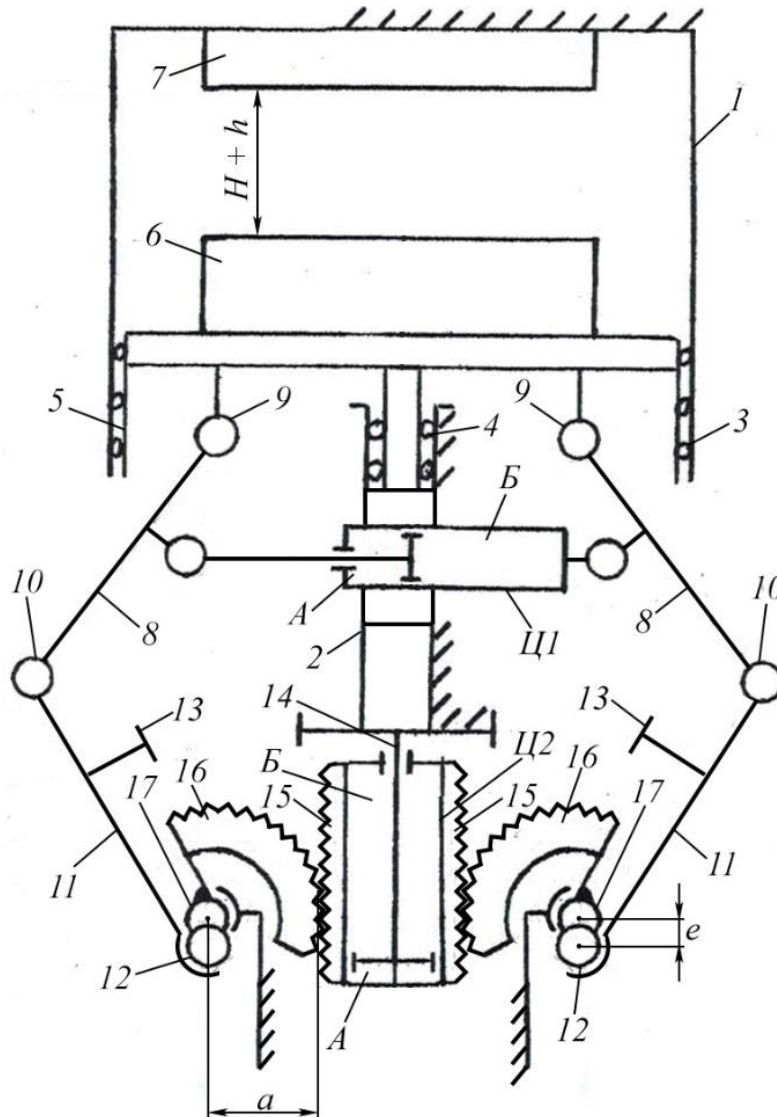
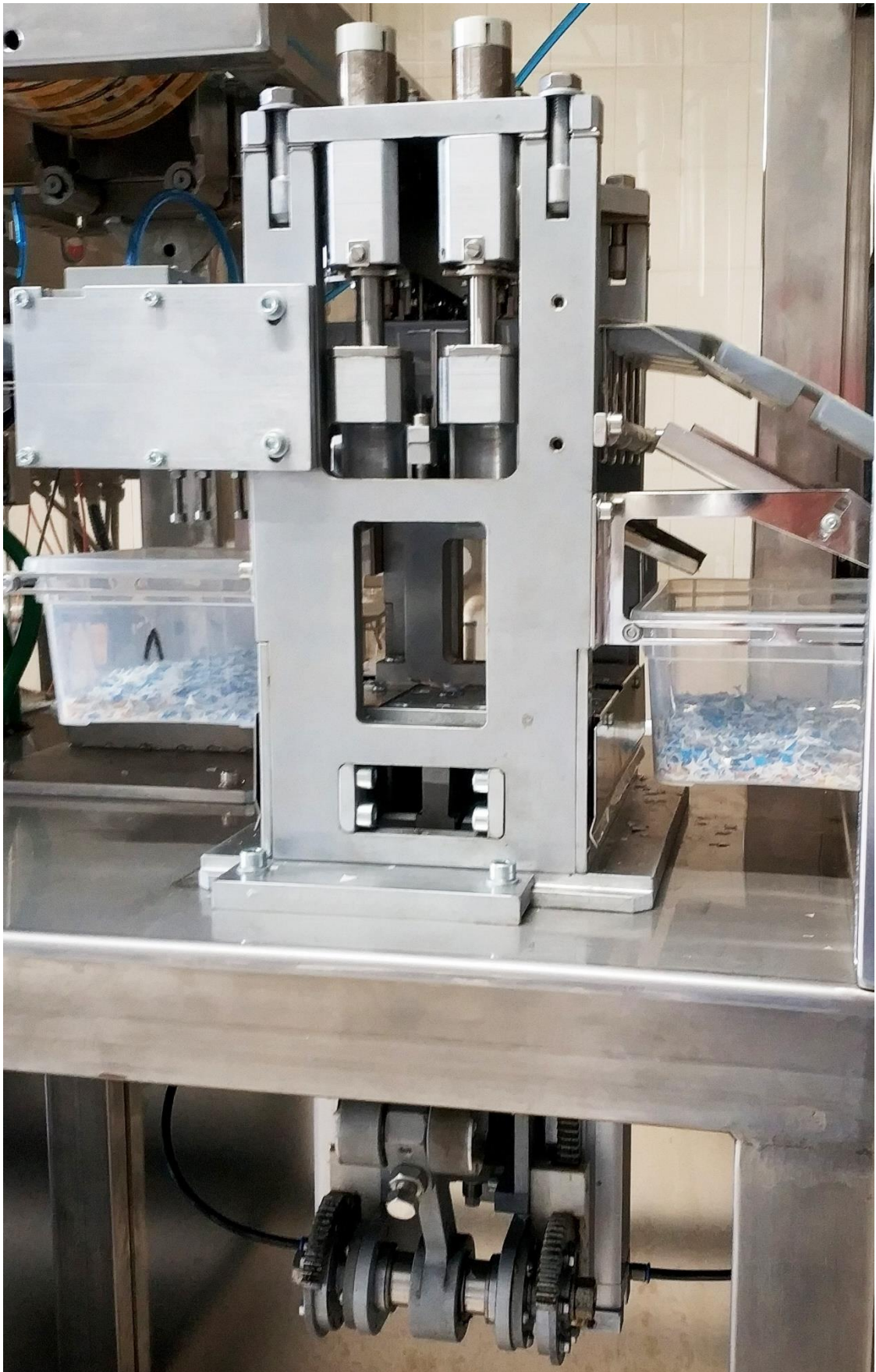


Рисунок 4.3.4. Схема механизма с приводом на основании.

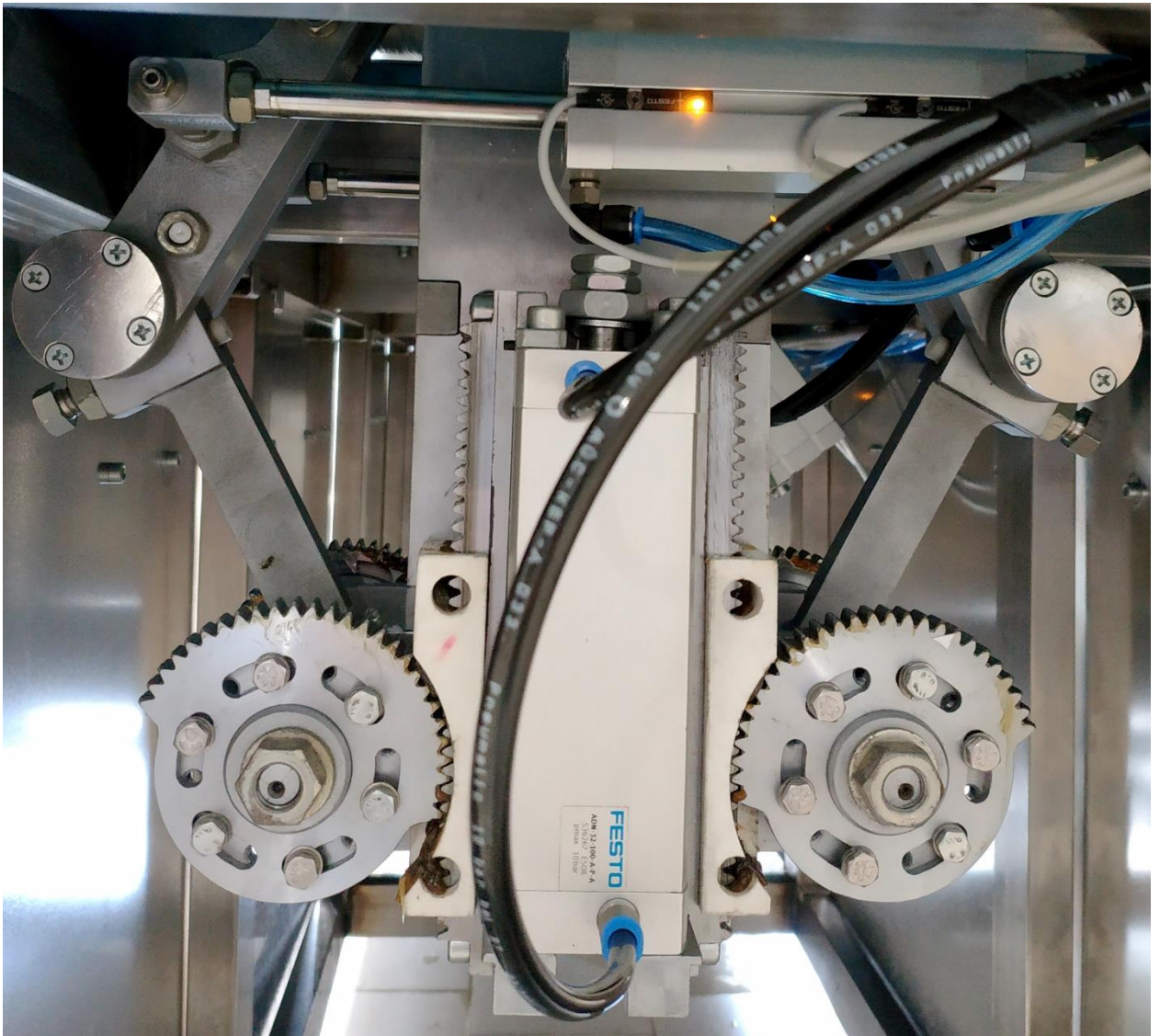


Силовой ход осуществляется, когда шестизвенник пневмоцилиндром Ц1 выведен в особое положение до контакта упоров 13 с основанием 1. При подаче давления в полость А цилиндра Ц2 его корпус с рейками 15 будет перемещаться вниз, поворачивая сектора 16. При повороте секторов 16 на  $180^\circ$  вытянутые в 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.

Образец силовой станции, изготовленной в соответствии со схемой на Рисунке 4.3.4 представлен на Рисунках 4.3.5 и 4.3.6.



*Рисунок 4.3.5. Силовая станция с приводом на основании, оснащенная сдвоенным штампом.*



*Рисунок 4.3.6. Нижняя часть силовой станции с приводом на основании.*

Здесь следует выделить одну важную особенность технологического процесса, выполняемого на силовых станциях автоматической линии блистерной упаковки. На станциях формования и сварки полезная работа от приложения технологического усилия не выполняется – здесь необходимо только зажать пневмоцилиндром поступивший на станцию материал с требуемым удельным давлением. Процесс же вырубки изделия из листа пневмоприводом специфичен и отличается от процесса зажима неблагоприятной динамикой. Дело в том, что после прохождения высечным пуансоном  $\approx 0,5$  мм толщины листа происходит срез материала, нагрузка резко падает, и выходное звено с пуансоном, находясь под

действием воздуха, как сильной пружины, «выстреливает». Накопленная в этой пружине энергия гасится ударом всей подвижной массы на внутреннем или наружном упоре. Этот недостаток существенно увеличивает динамические нагрузки на конструкцию в целом и, наряду с повышенным шумом на производстве, приводит к преждевременному разрушению опорных и уплотнительных элементов.

Испытания натуральных образцов силовых станций, изготовленных по схемам на Рисунках 4.3.1 и 4.3.4, показали, что данный эффект проявляется наиболее сильно при установке короткоходового силового цилиндра на подвижном звене – непосредственно под инструментом 6. В случае же установки силового цилиндра на основании (Рисунок 4.3.4) этот эффект практически не ощущается. Здесь сказывается уменьшение исходного усилия пневмоцилиндра, большое передаточное отношение и демпфирующее действие параллельных цепочек шарнирных опор.

Исходя из того, что станция с силовым приводом на основании несколько сложнее (и, соответственно, дороже) станции с силовым приводом на подвижном звене и учитывая удовлетворительные результаты испытаний обеих станций, принято решение об использовании этих станций в производственной программе фирмы «Рекупер». В настоящее время создан экспериментальный образец автоматической линии блистерной упаковки АЛБ 210, в которой внедрены силовые станции, разработанные в ИМАШ РАН: на операциях формования и сварки – станции по схеме на Рисунке 4.3.1; на операции вырубki – станция по схеме на Рисунке 4.3.4. Технические характеристики разработанных силовых станций приведены в Таблице 4.3.1.

Таблица 4.3.1.

Показатели станции с силовым приводом	на подвижном звене (Рисунок 4.3.1)	на основании (Рисунок 4.3.4)	
Габаритные размеры (длина x ширина x высота), мм	340 x 250 x 620	270 x 235 x 670	
Холостой ход, мм	$H = 55$		
Силовой ход, мм	$h = 5$	$h = 3$	
Привод холостого хода	два пневмоцилиндра SMC модель CD55B25-80M с диаметром 25 мм и ходом 80 мм		
Привод силового хода	специальный пневмоцилиндр $\varnothing$ 200 мм, ход 5 мм	два пневмоцилиндра SMC модель CD55B32-100M, диаметр 32 мм, ход 100 мм	
Передаточное отношение	1	$a/e = 27$	
Усилие силового хода, Н	18850	26060	
Потребление воздуха при давлении 6 кг/см <sup>2</sup>	за цикл 4 сек, норм. л	1,8	2,3
	в минуту, норм. л	27	34,5

#### § 4.4. Энергоэффективность силовых станций на основе многопоточного пневмогидропривода

Схема на Рисунке 4.1.3а и принцип действия пневмогидравлического привода (ПГП) приведены в § 4.1. Здесь остановимся на определении энергоэффективности ПГП, специально разработанных ИМАШ РАН и ООО «Камоцци Пневматика» для силовых станций автоматических линий. Внешний вид созданного ПГП показан на Рисунке 4.4.1б, а его осевое сечение в исходном состоянии со всеми необходимыми размерами для расчета усилий и расхода воздуха – на Рисунке 4.4.1а.

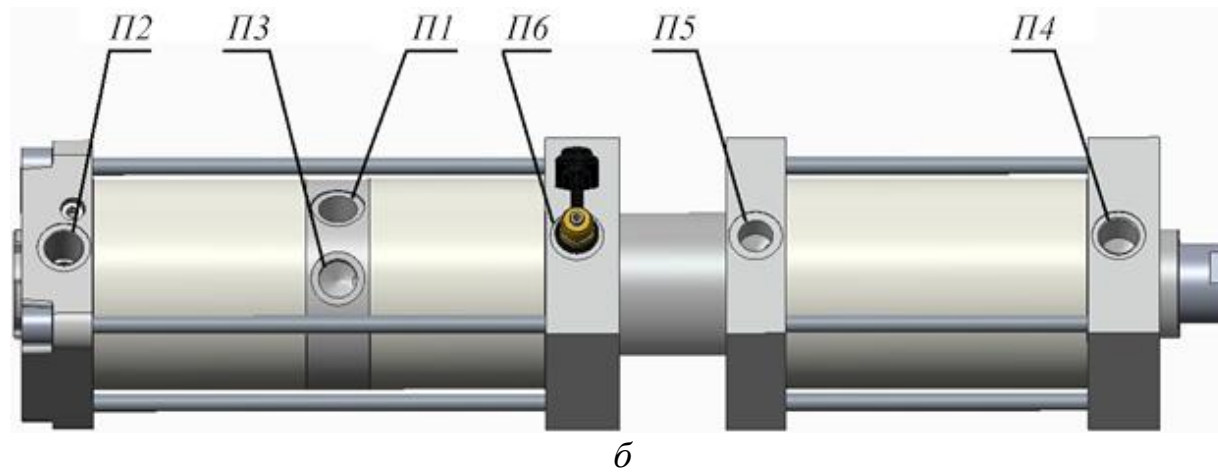
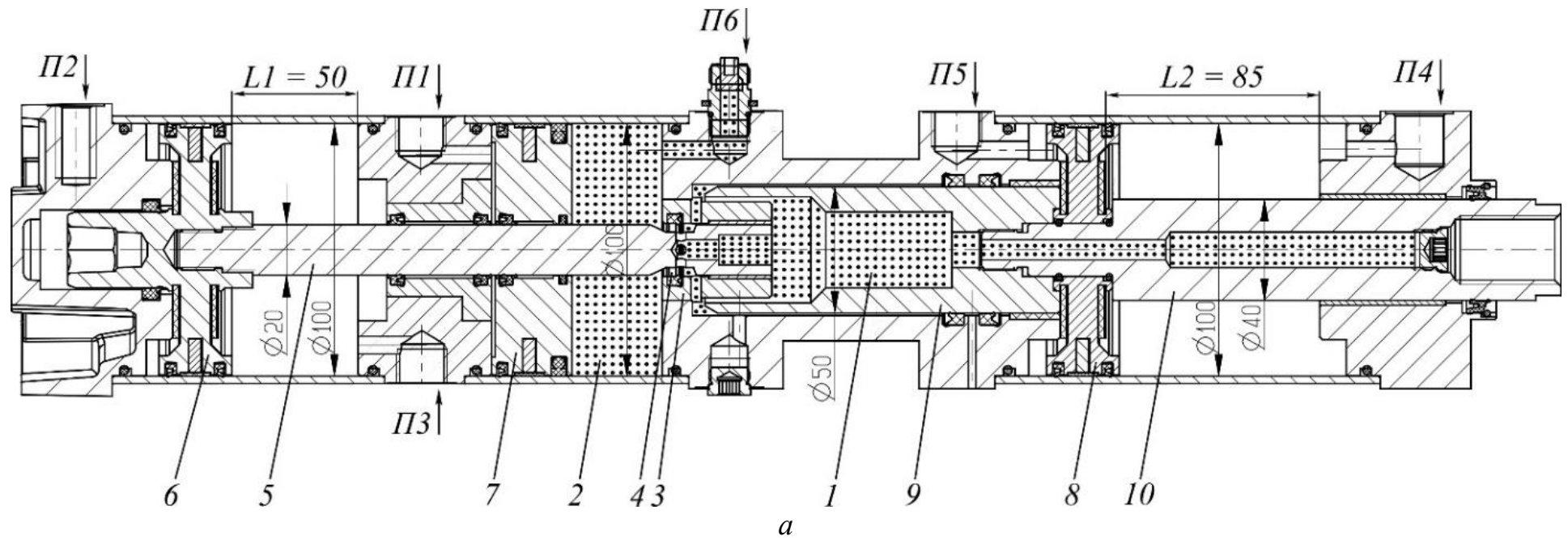


Рисунок 4.4.1. Пневмогидравлический привод: а – осевое сечение; б – внешний вид.

ПГП имеет 5 воздушных портов П1 – П5 и один гидравлический П6 – для заливки и дозаправки масла. Порт П5 для привода не используется, в него устанавливается дроссель для регулировки скорости возврата инструмента в исходное положение. В средней части ПГП размещена замкнутая гидравлическая камера (показана точками), разделенная на зоны высокого 1 и низкого 2 давлений перегородкой 3. В исходном состоянии эти зоны сообщаются через отверстие 4, образованной внешней канавкой на штоке 5 усилительного цилиндра 6. Холостой ход начинается при подаче давления  $p = 6 \text{ кг/см}^2$  в порт П1. При этом плавающий бесштоковый поршень 7, разделяющий воздушную и жидкостную среды, будет продавливать масло через отверстие 4, обеспечивая перемещение выходного звена – двухштокового поршня 8, связанного с инструментом силовой станции. Усилие, которое может быть достигнуто на холостом ходу  $F_x = p \cdot S_9 = 6 \cdot 19,6 = 1180 \text{ Н}$ , где  $S_9$  – эффективная площадь штока 9 выходного звена. При перемещении выходного звена на 55 мм, что требуется для силовой станции, плавающий поршень 7 переместится на  $5,5 \cdot S_9/S_7 = 5,5 \cdot 19,6/75,36 = 1,43 \text{ см}$ , что потребует сжатого воздуха  $V_{x.x.} = 1,43 \cdot p \cdot S_7 = 1,43 \cdot 6 \cdot 75,36 = 647 \text{ см}^3$ .

После выполнения холостого хода по сигналу датчика, регистрирующего верхнее положение инструмента, включается силовой ход ПГП подачей давления  $p$  в порт П2. При этом силовой поршень 6, перекрыв своим штоком 5 отверстие 4, повысит давление в камере 1 до  $p_b = p \cdot S_6/S_5 = 6 \cdot 78,5/3,14 = 150 \text{ кг/см}^2$ . Здесь  $k = S_6/S_5 = 25$  – коэффициент усиления гидравлической системы. В результате выходное звено и соответственно инструмент силовой станции будет воздействовать на обрабатываемый материал с технологическим усилием  $p_b \cdot S_9 = 150 \cdot 19,6 = 2940 \text{ кг}$ . Для отработки силового хода в 5 мм потребуются  $5 \cdot S_9/S_5 = 5 \cdot 19,6/3,14 = 31,2 \text{ мм}$  хода штока 5 и, соответственно, сжатого до  $p = 6 \text{ кг/см}^2$  воздуха  $V_c = 3,12 \cdot$

$p \cdot S_6 = 3,12 \cdot 6 \cdot 78,5 = 1470 \text{ см}^3$ . Таким образом, для выполнения холостого и силового хода ППП потребляет  $V_1 = V_{\text{х.х.}} + V_c = 0,65 + 1,47 = 2,12$  норм. л.

Испытания силовых станций с созданными ППП показали, что для надежного возврата станции в исходное положение достаточно подать в порты ПЗ и П4 давление  $p_b = 1 \text{ кг/см}^2$ . В этом случае расход воздуха составит  $V_2 = p \cdot (S_6 \cdot L1 + S_8 \cdot L2) = 1 \cdot (75,36 \cdot 5 + 66 \cdot 8,5) = 937 \text{ см}^3$ . Итого за один цикл 4 сек силовая станция потребляет  $V = V_1 + V_2 = 2,12 + 0,94 = 3,04$  норм. л, что соответствует расходу 45,6 норм. л/мин.

Учитывая высокую энергоэффективность ППП, перспективным является создание на его основе многопоточного 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 вырубки (Рисунок 4.4.2а).

В этом случае для работы всех трех силовых станций линии за один цикл потребуется  $V + V_{\text{х.х.}} + 2p \cdot S \cdot l = 3,04 + 2 \cdot 0,65 + 2 \cdot 1 \cdot 19,625 \cdot 6/1000 = 4,58$  норм. л. Здесь первое слагаемое – объем воздуха, потребляемый цилиндром-донором, второе – увеличение потребляемого цилиндром-донором воздуха вследствие трехкратного увеличения хода плавающего поршня 7; третье – объем, необходимый для возврата двух гидроцилиндров в исходное положение. В результате в среднем количество потребляемого воздуха за цикл, приходящееся на одну силовую станцию линии, составит  $4,58/3 = 1,53$  норм. л. Такая высокая энергоэффективность группового привода в данном случае объясняется тем, что, как указывалось выше, на станциях формования и сварки отсутствует силовой ход и необходимо только зажать ленту с требуемым технологическим усилием.



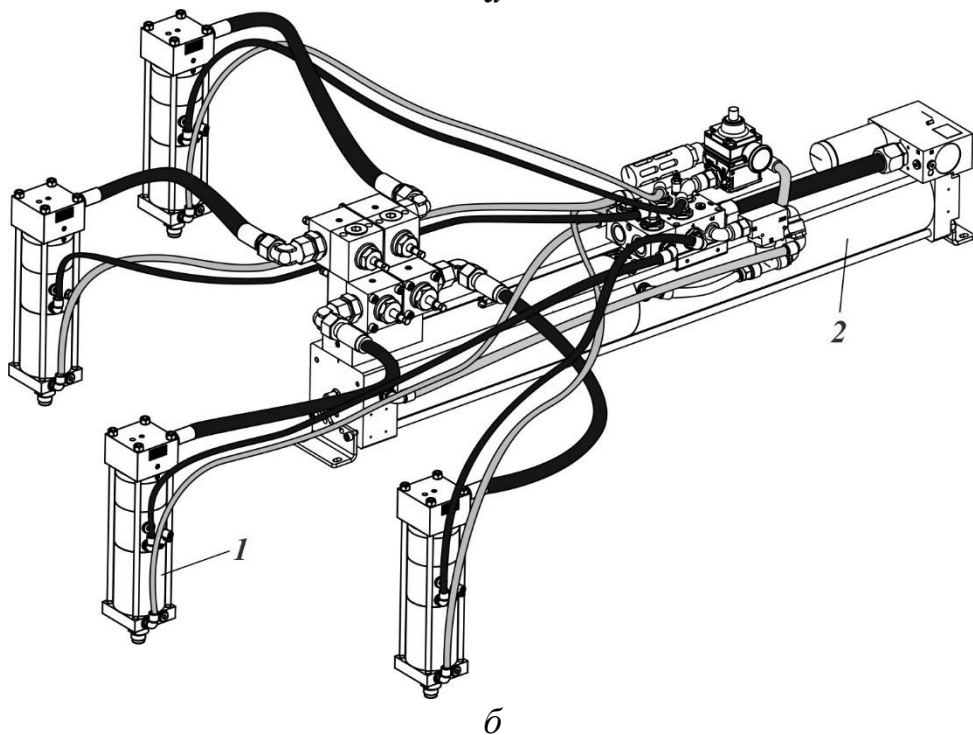
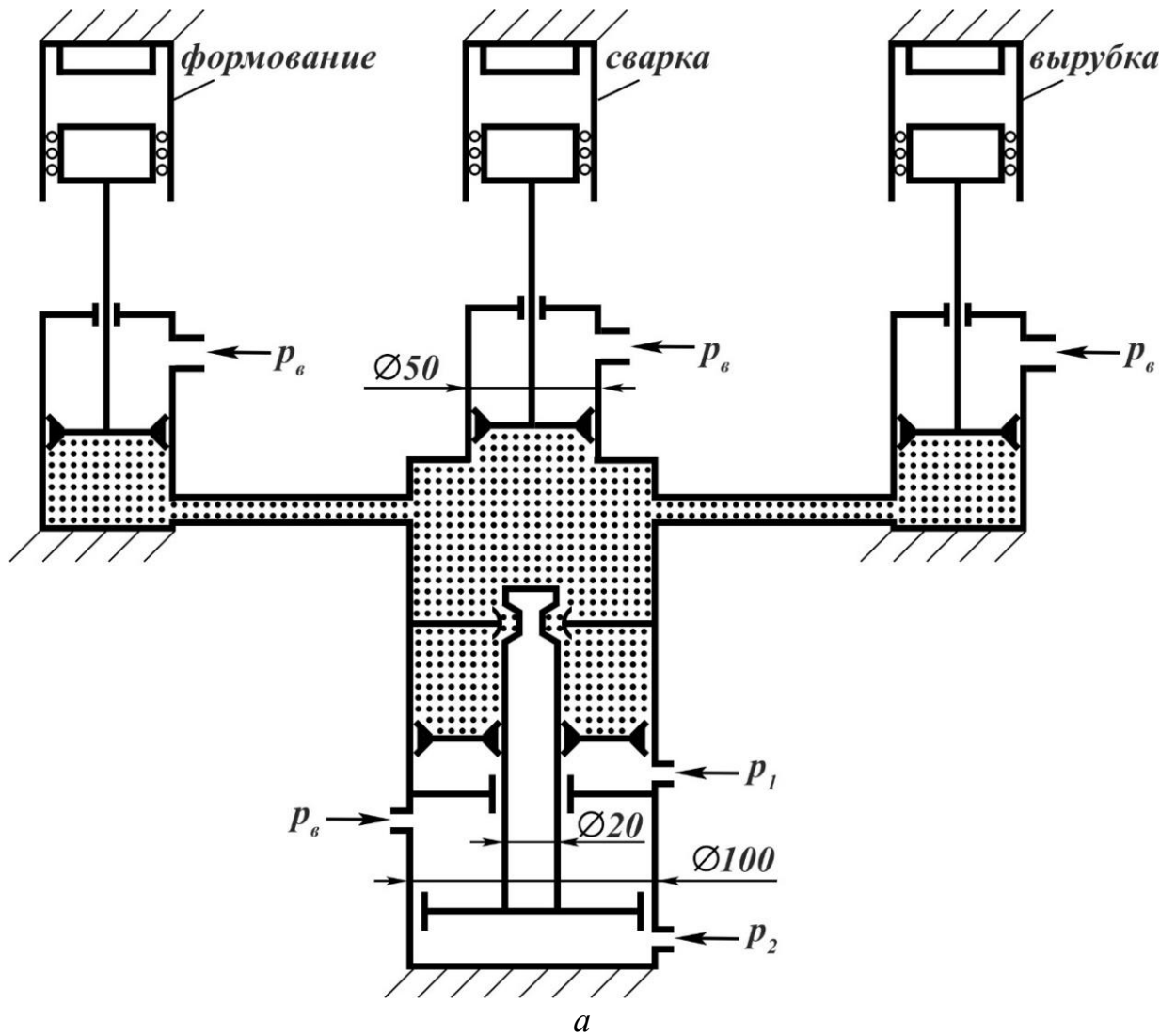


Рисунок 4.4.2. Групповой пневмогидравлический привод: *a* – с ПГП-донором; *б* – TOX Pressotechnik.

Все гидроцилиндры работают синхронно. Максимального времени в цикле требует технологический процесс формования контейнеров, некоторый избыток времени контакта на станции сварки компенсируется понижением температуры. 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 (группового) привода производства фирмы TOX Pressotechnik [190] (Рисунок 4.4.2б), установленного на экспериментальном образце линии АЛБ 165 производства фирмы «Рекупер». Опыт показал, что наряду с высокой энергоэффективностью многопоточный ППП позволяет получить большую экономию затрат на управляющую аппаратуру. Техническая характеристика разработанных станций с пневмогидравлическим приводом приведена в Таблице 4.4.1.

Таблица 4.4.1.

Показатели станции с пневмогидравлическим приводом		индивидуальный	групповой
Габаритные размеры (длина x ширина x высота), мм		615 x 110 x 110	999 x 233 x 305
Холостой ход, мм		55	55 на каждой станции
Силовой ход, мм		5	5 только на станции вырубки
Усилие силового хода, Н		29400	29400
Потребление воздуха при давлении воздуха 6 кг/см <sup>2</sup> на прямом ходе и 1 кг/см <sup>2</sup> на обратном	за цикл (4 сек) одной станцией, норм. л.	3,04	1,53
	одной станцией в мин, норм. л	45,6	23,0
	тримя станциями в мин, норм. л.	136,8	69,0

#### § 4.5. Сравнительные результаты по энергоэффективности созданных многопоточных механизмов силовых станций

В настоящей главе приведены результаты работы автора в течение последних 8 лет по совершенствованию силовых станций автоматических линий. Эти работы велись как в направлении повышения их энергоэффективности, так и с целью увеличения развиваемых ими технологических усилий. Последнее позволяет в перспективе существенно повысить производительность автоматических линий блистерной упаковки за счет увеличения площади используемой полимерной ленты и количества контейнеров, изготавливаемых и обрабатываемых за один цикл. Поэтому 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. Данные, приведенные в Таблице 4.5.1, показывают, что наиболее перспективным для автоматических линий блистерной упаковки является групповой многопоточный пневмогидропривод. Он отличается не только максимальным развиваемым усилием, но и высокими показателями энергоэффективности.

Таблица 4.5.1.

Тип механизма	однопоточный	двухпоточный			трехпоточный	
	Двойной тандем-цилиндр (Рисунок 4.1.2а)	Кривошипно- ползунный механизм (Рисунок 4.2.1)	Механизм на основе симметричного шестизвенника с силовым приводом на		Индивидуальный пневмогидравлический привод (Рисунок 4.4.1а)	Групповой пневмогидравлический привод (Рисунок 4.4.2а)
		подвижном звене (Рисунок 4.3.1а)	основании (Рисунок 4.3.1б)			
Технологическое усилие, Н	9130	10720	18850	26060	29400	29400
Потребляемый воздух одной силовой станции за цикл (4 сек), норм. л	10,8	2,2	1,8	2,3	3,0	в среднем 1,53
Удельное усилие, Н/л	845,4	4872,7	10472,2	11330,4	9800	19215

## § 4.6. Промышленное внедрение

К настоящему времени изготовлены и введены в эксплуатацию более 60-ти автоматических линий блистерной упаковки АЛБ 165, оснащенных рассмотренными в настоящей главе механизмами силовых станций. В Таблице 4.6.1 представлен список предприятий и организаций, эксплуатирующих это оборудование.

На линиях осуществляется фасовка и упаковка различных жидких и пастообразных продуктов: сметана, йогурт, мягкий творог, плавленый сыр, сливочное масло, сгущенное молоко, мёд, джем, конфитюр, майонезный соус, горчица, соевый соус и пр.

Таблица 4.6.1.

№ п/п	Организация	Место дислокации	Год запуска
1.	ОАО "МосАгроПром"	Москва	2000
2.	Дочернее предприятие "Викос-продукты питания"	Витебск, Белоруссия	2001
3.	ООО "Золотой дом"	Челябинск	2001
4.	РосПчеловодСоюз	Москва	2002
5.	Молочное дело	Алатырь	2003
6.	Молочное дело	Алатырь	2003
7.	Молочное дело	Алатырь	2003
8.	ООО "Лиента"	Томилино	2003
9.	Молочный комбинат «Воронежский»	Воронеж	2004
10.	Молочный комбинат «Воронежский»	Воронеж	2004
11.	ЗАО "Мадисон и Ко"	Санкт-Петербург	2005
12.	ООО "Ивмолокопродукт"	Иваново	2006
13.	ООО "Ивмолокопродукт"	Иваново	2006
14.	ООО "Регион"	Санкт-Петербург	2006
15.	АК Комбинат "Приднепровский"	Днепропетровск, Украина	2007
16.	ООО "Регион"	Санкт-Петербург	2007
17.	Завод Биопрепаратов	Покров, Владимирской обл.	2007
18.	ОАО "МосМедыньАгроПром"	Медынь, Калужская обл.	2008
19.	Завод Биопрепаратов	Покров, Владимирской обл.	2009

20.	Завод Биопрепаратов	Покров, Владимирской обл.	2009
21.	Завод Биопрепаратов	Покров, Владимирской обл.	2009
22.	ООО "АЛДЕС"	Барнаул, Алтайский край	2009
23.	ОАО "Ульяновскмолпром"	Ульяновск	2010
24.	ООО "ПК "МЭТР"	Талдом, Московская обл.	2010
25.	ООО "Первый Хладокомбинат"	Березники, Пермский край	2010
26.	ООО "ТД "Сыробогатов"	Верхняя Пышма, Свердловская обл.	2011
27.	ООО "Любава"	Барнаул, Алтайский край	2011
28.	ООО "ПромАгроПак"	Краснодар	2011
29.	ИП Васильченко А.П.	с. Советское, Алексеевский р-н, Белгородская обл.	2011
30.	ООО "Комбис Плюс"	ст-ца Пятигорская, г. Горячий Ключ, Краснодарский край.	2011
31.	ОАО "Туймаада-Агроснаб"	Якутск, Республика Саха (Якутия)	2011
32.	ООО "Молтрейд"	Рязань	2012
33.	ТОО "Карат"	Атырау, Казахстан	2012
34.	ООО "Молочный мир"	Кинель, Самарская обл.	2012
35.	ИП Глава КФХ Рухледев В.Н.	д. Курдяевка, Новодеревеньковский р-он, Орловская область	2012
36.	СХПК "Чурапча"	с. Чурапча, Республика Саха (Якутия)	2013
37.	СХПК "Чурапча"	с. Чурапча, Республика Саха (Якутия)	2013
38.	ЗАО "РОСПРОДУКТ"	Обнинск, Калужская обл.	2013
39.	ООО "Медовая долина"	пос. Быково, Раменский р- он, Московская обл.	2014
40.	Компания "Русский мед"	Россошь, Воронежская обл.	2014
41.	ООО "КЦМТ"	Краснодар	2015
42.	ООО "Медовая долина"	пос. Быково, Раменский р- он, Московская обл.	2015
43.	ООО "РостАгроКомплекс"	Пушкинский р-он, Московская обл.	Апрель 2016
44.	Егорьевская колбасно- гастрономическая фабрика	Егорьевск, Московская область	Апрель 2016
45.	ООО "Порцион"	д. Красное, Минская обл., Белоруссия	Июнь 2016

46.	СПК "Баай-Ас"	с. Ытык-Кюель, Таттинский улус, Республика Саха (Якутия)	Сентябрь 2016
47.	ЗАО "РОСПРОДУКТ"	Обнинск, Калужская обл.	Декабрь 2016
48.	ООО "Порционные продукты"	Балабаново, Калужская обл.	Март 2017
49.	Кондитерский дом «Флавия»	Нижний Новгород	Август 2017
50.	ООО "ВАНОРТТОН ПРОИЗВОДСТВО"	пос. Тучково, Рузский р-н, Московская обл.	Февраль 2018
51.	ООО "Порционные продукты"	Балабаново, Калужская обл.	Ноябрь 2017
52.	ОАО "Рязанский завод плавленых сыров"	Рязань	Сентябрь 2018
53.	ООО "AIRPRODSNAB"	Ташкент, Узбекистан	Август 2018
54.	ООО "PARMOLAD-PROD"	Ташкент, Узбекистан	Ноябрь 2018
55.	ООО "Мясокомбинат "Дружба Народов"	с. Петровка, Красногвардейский р-н, Республика Крым	Апрель 2019
56.	ООО "Мясокомбинат "Дружба Народов"	с. Петровка, Красногвардейский р-н, Республика Крым	Апрель 2019
57.	ОАО "Рязанский завод плавленых сыров"	Рязань	Май 2019
58.	ООО "GERAKL"	Бухара, Узбекистан	Февраль 2019
59.	ООО "Порционные продукты"	Обнинск, Калужская обл.	Июнь 2019
60.	ООО "ОРЁЛ"	Орел	Ноябрь 2019
61.	ОАО "КДП "Молочный край"	Хабаровск	Октябрь 2019

#### § 4.7. Результаты и выводы по главе 4

В настоящей главе были рассмотрены различные механизмы силовых станций, содержащие несколько приводов с неподвижным соединением выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном.

Использование принципа многопоточности позволяет разделить функции и передачу энергии для повышения энергоэффективности механизмов силовых станций и увеличения развиваемых ими технологических усилий. Все рассмотренные варианты построения 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.

Результаты:

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.
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. Для сравнительной оценки разработанных силовых станций предложено использовать критерий удельного усилия, показывающий величину развиваемого силовой станцией технологического усилия, приходящегося на единицу затрачиваемой энергии.

Было показано, что:

1. Наличие замкнутого контура позволяет разделить движение по двум степеням подвижности механизма и реализовать перемещение выходного звена с помощью одного привода с различным усилием.
2. 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. 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.

## Заключение

Одним из основных результатов выполненной работы является расширение классификации многопоточных систем. Это развитие касается 4-го и 9-го пунктов классификации и 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 снижения 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, диапазон регулирования и плавность хода.

- 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. Благодравова 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 литературы

1. Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А., Никольская Т.А., Полковников В.С. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности "Подъемно-транспортные машины и оборудование". М.: Машиностроение, 1986.
2. Альгин В.Б. Анализ, синтез и классификация структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы // Механика машин, механизмов и материалов, № 4(17), 2011. С. 29-36.
3. Альгин В.Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс. Минск: Беларус. навука, 2014.
4. Антонов А.С. Комплексные силовые передачи: Теория силового потока и расчет передаваемых систем. Л.: Машиностроение, 1981.
5. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1975.
6. Аракелян В., Брио С., Глазунов В.А. Исследование особых положений манипулятора с параллельной структурой "Паминса" // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 1, 2006. С. 80-88.
7. Арзуманян К.С., Колискор А.Ш. Синтез структур 1-координатных систем для исследования и диагностирования промышленных роботов // В кн.: Испытания, контроль и диагностирование гибких производственных систем. М.: Наука, 1988. С. 70-81.
8. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: Справочное пособие. В 7 томах. Т. III: Рычажно-кулачковые, рычажно-зубчатые, рычажно-храповые, рычажно-клиновые и винто-рычажные механизмы. Механизмы с гибкими и упругими звеньями. 2-е изд. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979.
9. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: Справочное пособие. В 7 томах. Т. IV: Зубчатые механизмы. 2-е изд. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980.

10. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. 4-е изд. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.
11. Артоболевский И.И., Кобринский А.Е. Роботы // Машиноведение, № 5, 1970. С. 3-11.
12. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. М.: Физматгиз, 1959. 184 с.
13. Банкетов А.Н., Бочаров Ю.А., Добринский Н.С., Ланской Е.Н., Прейс В.Ф., Трофимов И.Д. Кузнечно-штамповое оборудование: Учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982.
14. Беляев Ф.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач. М.: автореф. дис. канд.техн.наук, 1971.
15. Благодарский В.А., Колесник Н.С., Зиновьева М.С. Машины-автоматы для упаковки пищевых продуктов: Справочник. Киев: Техніка, 1985.
16. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб. заведений. М.: Издательский центр "Академия", 2008.
17. Бурдуковский В.Г., Инатович Ю.В. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2018.
18. Вайсман Е.Г., Корендясев А.И., Новиков В.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Автоматическая упаковочная машина преимущественно для жидких и полужидких продуктов, RU 2138427, Sep 27, 1999.
19. Велиев Е.И., Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А., Филиппов Г.С., Терехова А.Н. Разработка и решение задачи о положениях механизма параллельно-последовательной структуры для хирургических операций как альтернатива роботу Da Vinci // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 4, 2019. С. 3-13.
20. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1968.
21. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1974.



22. Воробьев Е.И., Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М.: Наука, 1991. 262 с.
23. Ганиев Р.Ф. О современном состоянии и перспективах развития ИМАШ РАН. Проблемы механики машин и прорывных технологий // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 3, 2014. С. 11-36.
24. Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А. Манипуляционные механизмы параллельной структуры и их приложения в современной технике // Доклады академии наук, Т. 459, № 4, 2014. С. 428-431.
25. Глазунов В.А., Данилин П.О., Левин С.В., Тывес Л.И., Шалюхин К.А. Разработка механизмов параллельной структуры с кинематической и динамической развязкой // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 2, 2010. С. 23-32.
26. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991.
27. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф., Модель Б.И. Принципы классификации и методы анализа пространственных механизмов с параллельной структурой // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 1, 1990. С. 41-49.
28. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Модель Б.И., Чернов В.Ф. Определение положений выходного звена 1-координатных механизмов // Машиноведение, № 3, 1989. С. 49-53.
29. Глазунов В.А., Филиппов Г.С., Ласточкин А.Б. Разработка и применение роботизированных комплексов на современных принципах для проведения технологических операций при изготовлении центрального тела сопла турбореактивного двигателя // В кн.: Перспективные методы обработки деталей машин / ред. Москвитин Г.В. М.: Ленанд, 2019. С. 23-37.
30. Глазунов В.А., Филиппов Г.С., Петраков А.А., Царьков А.В. Разработка новых механизмов для современных робототехнических систем, предназначенных для технологических, медицинских, аддитивных и

- диагностических устройств // В кн.: Новые механизмы в современной робототехнике / ред. Глазунов В.А. М.: Техносфера, 2018. С. 131-143.
31. Данилин П.О. Разработка и анализ механизмов параллельной структуры с групповой кинематической развязкой. М.: дисс. канд. техн. наук : 05.02.18, 2011.
  32. Данилин П.О., Тывес Л.И., Глазунов В.А. Групповая кинематическая развязка движений в механизмах параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин, No. 3, 2010. pp. 27-35.
  33. Двухрядный фасовочный автомат ПАСТПАК Р2 [Электронный ресурс] [2020]. URL: <https://taurasfenix.com/oborudovanie/fasovochnye-avtomaty/pastpak-r2-dvukhryadnyy/> (дата обращения: 23.04.2020).
  34. Диденко Е.В., Глазунов В.А., Филиппов Г.С. Кинематический анализ плоского механизма параллельной структуры с одной степенью свободы // Проблемы машиностроения и автоматизации, Т. 4, 2018. С. 52-60.
  35. Диментберг Ф.М. Теория винтов и ее приложения. М.: Наука, 1978. 327 с.
  36. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М.: Наука, 1982. 336 с.
  37. Добронравов С.С., Дронов В.Г. Строительные машины и основы механизации: Учеб. для строит. вузов. М.: Высш. шк., 2001.
  38. Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006.
  39. Залко А.И. Коробка передач, SU 189695, Nov 30, 1966.
  40. Зеленский В.С., Иванов А.И. Строительные машины и оборудование: Учебник для техникумов. 4-е изд. М.: Стройиздат, 1979.
  41. Зубков В.Ф. Синтез кинематических схем трансмиссий транспортных машин : Учеб. пособие. Волгоград: Волгоград. гос. техн. ун-т, 1999.

42. Иванов А.Н. Проектирование сложных планетарных механизмов. Л.: Машиностроение, 1973.
43. Иванченко П.Н., Сушков Ю.А., Вашец А.Д. Автоматизация выбора схем планетарных коробок передач. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1974.
44. Кирдяшев Ю.Н. Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981.
45. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. М.: Наука, 1989.
46. Колискор А.Ш. Разработка и исследование промышленных роботов на основе I-координат // Станки и инструмент, № 12, 1982. С. 21-24.
47. Колискор А.Ш., Правоторова Е.А. Исследование точности движения охвата промышленного робота в пространстве // Машиноведение, № 1, 1989. С. 56-63.
48. 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. С. 280-286.
49. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Манипуляционные системы роботов. М.: Машиностроение, 1989.
50. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. М.: Наука, 2006.
51. 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, № 2-3(5), 2012. С. 10-13.
52. 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, № 1(6), 2013. С. 5-9.
53. Корендяев Г.К., Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Об одной специфической задаче сборки в автоматических линиях упаковки типа: формовка – фасовка – укупорка – вырубка // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 2, 2013. С. 84-92.
54. Косов В.П. Вально-планетарные коробки передач с тремя степенями свободы // Вестник Курганского государственного университета. Серия: Технические науки, № 17, 2010. С. 34-37.
55. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. М: Машиностроение-1, 2003.
56. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000.
57. Крайнев А.Ф. Многоскоростные зубчатые передачи (коробки передач) // Справочник. Инженерный журнал. 2005. No. 9.
58. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1987.
59. Крайнев А.Ф. Функциональная классификация механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 5, 1993. С. 10-20.
60. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б. Современные направления конструирования планетарных многоскоростных механизмов // Справочник. Инженерный журнал, № 12, 2008. С. вкладка.
61. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б. Тенденции совершенствования планетарных многоскоростных механизмов (начальные этапы развития схем и конструктивных элементов) // Справочник. Инженерный журнал, № 11, 2008. С. вкладка.
62. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б., Орешкин В.Е. Коробка передач, RU 2391588, Jun 10, 2010.

63. Красненьков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986.
64. Крейнес М.А., Розовский М.С. Зубчатые механизмы (выбор оптимальных схем). М.: Главная редакция физико-математической литературы, 1972.
65. Кристи М.К., Красненьков В.И. Новые механизмы трансмиссий. М.: Машиностроение, 1967.
66. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н. Планетарные передачи (Справочник). Л.: Машиностроение, 1977.
67. Кудрявцев Е.М. Строительные машины и оборудование: Учебник. М.: Издательство АСВ, 2012.
68. Ларюшкин П.А., Эрастова К.Г., Филиппов Г.С., Хейло С.В. К расчету механизмов типа Delta с линейными приводами и различным числом степеней свободы // Проблемы машиностроения и надежности машин, № 3, 2019. С. 37-44.
69. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов. 2-е изд. М.: Наука, 1990. 592 с.
70. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: в 2-х томах. Т. I. Статика и кинематика. 8-е изд. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1982. 352 с.
71. Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., Тараторкин А.И., Харитонов С.А. Гидромеханическая коробка передач, RU 2549343, Apr 27, 2015.
72. 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, № 5, 2015. С. 52-59.
73. Некрасов В.И. Коробка передач, RU 2053138, Jan 27, 1996.
74. Некрасов В.И. Шестнадцатиступенчатая вальнопланетарная коробка передач, RU 2350485, Mar 27, 2009.

75. Некрасов В.И. Шестнадцатиступенчатая несоосная вальнопланетарная коробка передач, RU 2323105, Apr 27, 2008.
76. Носова Н.Ю., Глазунов В.А., Палочкин С.В. Динамический анализ манипулятора параллельной структуры // Дизайн и технологии, No. 47(89), 2015. pp. 83-94.
77. Носова Н.Ю., Глазунов В.А., Палочкин С.В., Терехова А.Н. Синтез механизмов параллельной структуры с кинематической развязкой // Проблемы машиностроения и надежности машин, No 5, 2014. С. 34-40.
78. Прокофьев В.Н. Основы теории гидромеханических передач. М.: Машгиз, 1957.
79. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. М.: Машиностроение, 1972.
80. Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б. Коробка передач, RU 2531995, Oct 27, 2014.
81. Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б. Новые технические решения в построении упаковочных автоматов типа Form – Fill – Seal (FFS) // Справочник. Инженерный Журнал, No 1, 2009. С. 22-27.
82. 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, No 3, 2013. С. 71-79.
83. Саламандра К.Б. Классификация и синтез трехпоточных вально-планетарных коробок передач // Тракторы и сельхозмашины, No 1, 2018. С. 55-67.
84. Саламандра К.Б. Многопоточная вально-планетарная коробка передач, RU 2724943, Jun 26, 2020.
85. Саламандра К.Б. Модульные многоскоростные коробки передач // Проблемы машиностроения и надежности машин, No 5, 2009. С. 20-26.

86. Саламандра К.Б. Расчет передаточных отношений трехпоточной вально-планетарной коробки передач // Журнал автомобильных инженеров, № 6(113), 2018. С. 48-54.
87. Саламандра К.Б. Синтез и статический анализ многопоточных вально-планетарных коробок передач // Актуальные вопросы машиноведения, № 7, 2018. С. 140-145.
88. Саламандра К.Б. Синтез схем многоскоростных комбинированных коробок передач с неподвижными и подвижными осями зубчатых колес. М.: дисс. канд. техн. наук : 05.02.18, 2009.
89. Саламандра К.Б. Синтез схем многоскоростных передач последовательным подключением однотипных по структуре модулей // Вестник научно-технического развития, № 1, 2010. С. 17-25.
90. Саламандра К.Б. Современные методы синтеза автоматических планетарных коробок передач // Известия МГТУ «МАМИ», № 3(33), 2017. С. 49-55.
91. Саламандра К.Б., Крайнев А.Ф., Рагхаван М., Саламандра Б.Л. Анализ и синтез двухпоточных многоскоростных передач транспортных машин // Справочник. Инженерный журнал, № 5, 2012. С. 35-41.
92. Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы: учебное пособие. М.: МГИУ, 2008.
93. Таловеров В.Н., Гудков И.Н., Таловеров А.В. Кузнечно-штамповочное оборудование: курс лекций. Ульяновск: УлГТУ, 2006.
94. Тывес Л.И. Механизмы робототехники: Концепция развязок в кинематике, динамике и планировании движений. М.: Ленанд, 2014. 208 с.
95. Тывес Л.И. Синтез нового механизма параллельной структуры 3x2 с полной групповой кинематической развязкой // В кн.: Новые механизмы в современной робототехнике / ред. Глазунов В.А. М.: Техносфера, 2018. С. 121-130.

96. Тывес Л.И., Данилин П.О., Глазунов В.А. Манипулятор-трипод с шестью степенями подвижности, RU 2403144, Nov 10, 2010.
97. Фасовочный автомат АДНК 39 однорядный [Электронный ресурс] [2020]. URL: <http://profitex.ru/oborudovanie/2-fasovochnoe-oborudovanie-rotornogo-t/1-avtomat-dlya-fasovki-v-butylku-banki-g-2> (дата обращения: 23.04.2020).
98. Филиппов Г.С. Научное обоснование и разработка механизмов параллельно-последовательной структуры для многокоординатных манипуляционных систем. М.: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 2019.
99. Филиппов Г.С., Глазунов В.А. Перспективы применения механизмов параллельной структуры в аддитивных технологиях изготовления центрального тела сопла турбореактивного двигателя, высокопрецизионных хирургических манипуляциях, зондовой диагностике плазменных потоков // Проблемы машиностроения и автоматизации, Т. 3, 2018. С. 121-128.
100. Филиппов Г.С., Глазунов В.А., Ласточкин А.Б. Механизм параллельной структуры с пятью степенями свободы для вертебральных операций и аддитивных технологий // Справочник. Инженерный журнал с приложением, № 10(259), 2018. С. 55-60.
101. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. М.: ООО "Издательство Астрель", 2003.
102. Харитонов С.А., Нагайцев М.В. Метод синтеза кинематических схем планетарных коробок передач с четырьмя степенями свободы // Инженерный журнал: наука и инновации, № 10, 2013.
103. Хейло С.В. Решение задачи кинематики сферического манипулятора параллельной структуры // Машиностроение и инженерное образование, № 4(25), 2010. С. 18-22.



104. Хейло С.В. Синтез сферических манипуляторов параллельной структуры // Справочник. Инженерный журнал, № 6, 2012. С. 23-28.
105. Хейло С.В. Структурно-геометрический анализ сферического манипулятора параллельной структуры // Справочник. Инженерный журнал, № 12, 2012. С. 9-14.
106. Черноусько Ф.Л. О движении тела, содержащего подвижную внутреннюю массу // Доклады Академии наук, Vol. 405, No. 1, 2005. pp. 56-60.
107. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.А., Градецкий В.Г. Манипуляционные роботы. М.: Наука, 1989.
108. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.Н. Мобильные роботы, управляемые движением внутренних тел // Труды института математики и механики УрО РАН, Vol. 16, No. 5, 2010. pp. 213-222.
109. Шабанов К.Д. Замкнутые дифференциальные передачи. М.: Машиностроение, 1972.
110. Шалюхин К.А. Построение и анализ пространственных механизмов параллельной структуры с кинематической развязкой. М.: дисс. канд. техн. наук. : 05.02.18, 2018.
111. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». М.: Машиностроение, 2004.
112. 10-ступенчатая коробка DSG и другие новинки Volkswagen: капли прогресса [Электронный ресурс] [2015]. URL: <https://www.zr.ru/content/articles/748072-10-stupenchataya-korobka-dsg-drugie-novinki-volkswagen-kapli-progressa/> (дата обращения: 10.02.2020).
113. Автомат М6-АР2ТМ-10-01 для фасовки и упаковки сливочного масла в брикет (100г, 125г) [Электронный ресурс] [2020]. URL:

<http://www.zid.ru/produktsiya/oborudovanie-dlya-pishchevoy-promysh/4044/> (дата обращения: 23.04.2020).

114. Arakelian V., Briot S., Glazunov V. Improvement of functional performance of spatial parallel manipulators using mechanisms of variable structure // Proceedings of the Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science. (IFTToMM). Besancon, France. 2007. Vol. 5. pp. 159-164.
115. Arakelian V., Briot S., Glazunov V. Increase of singularity-free zones in the workspace of parallel manipulators using mechanisms of variable structure // Mechanism and Machine Theory, Vol. 43, 2008. pp. 1129-1140.
116. Arakelian V., Gue'gan S., Briot S. Static and Dynamic Analysis of the PAMINSA (Parallel Manipulator of the I.N.S.A.) // Proceedings of the ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. 2005. Vol. 7. pp. 803-809.
117. Arnaudov K., Karaivanov D. Alternative method for analysis of complex compound planetary gear trains: Essence and possibilities // In: Power Transmissions, Mechanisms and Machine Science, 13 / Ed. by Dobre G. Springer, Dordrecht, 2013. pp. 3-20.
118. Arnaudov K., Karaivanov D. The torque method used for studying coupled two-carrier planetary gear trains // Transactions of FAMENA, T. 37, № 1, 2013. C. 49-61.
119. Bai S., Maguire J., Peng H. Dynamic analysis and control system design of automatic transmission. Warrendale: SAE International, 2013.
120. Bałchanowski J., Szrek J., Wudarczyk S. Analysis of constraint equations of the parallel mechanisms with 3 DoF in singular configurations // IFTToMM WC 2019. Advances in Mechanism and Machine Science. 2019. Vol. 73. pp. 607-616.
121. Bolotnik N.N., Jatsun S.F., Jatsun A.S., Cherepanov A.A. Automatically controlled vibration-driven robots // IEEE International Conference on Mechatronics. Budapest. 2006. pp. 438-441.

122. Borgerson J.B. Multi-speed transmission with differential gear set and countershaft gearing, US 7311630, Dec 25, 2007.
123. Brinker J., Corves B., Takeda Y. Kinematic performance evaluation of high-speed Delta parallel robots based on motion/force transmission indices // Mechanism and Machine Theory, Vol. 125, 2018. pp. 111-125.
124. Brinker J., Funk N., Ingenlath P., Takeda Y., Corves B. Comparative Study of Serial-Parallel Delta Robots With Full Orientation Capabilities // IEEE Robotics and Automation Letters, Vol. 2, No. 2, 2017. pp. 920-926.
125. Butter packing machine - ARM [Электронный ресурс] // FASA: [сайт]. [2020]. URL: <https://www.fasa.lt/en/fasa-product/butter-packing-machine-arm/> (дата обращения: 23.04.2020).
126. Ceccarelli M. A new 3 d.o.f. spatial parallel mechanism // Mechanism and Machine Theory, Vol. 32, No. 8, 1997. pp. 896-902.
127. Ceccarelli M. Fundamentals of Mechanics of Robotic Manipulations. Kluwer Academic Publishers, 2004.
128. Chernousko F.L. Snake-Like Locomotions of Multilink Mechanisms // Journal of Vibration and Control, Vol. 9, No. 1-2, 2003. pp. 235-256.
129. Chu X., Gao F. Kinematic coupling complexity of heavy-payload forging manipulator // Robotica, Vol. 30, No. 4, 2011. pp. 551-558.
130. Clavel R. Delta, a fast robot with parallel geometry // Proc. Int. Symposium on Industrial Robots. 1988. pp. 91-100.
131. Clavel R. Device for displacing and positioning an element in space, WO8703528, Jun 18, 1987.
132. Diosi G., Haupt J., Gumpoltsberger G., Ziemer P., Kamm M. Multispeed transmission, WO 2006074707, Jul 20, 2006.
133. Gitt C., Schnitzer D., Burckhardt K. Automated transmission for a motor vehicle and method for operating the same, WO 2006032312, Mar 30, 2006.
134. Glazunov V., Nosova N., Kheylo S., Tsarkov A. Design and Analysis of the 6-DOF Decoupled Parallel Kinematics Mechanism // In: Dynamic

- Decoupling of Robot Manipulators. Mechanisms and Machine Science, vol 56 / Ed. by V. A. Springer, Cham, 2018.
135. Gogu G. Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations // European Journal of Mechanics - A/Solids, Vol. 23, No. 6, 2004. pp. 1021-1039.
  136. Gogu G. Structural Synthesis of Parallel Robots. Springer, Dordrecht, 2008.
  137. Gosselin C., Angeles J. The Optimum Kinematic Design of a Spherical Three-Degree-of-Freedom Parallel Manipulator // Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design, Vol. 111, No. 2, 1989. pp. 202-207.
  138. Gosselin C.M., Angeles J. Singularity analysis of closed-loop kinematic chains // IEEE Transactions on Robotics and Automatics, Vol. 6(3), 1990. pp. 281-290.
  139. Gough V.E. Contribution to Discussion of Papers on Research in Automobile Stability, Control and in Tyre Performance // Pr. Autom. Div. Inst. Mech. Eng. 1956. pp. 396-396.
  140. Gough V.E., Whitehall S.G. Universal Tire Test Machine // Proceedings of 9th International Technical Congress FISITA. 1962. Vol. 117. pp. 117-135.
  141. Gumpoltsberger G., Dreibholz R. Automated multiple-gear transmission, US 7004878, Feb 28, 2006.
  142. Gumpoltsberger G., Ebenhoch M., Maier M., John T. Double Clutch Transmission, US 7231843, Jun 19, 2007.
  143. Gwon Y.H. 10-stage dual clutch transmission for vehicle, US 20160341284, Nov 24, 2016.
  144. Hara A., Sugimoto K. Synthesis of Parallel Micromanipulators // ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 111, No. 1, 1989. pp. 34-39.
  145. Hervé J.M., Sparacino F. Structural synthesis of parallel robots generating spatial translation // 5th Int. Conf. Adv. Robot., IEEE no. 91TH0367-4. 1991. Vol. 1. pp. 808-813.

146. How Dual-clutch Transmissions Work [Электронный ресурс] URL: <https://auto.howstuffworks.com/dual-clutch-transmission.htm> (дата обращения: 10.02.2020).
147. Hunt К.Н. Kinematic Geometry of Mechanisms. Oxford: Claredon Press, 1978.
148. Hunt К.Н. Structural kinematics of in parallel actuated robot arms // Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 105, No. 4, 1983. pp. 705-712.
149. Innocenti C., Parenti-Castelli V. Closed-form Direct Position Analysis of a 5-5 Parallel Mechanism // ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 115, No. 3, 1993. pp. 515-521.
150. Innocenti C., Parenti-Castelli V. Direct Position Analysis of the Stewart Platform Mechanism // Mechanism and Machine Theory, Vol. 25, No. 6, 1990. pp. 611-621.
151. Innocenti C., Parenti-Castelli V. Echelon Form Solution of the Direct Kinematics for the General Fully-Parallel Spherical Wrist // Mechanism and Machine Theory, Vol. 28, No. 4, 1993. pp. 553-561.
152. Jatsun S.F., Malchikov A.V. Mobile Worm-Like Robots for Pipe Inspection // In: Handbook of Research on Advancements in Robotics and Mechatronics / Ed. by Habib M.K. 2014. pp. 168-218.
153. Jin Q., Yang T.L. Synthesis and analysis of a group of 3 degree-of-freedom partially decoupled parallel manipulators // Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 126, No. 2, 2004. pp. 301-306.
154. Jin Y., Chen I.M., Yang G. Kinematic design of a 6-DOF parallel manipulator with decoupled translation and rotation // IEEE Transactions on Robotics, Vol. 22, No. 3, 2006. pp. 545-551.
155. Jin Y., Chen I.M., Yang G. Structure Synthesis and Singularity Analysis of a Parallel Manipulator Based on Selective Actuation // Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Robotics & Automation. New Orleans. 2004. pp. 4533-4538.

156. Jomartov A., Tuleshov A., M. K. Designing of a Crank press on the Basis of High Class Planar Linkages // In: *Advances in Mechanism and Machine Science, Mechanisms and Machine Science, 73* / Ed. by Uhl T. Springer Nature Switzerland AG, 2019. pp. 3027-3036.
157. Kawamoto M. Transmission for vehicle, WO 02070919, Sep 12, 2002.
158. Kerr J.H., Ferguson R.J. Incremental transmission logic: the kinematics of the quadriratio stage // *Mechanism and Machine Theory, Vol. 18, No. 5*, 1983. pp. 357-361.
159. Kerr J.H., Ferguson R.J. The binary logic incremental transmission // *Mechanism and Machine Theory, Vol. 20, No. 1*, 1985. pp. 1-6.
160. Kong X., Gosselin C.M. Type synthesis of input-output decoupled parallel manipulators // *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, Vol. 28, No. 2A*, 2004. pp. 185-196.
161. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions // *Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science. Dordrecht, Springer. 2013. Vol. 13*.
162. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission, US 8360919, Jan 29, 2013.
163. Kutzbach K. Mehrgliedrige Radgetriebe und ihre Gesetze // *Maschinenbau, No. 22*, 1927. pp. 1050–1083.
164. Laribiab M.A., Romdhanea L., Zeghloulb S. Analysis and dimensional synthesis of the DELTA robot for a prescribed workspace // *Mechanism and Machine Theory, Vol. 42, No. 7*, 2007. pp. 859-870.
165. Legnania G., Fassic I., Giberti H., Cinquemani S., Tosia D. A new isotropic and decoupled 6-DoF parallel manipulator // *Mechanism and Machine Theory, Vol. 58*, 2012. pp. 64-81.
166. Markl J., Heitmann A., Hummel S., Vollmer F. Dual clutch transmission, WO 2014067635, May 08, 2014.
167. Matthes B. Dual Clutch Transmissions - Lessons Learned and Future Potential // *SAE Technical Paper. 2005. No. 2005-01-1021*.

168. Mavroidis C., Roth B. Analysis of Overconstrained Mechanisms // ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 117, No. 1, 1995. pp. 69-74.
169. Merlet J.P. Jacobian, Manipulability, Condition Number and Accuracy of Parallel Robots // In: Robotics Research / Ed. by Thrun S., Brooks R., Durrant-Whyte H. Springer, Berlin, Heidelberg, 2007. pp. 175-184.
170. Merlet J.P. Parallel Robots. Springer, Dordrecht, 2006.
171. Mianowski K. Singularity analysis of parallel manipulator POLMAN 3x2 with six degrees of freedom // 12th IFToMM World Congress, Besancon (France). 2007.
172. Müller H.W. Epicyclic Drive Trains. Analysis, Synthesis, and Applications. Detroit: Wayne State University Press, 1982.
173. Nayak A., Caro S., Wenger P. A Dual Reconfigurable 4-rRUU Parallel Manipulator // 2018 International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots (ReMAR). Delft. 2018. pp. 1-6.
174. Nayak A., Caro S., Wenger P. Operation modes and workspace of a 4-rRUU Parallel Manipulator // IFToMM WC 2019. Advances in Mechanism and Machine Science. 2019. Vol. 73. pp. 649-657.
175. Nielsen J., Roth B. Formulation and Solution for the Direct and Inverse Kinematics Problems for Mechanisms and Mechatronics Systems // In: Computational Methods in Mechanical Systems / Ed. by Angeles J., Zakhariiev E. Berlin, Heidelberg: Springer, 1998. pp. 33-52.
176. Phillips A.W. Triple clutch multi-speed transmission, US 9145960, Sep 29, 2015.
177. Rieger W., Gumpoltsberger G., Wafzig J., Baasch D., Dreibholz R., Knobelspies M. Automatic multi-speed vehicle gearbox, WO 03025431, Mar 27, 2003.
178. Roth B., Freudenstein F. Synthesis of Path-Generating Mechanisms by Numerical Methods // Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Vol. 85, 1963. pp. 298-307.

179. Salamandra K. Gear ratios calculation for planetary-layshaft transmissions with three power-flows // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT, 2019. pp. 57-65.
180. Salamandra K. Perspective Planetary-Layshaft Transmissions with Three Power Flows // In: Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering / Ed. by Evgrafov A. Cham: Springer, 2019.
181. Salamandra K. Static analysis and parameters synthesis of planetary-layshaft transmissions with three power flows // MATEC Web of Conferences, Vol. 224, 2018. P. 02040.
182. Salamandra K. Transmissions with three power-flows for trucks and tractors // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT, 2018. pp. 1955-1961.
183. Salamandra K.B. Synthesis planetary-layshaft transmission with single transition shifts // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., Vol. 489, 2019. P. 012061.
184. Schreiber W., Becker V. Doppelkupplungsgetriebe, DE 19821164, Nov 18, 1999.
185. Stewart D. A Platform With Six Degrees of Freedom // Proc. Instn. Meek Engrs., Part 1, Vol. 180, No. 1, 1965. pp. 371-376.
186. Sugimoto K. Existence Criteria for Overconstrained Mechanisms Design // ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 112, No. 3, 1990. pp. 295-298.
187. Sugimoto K. Kinematic and Dynamic Analysis of Parallel Manipulators by Means of Motor Algebra // ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 109, No. 1, 1987. pp. 3-7.
188. Sugino S. Automatic transmission, WO 2004104444, Dec 02, 2004.
189. Sutherland G., Roth B. A transmission index for spatial mechanisms // Trans. ASME: Journal of Engineering for Industry, 1973. pp. 589-597.
190. TOX® PRESSOTECHNIK offers a list of downloadable brochures and data sheets to provide technical information for all available products. // Tox-Pressotechnik. URL: <https://ru.tox->



pressotechnik.com/assets/countries/EN/pdf/TOX\_Powerpackage\_10\_en.pdf (дата обращения: 28.05.2020).

191. Tsai L.W. Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators. New York: John Wiley & Sons Inc., 1999.
192. Tyves L., Glazunov V., Danilin P., Thanh N.M. Decoupled Parallel Manipulator with Universal Joints and Additional Constraints // In: ROMANSY 18 Robot Design, Dynamics and Control. CISM International Centre for Mechanical Sciences, vol 524 / Ed. by Parenti Castelli V., Schiehlen W. Springer, Vienna, 2010.
193. Vischer P., Clavel R. Kinematic calibration of the parallel DELTA robot // Robotica, Vol. 16, 1998. pp. 207-218.
194. Wheals J.C., Turner A., Ramsay K., O'Neil A., Bennet J., Fang H. Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost // SAE Technical Paper # 2007-01-1096.
195. Willis R. Principles of Mechanism. London: Longmans, Green and Co, 1841.
196. Wolf A. Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe. Braunschweig: Friedr. Vieweg und Sohn, 1958.
197. Wu Y., Carricato M. Design of a Novel 3-DoF Serial-Parallel Robotic Wrist: A Symmetric Space Approach // Robotics Research. Springer Proceedings in Advanced Robotics. 2018. Vol. 2.
198. Wu Y., Selig J., Carricato M. Parallel Robots with Homokinetic Joints: The Zero-Torsion Case // IFToMM WC 2019. Mechanisms and Machine Science. Springer, Cham. 2019. Vol. 73.
199. Xu Y., Teng Z., Yao J., Zhou Y., Zhao Y. Elastodynamic analysis of a novel motion-decoupling forging manipulator // Mechanism and Machine Theory, Vol. 147, 2020. P. 103771.
200. Yang S.S. Automatic transmission for vehicles, US 7833120, Nov 16, 2010.
201. Yang S.S. Automatic transmission for vehicles, US 8043187, Oct 25, 2011.

202. Zimmerman K., Zeidis I., Bolotnik N., Jatsun S. Dynamics of Mobile Vibration-Driven Robots // In: SYROM 2009 / Ed. by Visa I. Springer, Dordrecht. 2009.