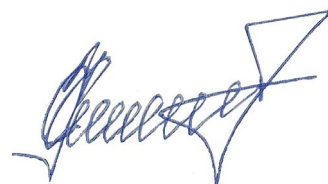


Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А. А. Благонравова Российской академии наук

На правах рукописи



Киселев Сергей Валерьевич

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СКЛАДНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ, ВКЛЮЧАЮЩИХ КРУГОВУЮ
НАПРАВЛЯЮЩУЮ**

Специальность 2.5.2. Машиноведение

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук
Фомин Алексей Сергеевич

Москва – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Введение..... | 5 |
| ГЛАВА 1. Обзор известных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, методов их синтеза и комплексного анализа..... | 15 |
| 1.1. Обзор механизмов с шестью степенями свободы | 15 |
| 1.1.1. Механизмы с шестью кинематическими цепями | 15 |
| 1.1.2. Механизмы с четырьмя кинематическими цепями..... | 16 |
| 1.1.3. Механизмы с тремя кинематическими цепями..... | 17 |
| 1.2. Обзор механизмов с тремя и двумя степенями свободы | 19 |
| 1.2.1. Механизмы с плоским движением выходного звена | 19 |
| 1.2.1. Механизмы со сферическим движением выходного звена | 20 |
| 1.3. Обзор известных методов структурного синтеза и анализа и параметрического синтеза механизмов с круговой направляющей | 23 |
| 1.4. Обзор известных методов комплексного анализа механизмов с круговой направляющей | 26 |
| 1.4.1. Методы исследования особых положений..... | 26 |
| 1.4.2. Методы построения рабочих зон..... | 28 |
| 1.4.3. Исследования в области кинематики и динамики..... | 30 |
| 1.5. Выводы по главе 1..... | 31 |
| ГЛАВА 2. Анализ подвижности и синтез складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей..... | 32 |
| 2.1. Анализ подвижности существующих механизмов с круговой направляющей | 32 |
| 2.2. Синтез нового семейства складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей..... | 37 |

| | |
|--|-----|
| 2.3. Разработка двухмодульных механизмов с нижним реконфигурируемым модулем в качестве шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей..... | 44 |
| 2.4. Выводы по главе 2..... | 49 |
| ГЛАВА 3. Кинематический анализ шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей | 50 |
| 3.1. Решение обратной кинематической задачи..... | 51 |
| 3.2. Решение прямой кинематической задачи..... | 55 |
| 3.3. Численный пример решения обратной и прямой кинематических задач..... | 62 |
| 3.4. Разработка компьютерной модели механизма и решение на ее основе задач о положениях, скоростях и ускорениях с применением САПР | 64 |
| 3.5. Построение рабочей зоны механизма | 77 |
| 3.6. Определение особых (сингулярных) положений механизма | 87 |
| 3.7. Выводы по главе 3..... | 91 |
| ГЛАВА 4. Виртуальное и физическое прототипирование шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей | 93 |
| 4.1. Разработка виртуального прототипа механизма..... | 95 |
| 4.2. Моделирование обратной задачи динамики с применением САПР..... | 98 |
| 4.3. Изготовление и сборка физического прототипа механизма..... | 102 |
| 4.4. Возможные применения разработанного механизма | 109 |
| 4.5. Выводы по главе 4..... | 116 |
| Заключение | 118 |
| Список литературы | 121 |
| Приложение А1 | 136 |

| | |
|---------------------|-----|
| Приложение А2 | 138 |
| Приложение А3 | 139 |
| Приложение А4 | 140 |
| Приложение Б1 | 141 |
| Приложение Б2 | 142 |
| Приложение Б3 | 143 |
| Приложение Б4 | 144 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации. Функционирование большей части отраслей промышленности напрямую связано с применением различных типов механизмов и машин. Повышение эффективности отраслевых производственных процессов зачастую обеспечивается непрерывным усовершенствованием уже используемых технологических устройств, а также разработкой и внедрением принципиально новых.

При этом весьма востребованными в технике являются устройства, построенные на основе механизмов параллельной структуры. Такая востребованность обусловлена наличием исключительных функциональных свойств механизмов данного типа. Они обладают значительными нагрузочными способностями, повышенной маневренностью, жесткостью, точностью и другими свойствами, которые необходимы для эффективного выполнения современных технологических операций.

Большое многообразие создаваемых механизмов параллельной структуры обусловлено широкими возможностями их практического использования. В частности, они применяются в конструкциях металлообрабатывающих станков, в различных измерительных устройствах, в системах позиционирования, в сервисных и медицинских роботах, а также авто- и авиатренажерах.

При этом для решения многих технологических задач требуется обеспечение достаточно большого (в том числе неограниченного) угла поворота выходного звена вокруг некоторых осей, а также увеличенные габариты рабочей зоны. На сегодняшний день возможность увеличенного угла поворота обеспечивается в механизмах параллельной структуры с круговой направляющей, однако их рабочая зона имеет весьма небольшие размеры, что ограничивает возможности их практического применения. Кроме этого, механизмы данного типа имеют весьма громоздкие конструкции, которые в том числе не способны трансформироваться между трехмерными и двумерными

конфигурациями. Это также ограничивает перспективы их практического применения.

В связи с этим проблема синтеза и анализа механизмов параллельной структуры, обеспечивающих увеличенный (в том числе неограниченный) угол поворота выходного звена и увеличенные габариты рабочей зоны, а также способных трансформироваться в компактные двумерные конструкции, является весьма актуальной.

Область исследований диссертации соответствует пунктам 1 и 3 паспорта специальности 2.5.2. Машиноведение: «Синтез структурных и кинематических схем механизмов и обобщенных структурных схем машин, оптимизация параметров»; «Методы кинематического и динамического анализа, в том числе математического моделирования, анимационного и экспериментального исследования механизмов».

Степень разработанности темы. Разработке методов структурного синтеза и анализа механизмов параллельной структуры посвящены работы К. Ханта, Ф.М. Диментберга, Дж. Даффи, Л.-В. Цая, К. Сугимото, П.Г. Мудрова, Р. Ализадэ, А.Ф. Крайнева, Л.Т. Дворникова, Х. Анджелеса, К. Госслена, Ж.-П. Мерле, Ж. Эрве, Г. Гогу, Ж. Дая, С. Конга, В.А. Глазунова, Г.В. Рашояна, Г.С. Филиппова, К. Эрмана, Ж. Ленарчича, Т. Хуанга, Т. Танева, К. Ли, Ю. Фана, В. Е, К. Чжана, А.С. Фомина, А.В. Антонова, К. Чжена, Т. Суня, Б. Ли, Ж. Вэя, Б. Хе, Д. Мартинса, Ч. Хуана, Ф. Кси, Ф. Гао и др. ученых.

Методы структурного синтеза и анализа механизмов параллельной структуры базируются на применении структурных формул, теории графов, теории групп, методах винтового исчисления и др. алгоритмах. Данные методы можно сгруппировать в три основные категории: методы синтеза, основанные на анализе накладываемых связей (Constraint-based synthesis methods), методы синтеза, основанные на анализе допустимых движений (Motion-based synthesis methods) и методы теории графов и структурных формул подвижности.

Вопросы кинематического и динамического анализа механизмов

параллельной структуры рассмотрены в работах Э. Гофа, Д. Стюарта, Б. Дасгупты, Т. Мрутхюнджаи, Р. Клавелля, В. Аракеляна, М. Бури, М. Чеккарелли, И. Бонева, Д. Златанова, М.-А. Лариби, Ф. Венгера, Ю. Такеды, Д. Карбоне, С. Брио, В. Паренти-Кастелли, А.Ш. Колискора, А.И. Корендясева, Л.И. Тывеса, А.К. Алешина, Л.А. Рыбак, И.А. Несмиянова, М. Карригато, А. Кешкемети, К. Ге, С.В. Хейло, Д. Пислы, Ч.-С. Куо, С.Ф. Яцуна, Б. Корвеса, А. Мюллера, М. Хусти, С. Каро, М. Шохема, Р. ди Грегорио, Л. Хердера, Л. Ромданэ, П. Флореса, С. Зеглула, Г. Чирикяна, С. Агарвала, Д. Кваглии, М. Деде, М. Маккарти, С. Бандиопадхайайя, С. Стайку, А. Госала, Ш. Бая, П.А. Ларюшкина и др. ученых.

Среди методов кинематического анализа механизмов параллельной структуры широко используется аппарат винтового исчисления. Его применение позволяет решить задачу о положениях, скоростях и ускорениях, а также исследовать особые (сингулярные) положения, в которых возможна потеря степеней свободы, либо управляемости движения выходного звена. Для решения прямой задачи о положениях, которое зачастую не имеет аналитического вида, используются как классические численные методы (метод Ньютона—Рафсона, метод наименьших квадратов, интервальный анализ и т.п.), так и методы алгебраической геометрии (метод исключения (elimination method), метод продолжения по параметру (homotopy continuation), базисы Грёбнера (Gröbner bases) и др.).

Для составления уравнений движения и анализа динамики применяются метод Кейна, принцип возможных перемещений, метод Ньютона—Эйлера, принцип Гамильтона, метод Гиббса—Аппеля, подход Удвадия—Калаба, используются уравнения Лагранжа II рода.

Цель диссертационной работы: разработка новых складных механизмов параллельной структуры, снабженных круговой направляющей, и анализ их функциональных свойств.

Задачи, решаемые в работе:

1. Провести структурный синтез складной кинематической цепи,

включающей круговую направляющую и обеспечивающей создание на ее основе складных механизмов параллельной структуры с разным числом кинематических цепей.

2. Для синтезированного складного механизма параллельной структуры с тремя кинематическими цепями решить прямую и обратную кинематические задачи; разработать геометрический алгоритм построения рабочей зоны при горизонтальной и наклонной ориентациях выходного звена; определить особые (сингулярные) положения, в которых выходное звено становится неуправляемым или, наоборот, теряет степени свободы.

3. Разработать сборочную компьютерную модель (виртуальный прототип) нового складного механизма параллельной структуры и провести исследование его кинематических и динамических параметров с использованием систем автоматизированного проектирования.

4. На основе виртуального прототипа изготовить натурную модель (физический прототип) нового складного механизма параллельной структуры и провести экспериментальные исследования его структурных и кинематических параметров, подтверждающие теоретические расчеты.

Научная новизна:

1. Разработана модель складной кинематической цепи, на основе которой синтезированы новые складные механизмы параллельной структуры с круговой направляющей, имеющие три, четыре, пять и шесть кинематических цепей (п. 1 паспорта специальности).

2. Разработаны алгоритмы аналитического решения прямой и обратной кинематических задач для нового складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей, включающего три кинематические цепи, причем алгоритм решения обратной задачи является универсальным для механизмов данного типа с разным числом кинематических цепей (п. 3 паспорта специальности).

3. Разработан геометрический алгоритм по определению параметров рабочей зоны данного механизма и определены конфигурации его особых

(сингулярных) положений. Алгоритмы исследования рабочей зоны и особых положений могут быть использованы для расчета механизмов данного типа, имеющих большее число кинематических цепей (п. 3 паспорта специальности).

Практическая значимость результатов работы заключается в разработке семейства новых механизмов параллельной структуры для решения конкретных технологических задач, связанных с медициной, промышленностью, исследовательскими и обучающими технологиями. При этом синтезированные механизмы обеспечивают усовершенствованные функциональные свойства, в частности, неограниченный угол поворота вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей, возможность трансформации между сложенной и разложенной конфигурациями, а также увеличенные габариты рабочей зоны.

Создан физический прототип нового складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей и тремя кинематическими цепями, снабженный системой управления, который может служить основой для проектирования и изготовления новых технологических систем. Также сформирован алгоритм решения обратных задач кинематики и динамики с применением разработанного виртуального прототипа данного механизма.

Результаты, полученные в диссертации, приняты к использованию на АО «ЕВРАЗ ЗСМК» (Приложение А1) и ООО «Шахта «Алардинская» (Приложение А2), а также применяются в учебном процессе и при подготовке выпускных квалификационных работ обучающихся МГТУ им. Н.Э. Баумана (Приложение А3) и используются в образовательном процессе при чтении специальных дисциплин и при выполнении исследовательской работы аспирантов и научных сотрудников ИМАШ РАН (Приложение А4).

Методы исследования. В работе используются методы теории механизмов и машин, теоретической механики, аналитической геометрии и матричного исчисления, компьютерного моделирования, пакеты систем компьютерной алгебры, программные комплексы систем автоматизированного проектирования (САПР), методы конструирования деталей машин и методы

проведения эксперимента.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Алгоритм синтеза складной кинематической цепи, позволяющей создавать на ее основе складные механизмы параллельной структуры с круговой направляющей, снабженные разным числом кинематических цепей.

2. Аналитические алгоритмы решения обратной и прямой кинематических задач для синтезированного складного механизма параллельной структуры с тремя кинематическими цепями, определяющие взаимосвязи между координатами выходного звена и управляемыми перемещениями в приводах.

3. Геометрические алгоритмы построения рабочей зоны при горизонтальной и наклонной ориентациях выходного звена и подходы определения конфигураций особых (сингулярных) положений с учетом неуправляемости или потери степеней свободы выходного звена синтезированного складного механизма.

4. Результаты моделирования обратных задач кинематики и динамики, полученные на основе использования разработанной сборочной компьютерной модели (виртуального прототипа) нового складного механизма параллельной структуры, позволяющей построить на ее основе физический прототип.

Достоверность результатов работы обеспечивается применением классических положений теории механизмов и машин и теоретической механики; подтверждается использованием общепринятых допущений и апробированных методик анализа структуры, кинематики и динамики механизмов; применением современного программного обеспечения; проверкой полученных результатов путем численных и натурных экспериментов.

Апробация работы. Основные результаты диссертационного исследования были представлены на следующих семинарах и конференциях:

- Международная научная конференция «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», г. Москва, Россия, 2023;

- Всемирный конгресс «Теория систем, алгебраическая биология, искусственный интеллект: математические основы и приложения», г. Москва, Россия, 2023;
- Российская научная конференция «Перспективы и направления развития теории механизмов и машин», г. Москва, Россия, 2022;
- Международные семинары по научным проблемам машиностроения им. И.И. Артоболевского, г. Москва, Россия, 2021, 2023;
- Российская научная конференция «Проблемы развития теории механизмов и машиноведения», посвященная 80-летию д.т.н., профессора А.Ф. Крайнева, г. Москва, Россия, 2021;
- Семинар при Фонде содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере, г. Кемерово, Россия, 2020;
- 4th International Conference on Industrial Engineering – ICIE-2018 (4-я Международная научно-техническая конференция "Пром-Инжиниринг"), г. Москва, Россия, 2018;
- European Conference on Mechanism Science – EuCoMes-2018, г. Ахен, Германия, 2018;
- XXVII научно-практическая конференция по теории и конструированию машин, г. Новокузнецк, Россия, 2018;
- XXII Всероссийская научная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения», г. Новокузнецк, Россия, 2018.

Личный вклад автора заключается в разработке алгоритма структурного синтеза новых складных механизмов параллельной структуры, имеющих неограниченный угол поворота вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей; в создании структурных и кинематических схем ранее неизвестных механизмов; в разработке алгоритмов решения обратной и прямой кинематических задач; в формировании геометрического подхода к исследованию рабочей зоны синтезированного механизма; в

определении его особых (сингулярных) положений; в создании компьютерной модели (виртуального прототипа) синтезированного механизма и проведении на ее основе кинематических и динамических расчетов; в разработке узлов, элементов и сборочной конструкции физического прототипа нового механизма.

Поддержка и финансирование исследования. Работа выполнена в рамках грантов Российского научного фонда – РНФ (№№ 21-79-10409, 2021-2023 гг.; 22-79-10304, 2022-2024 гг., исполнитель проектов); грантов Российского фонда фундаментальных исследований – РФФИ (№№ АААА-А19-119022190056-8, 2018-2019 гг.; 121021600198-3, 2020/2021 гг., исполнитель проектов); гранта Президента РФ (№ АААА-А19-119061990021-7, 2019-2020 гг., исполнитель проекта); конкурса УМНИК (Договор №13737ГУ/2018, 2019-2021 гг., руководитель проекта).

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 10 работ, в том числе 6 работ в изданиях, входящих в наукометрические базы Scopus и Web of Science (из которых 2 работы опубликованы в отечественных изданиях, входящих в международные реферативные базы данных и системы цитирования и считающихся включенными в Перечень ВАК РФ), 3 работы в изданиях из списка РИНЦ и 1 работа в издании из списка ВАК РФ; получено 2 патента РФ на изобретения, 2 патента РФ на полезные модели.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 144 наименований, восьми приложений. Объем диссертации составляет 144 страницы, включая 69 рисунков.

В главе 1 проведен анализ опубликованных исследований в области синтеза и последующего расчета механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Рассмотрены кинематические схемы шестиподвижных механизмов с шестью, четырьмя и тремя цепями; кинематические схемы трех- и двухподвижных механизмов с плоским и сферическим движением выходного звена. Представлен обзор известных методов структурного синтеза и анализа механизмов данного типа, а также

алгоритмов их параметрического синтеза. Рассмотрены методы исследования особых положений механизмов и построения их рабочих зон. Проанализированы алгоритмы исследования кинематики и динамики механизмов параллельной структуры с круговой направляющей.

В главе 2 проведен структурный анализ известных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Синтезирована модель кинематической цепи, обеспечивающая создаваемым на ее основе механизмам складную конструкцию и возможность неограниченного угла поворота выходного звена вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей. На основе синтезированной цепи созданы механизмы с числом кинематических цепей от трех до шести. В качестве наиболее оптимальной конструкции выбран механизм с тремя кинематическими цепями, снабженный шестью приводами. Проведен структурный анализ данного механизма и представлены частные случаи, когда он может функционировать в качестве трехподвижного сферического механизма. В данном случае в механизме обеспечивается реконфигурация путем блокировки приводов штанг. Представлены модели двухмодульных механизмов, в которых нижним модулем является синтезированный шестиподвижный механизм с круговой направляющей.

В главе 3 представлены алгоритмы решения обратной и прямой кинематических задач, продемонстрированные на шестиподвижном складном механизме с круговой направляющей. Определены аналитические взаимосвязи между координатами выходного звена и шестью управляемыми перемещениями в приводах (приводными координатами). Представлена компьютерная модель исследуемого механизма, разработанная с применением САПР SolidWorks. На основе разработанной модели проведено исследование кинематики механизма: решена задача о положениях, скоростях и ускорениях для трех различных траекторий движения выходного звена. Представлен алгоритм построения рабочей зоны механизма при горизонтальной и наклонной ориентациях выходного звена. Определены особые (сингулярные) положения

исследуемого механизма, в которых выходное звено становится неуправляемым, либо, наоборот, теряет степени свободы.

В главе 4 представлен алгоритм создания сборочного виртуального прототипа разработанного механизма. Виртуальный прототип использовался для моделирования обратной задачи динамики, в которой учитывалась геометрия элементов звеньев и трение между всеми контактирующими поверхностями в подвижных соединениях. Разработанный виртуальный прототип и его расчетные данные были впоследствии применены для изготовления элементов механизма и сборки его натурной модели. Рассмотрены варианты возможных применений данного механизма в машиностроении, медицине и обучающих технологиях.

ГЛАВА 1. Обзор известных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, методов их синтеза и комплексного анализа

1.1. Обзор механизмов с шестью степенями свободы

Обратимся к систематическому обзору известных схем механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, в которых обеспечивается возможность неограниченного поворота вокруг одной из осей координат. Начнем с рассмотрения систем, имеющих шесть степеней свободы.

1.1.1. Механизмы с шестью кинематическими цепями

Механизмы указанного типа отличаются не только по числу степеней свободы, но и по числу кинематических цепей, расположенных между стойкой и выходным звеном. Первой шестиподвижной системой с шестью кинематическими цепями, синтезированной в этом направлении, является манипулятор [1], приведенный на рисунке 1.1а. В данном манипуляторе каждая из шести кинематических цепей имеет ведущее звено в виде каретки. В механизме имеются три пассивные подвижности звеньев, расположенных при платформе, возникающие за счет того, что центры вращательных шарниров смежных штанг и верхних сферических шарниров лежат на одной прямой.

Следующим механизмом, созданным в этом направлении, является ротопод, показанный на рисунке 1.1б [2]. Здесь шесть степеней свободы выходного звена контролируются шестью каретками, которые совершают вращение вокруг центра круговой направляющей. Имеет место шесть пассивных подвижностей за счет поворота штанг вокруг их продольных осей. Устранить данные подвижности можно путем замены нижнего сферического шарнира на карданный в каждой кинематической цепи. В таком случае механизм имеет структуру *6-RUS* [3] (рисунок 1.1в).

Также известен механизм с двумя круговыми направляющими

(рисунок 1.1г) [4]. Его применение связано с микропозиционированием. Шесть цепей, установленных между стойкой и платформой, образуют три точки соединения с платформой. При этом структура механизма сформирована исключительно вращательными шарнирами.

На рисунке 1.1д представлен механизм с круговой направляющей с тросовыми звеньями [5]. В нем на каждой каретке установлено два привода. Первый контролирует смещение каретки вдоль круговой направляющей, а второй обеспечивает натяжение троса.

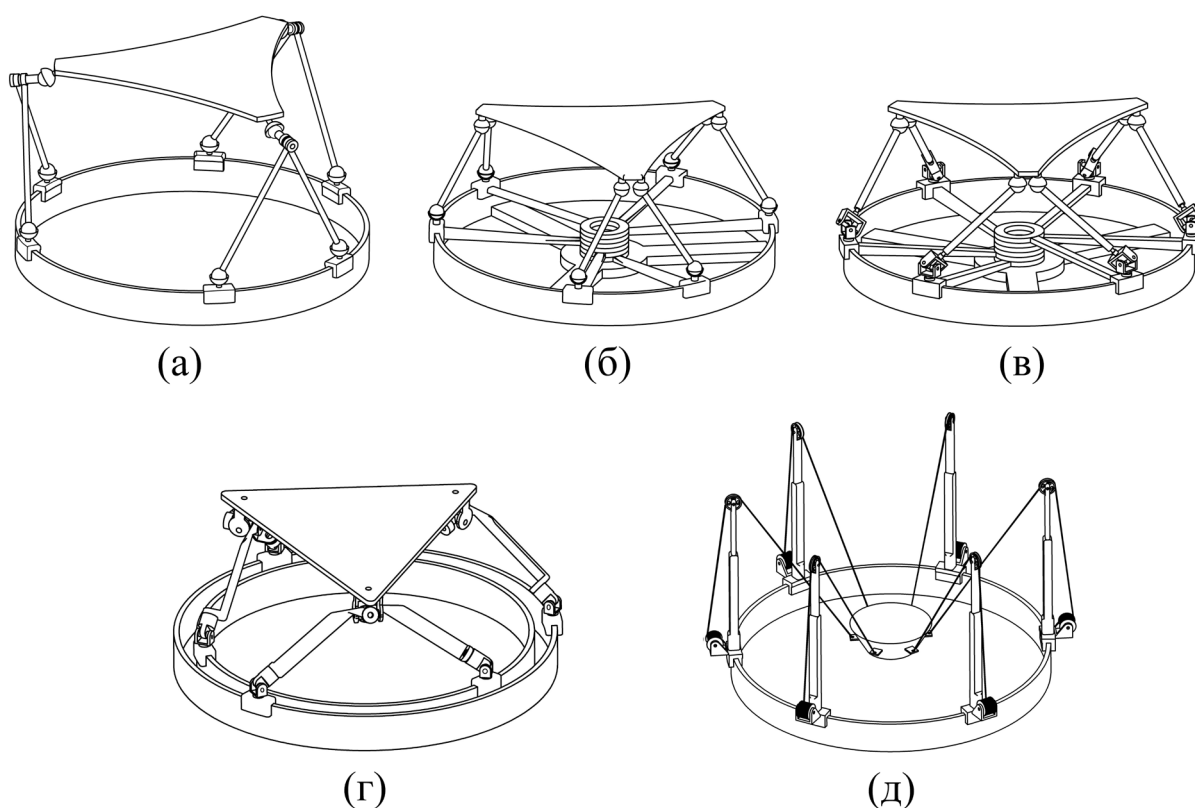


Рисунок 1.1. Шестиподвижные механизмы параллельной структуры с круговой направляющей и шестью кинематическими цепями

1.1.2. Механизмы с четырьмя кинематическими цепями

Рассмотрим известные шестиподвижные механизмы параллельной структуры с круговой направляющей, где выходное звено соединяется с основанием четырьмя цепями. На рисунке 1.2 представлены две модели таких механизмов. Первая образована цепями $2\text{-}RRRS$ и $2\text{-}RSS$ (рисунок 1.2а) [6], вторая — цепями $2\text{-}RRPS$ и $2\text{-}RSS$ (рисунок 1.2б) [7]. Кроме приводных звеньев

– кареток, в каждой цепи $RRRS$ (рисунок 1.2а) или $RRPS$ (рисунок 1.2б) установлено еще по одному приводу. Отметим, что в каждом механизме существуют две пассивные подвижности, возникающие за счет поворота штанг со сферическими шарнирами вокруг собственных продольных осей.

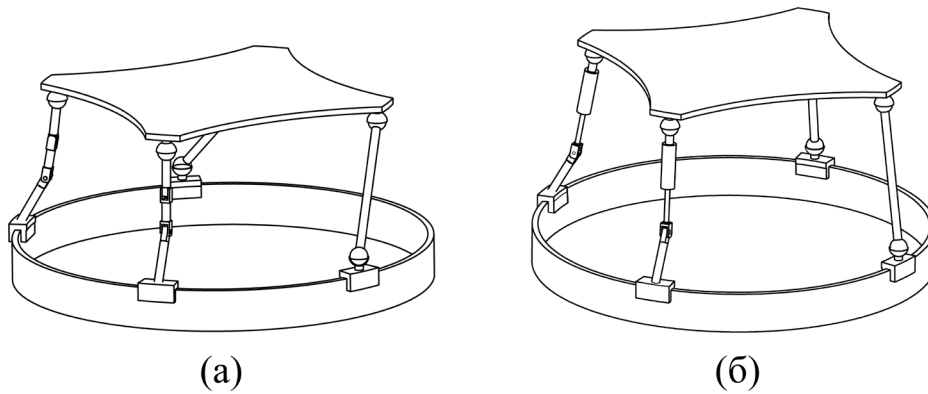


Рисунок 1.2. Шестиподвижные механизмы параллельной структуры с круговой направляющей и четырьмя кинематическими цепями

1.1.3. Механизмы с тремя кинематическими цепями

Далее рассмотрим известные шестиподвижные механизмы с тремя кинематическими цепями. Одним из первых механизмов такого типа является механизм $3-RRPS$ (рисунок 1.3а) [8]. В каждой цепи приводными звеньями являются каретка и шток, управляющие движением платформы.

Другим примером механизма с тремя кинематическими цепями является “Eclipse”. Механизм, имеющий структуру $3-RPRS$ (рисунок 1.3б) [9]. Такое строение механизма обеспечивает высокопроизводительную обработку различных элементов. Данный механизм включает восемь приводных звеньев при шести степенях свободы выходного звена. Наличие дополнительных приводов позволяет исключить особые положения. Приводы установлены на каждой каретке и ползуне, перемещающемся по вертикальной штанге, а также на двух шатунах, соединяемых с выходным звеном. В [10] представлены вариации данного механизма с избыточными приводами.

Позже данный механизм был усовершенствован до модели “Eclipse II” (рисунок 1.3в) [11] с целью применения в качестве тренажера. В отличие от

предыдущего механизма в модели “Eclipse II” третья вертикальная штанга заменена на кольцо, имеющее возможность неограниченного поворота вокруг вертикальной оси. Механизм включает шесть приводных звеньев: три каретки, сопряженные с круговой направляющей, и три ползуна, установленные на вертикальных направляющих (двух линейных и одной криволинейной).

Другими примерами шестиподвижных механизмов с тремя кинематическими цепями являются 3-RRSR и 3-RRRS , приведенные на рисунке 1.3г и 1.3д [12]. Конструкции данных механизмов обеспечивают относительно большую рабочую зону. В частности, для 3-RRRS она больше, чем объем самого механизма.

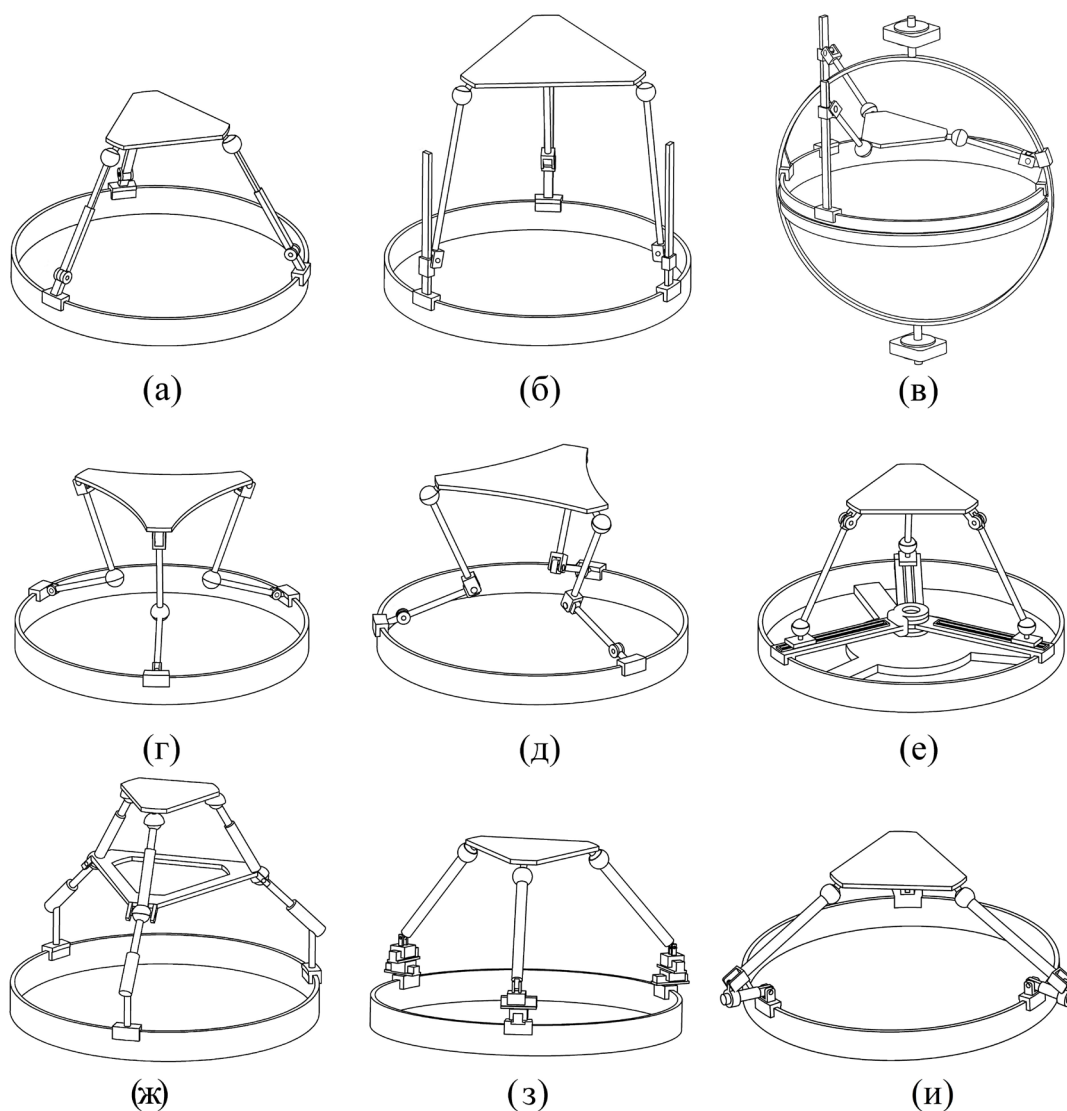


Рисунок 1.3. Шести- и девятиподвижные механизмы параллельной структуры с круговой направляющей и тремя кинематическими цепями

На рисунке 1.3е приведен механизм, имеющий структуру $3-RPSR$ [13]. В нем ведущими являются шесть звеньев: три горизонтальных рычага, совершающие вращение вокруг центра круговой направляющей, и три ползуна, смещающиеся вдоль данных рычагов.

На рисунке 1.3ж представлена кинематическая схема двухмодульного механизма со структурой $3-RPS-3-RPS$. Он состоит из двух механизмов параллельной структуры $3-RPS$ [14]. При этом нижний модуль обеспечивает произвольную ориентацию и “пассивные” смещения, а верхний модуль обеспечивает произвольное перемещение и “пассивную” ориентацию. Общая подвижность механизма оказывается равной шести.

Рассмотренные выше механизмы с тремя кинематическими цепями были усовершенствованы для увеличения параметров рабочих зон и углов наклона выходных звеньев путем введения в каждую из цепей по дополнительному приводному звену. На рисунке 1.3з и 1.3и представлены механизмы $3-RPPRS$ и $3-RRPRS$ [15], имеющие девять приводов.

1.2. Обзор механизмов с тремя и двумя степенями свободы

Далее рассмотрим известные схемы механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, имеющие число степеней свободы менее шести. Следует отметить, что автором данной работы не было найдено ни одной схемы четырех- или пятиподвижного механизма в опубликованной литературе.

1.2.1. Механизмы с плоским движением выходного звена

Рассмотрим механизмы, в которых выходное звено совершает плоское движение. На рисунке 1.4а и 1.4б представлены трехподвижные механизмы с кинематическими цепями $3-RPR$ [16] и $3-RRP$ [17]. В них приводными звеньями являются каретки.

Схожая схема показана на рисунке 1.4в [18]. Данный механизм имеет структуру $2-RRRR$ и $1-RRR$ и имеет дополнительные приводы: кроме трех кареток, в движение приводится по одному звену из крайних трехзвенных

цепей. Кинематические цепи $2\text{-}RRRR$ позволяют увеличить размеры рабочей зоны данного механизма.

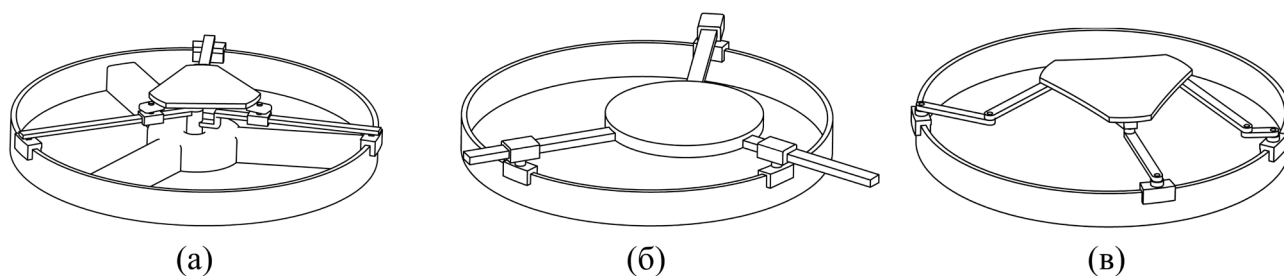


Рисунок 1.4. Механизмы параллельной структуры с круговой направляющей, обеспечивающие плоское движение выходного звена

1.2.2. Механизмы со сферическим движением выходного звена

Далее обратимся к рассмотрению известных механизмов, в которых выходное звено совершает сферическое движение. На рисунке 1.5а представлен сферический механизм $3\text{-}RRR$ [19], в котором платформа движется по поверхности сферы с центром в точке пересечения осей вращательных шарниров кинематических цепей. Приводными звеньями являются каретки. Также в работе [19] представлен сферический механизм $3\text{-}RRS$. В нем сферические шарниры обеспечивают упрощенную сборку конструкции. Данный механизм служит основой для создания комбинированных систем. Например, в [20] представлен пятиподвижный манипулятор параллельно-последовательной (гибридной) структуры, в котором трехподвижная параллельная часть дополнена двухподвижной цепью последовательной структуры. Еще один вариант дизайна сферического $3\text{-}RRS$ механизма представлен на рисунке 1.5б [21]. В отличие от механизма, приведенного в [19], здесь оси промежуточных вращательных шарниров наклонены, т.е. лежат не в горизонтальной плоскости.

В сферическом механизме, представленном на рисунке 1.5в [22], цепи имеют структуру $3\text{-}RSR$. При этом оси вращательных шарниров платформы пересекаются в одной точке. Платформа совершает сферическое движение относительно данной точки.

На рисунке 1.5г показан реконфигурируемый 3-RRR механизм [23]. В нем в центре круговой направляющей расположен винт, сопряженный с каретками и сферическими штангами посредством дополнительных рычагов. Суть реконфигурации состоит в том, что при вращении винта платформа имеет возможность вертикального смещения, т.е. начальное положение платформы может быть установлено независимо. Поэтому в данном механизме есть возможность изменения рабочей зоны.

Другой сферический механизм с круговой направляющей со структурой 3-RUS и 1-S представлен на рисунке 1.5д [24]. Здесь центральная цепь накладывает ограничения на движение платформы, оставляя ей только вращения вокруг трех осей. Приводными звеньями, как и в рассмотренных выше сферических механизмах, являются каретки.

Двухподвижный аналог данного механизма представлен на рисунке 1.5е [25], он имеет структуру 2-RRUU и 1-RR. Здесь также центральная цепь допускает только вращения платформы вокруг перпендикулярных осей.

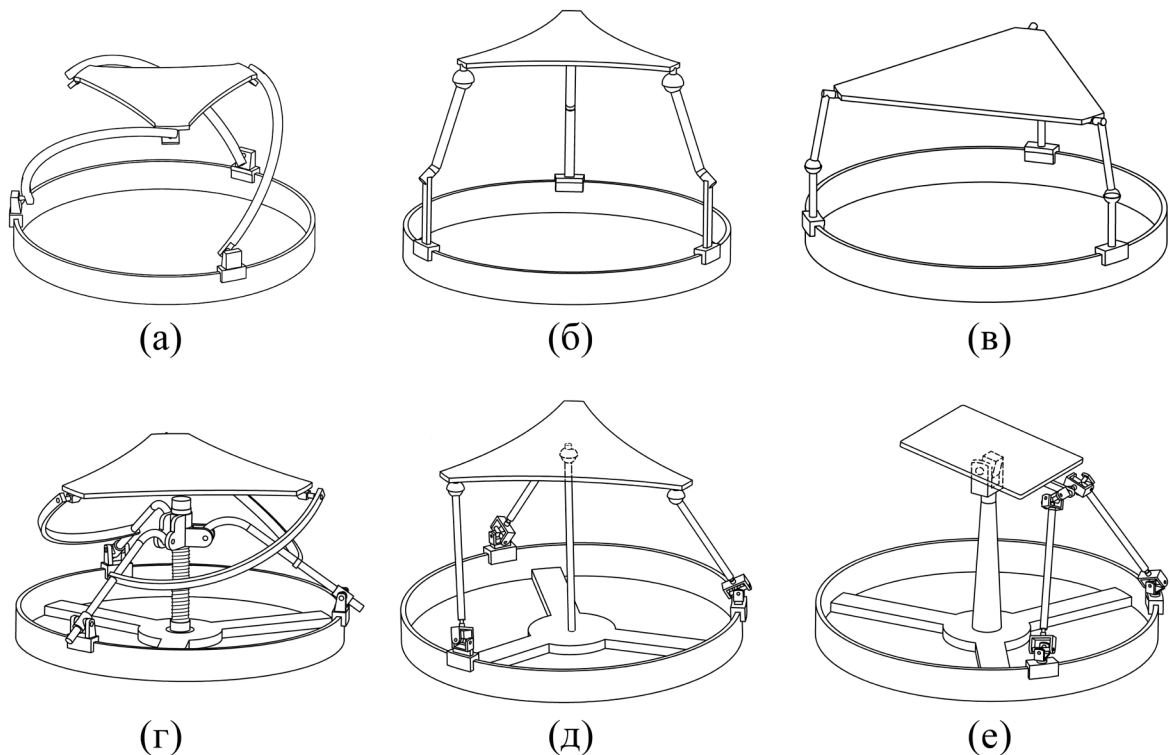


Рисунок 1.5. Механизмы параллельной структуры с круговой направляющей, обеспечивающие сферическое движение выходного звена

На рисунке 1.6 представлены сферические механизмы параллельной структуры, в том числе обладающие параметрами реконфигурации [26]. Коротко рассмотрим данные механизмы. Механизмы по рисункам 1.6а,б включают только цепи $3\text{-}RRRRR$, причем внутри каждой из них установлена диада RRR . Однако в механизме по рисунку 1.6а диады выполнены наклонными, а в механизме по рисунку 1.6б – расположенными в вертикальных плоскостях. Поэтому в последнем кроме сферического движения возникает еще и неуправляемое вертикальное смещение. В данный механизм была внедрена дополнительная вертикальная цепь $1\text{-}S$ (рисунок 1.6в), которая позволяет при вертикально ориентированных цепях $3\text{-}RRRRR$ иметь исключительно управляемое сферическое движение. Далее в механизмах по рисункам 1.6г,д реализована реконфигурация путем добавления цепей PS и SPS в исходный механизм по рисунку 1.6б. В данных механизмах появляется возможность смещения центра сферического движения.

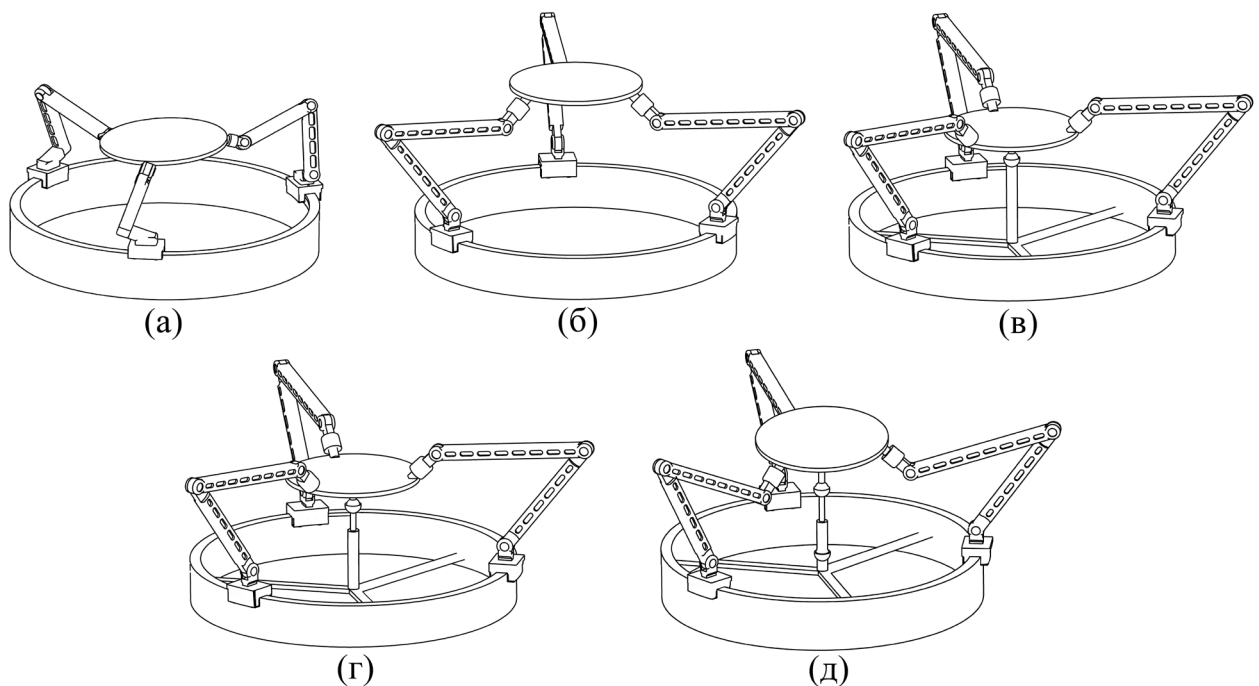


Рисунок 1.6. Механизмы параллельной структуры со сферическим движением
выходного звена

В контексте данного исследования также можно отметить несколько механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, в которых

нельзя добиться неограниченного поворота выходного звена, однако есть возможность поворота на достаточно большой угол. К таким механизмам относятся: шестиподвижные системы по типу [27, 28], где максимальный угол поворота вокруг вертикальной оси может достигать 60° ; двухподвижная система [29], где выходному звену обеспечиваются вращения вокруг перпендикулярных осей; одноподвижные системы по типу [30, 31], где пространственное движение выходного звена с изменением до шести координат обеспечивается за счет единственного привода.

Отдельный интерес для рассмотренных механизмов с круговой направляющей представляют способы приведения кареток в движение. На текущий момент известно два таких способа. Первый способ состоит в использовании рычагов с центральной осью вращения. Пример таких схем приведен на рисунке 1.1б,в и 1.3е. Второй способ заключается в применении зубчатого механизма. В этом случае на круговой направляющей нарезаются зубья, а на каретке устанавливается зубчатое колесо, смещающее каретку по круговой направляющей. Конструктивное исполнение такого механизма представлено в работе [32].

Таким образом, рассмотренные выше механизмы могут быть организованы как из однотипных кинематических цепей, так и с использованием разных типов цепей. Далее обратимся к рассмотрению методов комплексного анализа механизмов параллельной структуры с круговой направляющей.

1.3. Обзор известных методов структурного синтеза и анализа и параметрического синтеза механизмов с круговой направляющей

Структурный синтез состоит в определении общей компоновки строения механизма, т.е. в выборе типов и количества шарниров и звеньев, а также способов их соединения друг с другом. Анализ, в свою очередь, заключается в определении числа степеней свободы механизма и типов реализуемых им движений. Для систем параллельной структуры известны разные методы

структурного синтеза и анализа, основанные на применении структурных формул, теории графов, теории групп, методах винтового исчисления и др. [33].

Несмотря на большое разнообразие методов структурного синтеза, большинство схем механизмов параллельной структуры с круговой направляющей являются развитием и/или модификациями известных систем параллельного типа. Вопросы структурного анализа механизмов параллельной структуры с круговой направляющей также представлены в небольшом количестве работ. Так, классические структурные формулы были использованы для определения числа степеней свободы механизма 3-RRRS [34], манипулятора Беликова [35, 36] и сферического механизма [25]. Исследования [19, 21, 24, 26] демонстрируют применение методов винтового исчисления для структурного анализа других сферических механизмов.

Ограниченное количество работ, посвященных структурному анализу и в особенности структурному синтезу механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, позволяет сделать выводы о том, что данные вопросы изучены не до конца и их развитие является перспективным направлением дальнейших исследований.

Параметрический синтез механизма заключается в определении его параметров (прежде всего геометрических), способствующих выполнению требуемых задач наиболее эффективным образом. В качестве критериев оценки эффективности механизма могут выступать параметры рабочей зоны (габариты, форма, объем), жесткость, точность, близость к особым положениям и другие (представляемые в числовом виде) характеристики [37], на основе расчета которых можно сформулировать задачу параметрического синтеза, в т.ч. задачу оптимизации.

Вопросам параметрического синтеза механизмов параллельной структуры с круговой направляющей посвящено немного работ. Сео Т. с соавторами [16] исследовали плоский трехподвижный механизм и получили график зависимости габаритов рабочей зоны, свободной от особых положений, от соотношения размеров основания и выходного звена. Схожая задача

определения рабочей зоны механизма с минимальным числом особых положений была решена Хошнуди Х. и др. [38] для сферического механизма с круговой направляющей. Для оптимизации геометрических параметров механизма авторы использовали генетический алгоритм. Аналогичный алгоритм был также использован в двухкритериальной оптимизации параметров другого сферического механизма [39]. Лю К.-Ж и др. в работе [40] рассмотрели 6-*RUS* механизм и построили графики зависимостей объема рабочей зоны и различных глобальных чисел обусловленности, характеризующих точность и нагрузочные способности механизма, от его геометрических параметров. На основе данных графиков авторы выбрали соотношения между длинами звеньев механизма, наилучшим образом удовлетворяющие нескольким критериям. Жанаби-Шарифи Ф. и Щекин Б. в работе [35] провели параметрический синтез шестиподвижного механизма и определили геометрические параметры, соответствующие наибольшему объему рабочей зоны по положениям. Позднее в [36] авторы продолжили свое исследование и провели оптимизацию параметров для получения максимальных углов наклона выходного звена механизма. Зависимость данных углов от размеров звеньев была также изучена Азулаем Х. и др. в [41] на примере 3-*RPRS* механизма. В данной работе дополнительно был проведен анализ статической и динамической жесткости механизма с использованием соответствующих матриц жесткости. Авторы провели расчеты для различных геометрических параметров данного механизма и представили сравнительный анализ полученных результатов с архитектурами механизмов Ализаде Р. [8], “Eclipse” [9] и Глозмана Д. [12]. Анализ жесткости механизма “Eclipse”, в т.ч. его вариаций с избыточными приводами, и его параметрический синтез по соответствующему критерию также можно найти отдельно в работах [9, 10, 42].

Помимо приведенных выше работ, известны исследования, в которых задача параметрического синтеза в явном виде не решалась, но было получено распределение параметров, характеризующих точность, жесткость и другие свойства механизмов по их рабочей зоне. Например, Бонев И.А. и др. [32]

получили распределение коэффициента маневренности по рабочей зоне плоского трехподвижного механизма с круговой направляющей. Аналогичное исследование проведено в работах [23, 43, 44] для сферических систем. В работе Люсеса М. и др. [45] подробно рассмотрены анализ динамической жесткости и определение оптимальных конфигураций 3-PPRS механизма, а в работе Ансона М. и др. [46] исследованы схожие вопросы для тросового механизма с круговой направляющей.

Как видно из проведенного выше обзора, среди всего многообразия различных схем механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, представленных в разделе 1.1, на текущий момент вопросы параметрического синтеза рассмотрены лишь для ограниченного количества структур. Таким образом, проведение подобных исследований для остальных схем можно считать весьма перспективным.

1.4. Обзор известных методов комплексного анализа механизмов с круговой направляющей

1.4.1. Методы исследования особых положений

Особые положения представляют собой такие конфигурации механизма, в которых он может терять или приобретать степени свободы или даже изменять тип своего движения [47, с. 179]. Определение особых положений является важной задачей, и известны различные подходы к ее решению, как геометрические, так и численные [37]. Большинство известных подходов к определению особых конфигураций систем параллельной структуры могут быть адаптированы и к анализу механизмов с круговой направляющей. Далее остановимся именно на таких исследованиях.

Бонев И.А. с соавторами в работе [32] провели анализ особых положений плоского трехподвижного механизма геометрическим методом и установили, что у данного механизма отсутствуют особые положения. Другой плоский механизм с круговой направляющей был исследован Ракотомангой Н.

и Боневым И.А. в работе [48], в которой авторы применили геометрический подход для определения областей особых конфигураций и рассмотрели возможности использования одного типа особых положений для прохождения через другие. Геометрический подход был также использован Боневым И.А. и Госсленом К. [3] при анализе особых положений пространственного шестиподвижного *6-RUS* механизма. Кроме того, в данной работе авторы получили аналитическое выражение для поверхности особых положений в случае неизменной ориентации выходного звена. Впоследствии данный подход был применен для вариации данного механизма с двумя круговыми направляющими [4], однако часть особых положений определялась численными методами. Аналитические выражения, определяющие границы областей особых положений, также были получены Баем Ш. и Хансенем М.Р. [43] для сферического механизма с круговой направляющей на основе решения обратной задачи о положениях. Данное исследование было продолжено Ву Г. и др. в работах [23, 44], в которых определение особых положений проводилось путем анализа вырожденности матриц механизма Якоби численными методами. Особые положения сферического механизма с круговой направляющей также были исследованы численными методами в работе [38]: авторы рассчитывали значения определителя матрицы механизма Якоби и определяли области особых положений. Азулай Х. с соавторами [41] использовали аналогичный подход для анализа особых положений шестиподвижного *3-RPRS* механизма. В данной работе авторы также устанавливали тип особых положений в зависимости от полученного значения определителя матрицы Якоби. Схожий подход был применен в работах [9, 11, 42] для нахождения особых конфигураций механизмов “Eclipse” и “Eclipse II”: анализ проводился на основе расчета числа обусловленности матриц Якоби по всем точкам рабочих зон механизмов. Кроме того, в данных работах и позднее в [49–51] авторы рассмотрели вопросы использования дополнительных (избыточных) приводов для исключения особых положений. Число обусловленности матрицы Якоби использовалось для анализа особых

конфигураций и других механизмов с круговой направляющей: плоского $3-RPR$ [16] и пространственного $3-RRRS$ [34]. В работе [34] авторы дали геометрическую трактовку некоторых особых положений. Также известно применение геометрического подхода для анализа особых положений тросового механизма параллельного структуры с круговой направляющей [46].

Таким образом, можно видеть, что как численные, так и геометрические подходы находят широкое применение при анализе особых положений механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Хотя численные методы позволяют определять области особых положений строгим, формальным образом, геометрические подходы часто дают возможность быстро выявить отдельно взятые особые положения и установить поведение механизма в данных конфигурациях.

1.4.2. Методы построения рабочих зон

Системам параллельной структуры присущи различные типы рабочих зон [47, с. 213], классифицируемых по положениям и углам, как максимальной, эффективной и др. Для определения рабочей зоны используются различные методы, которые можно систематизировать в три группы [37]: геометрические, численные дискретные и численные без использования дискретизации.

Данные подходы были успешно применены для анализа упомянутых типов рабочих зон различных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Так, используя геометрический подход, Боневым И.А. и др. [32] были построены рабочая зона по положениям, а также эффективная рабочая зона для плоского трехподвижного механизма с круговой направляющей. Глозман Д. и Шохам М. в работе [12] построили рабочие зоны по положениям для пространственных шестиподвижных $3-RRRS$ и $3-RRSR$ механизмов при помощи дискретного метода. В данной работе авторы также провели сравнение полученных результатов с рабочими зонами двух других механизмов с круговой направляющей: механизма Ализаде Р. [8] и механизма “Eclipse” [52]. В работе [52] был использован аналогичный подход к построению

максимальной рабочей зоны и рабочей зоны по углам, а в [8] анализ рабочей зоны был проведен с помощью геометрических методов. Лю К.-Ж. с соавторами [40] построили рабочую зону по положениям на основе геометрического подхода и соотношений обратной кинематики. Схожий подход был использован в [23] при определении максимальной рабочей зоны трехподвижного сферического механизма с круговой направляющей. Для построения рабочей зоны другого сферического механизма в работе [21] был применен дискретный подход. Метод дискретизации также использовался Шигой Й. и др. в работе [13] при анализе рабочей зоны по положениям и по углам для *3-RSPR* механизма.

В перечисленных выше работах при оценке рабочих зон учитывались в основном только ограничения в шарнирах. Другие исследования также рассматривали дополнительные факторы, влияющие на форму и размеры рабочих зон. Например, Жанаби-Шарифи Ф. и Щекин Б. в работах [35, 36] при анализе рабочих зон по положениям и по углам дискретным методом учитывали возможность пересечения звеньев друг с другом. Пересечение звеньев было также учтено при анализе рабочих зон механизмов с круговой направляющей “Eclipse” [9, 42] и “Eclipse II” [11, 51]. Боневым И.А. и Госсленом К. [3] была построена рабочая зона по положениям с учетом областей особых положений. Предложенный авторами подход впоследствии был использован для определения рабочей зоны механизма с двумя круговыми направляющими [4]. Рашоян Г.В. и др. в работе [53] использовали дискретный метод для нахождения рабочей зоны по положениям *6-RSS* механизма с круговой направляющей. Авторами была учтена возможность пересечения звеньев, вырожденность матрицы Якоби механизма, а также расположение проекции центра масс системы. Вольф А. и Глозман Д. [34] определили параметры рабочей зоны без особых положений для механизма, представленного ранее в работе [12]. Ансоном М. и соавторами в работе [46] была построена рабочая зона для плоского тросового механизма параллельной структуры с учетом сил натяжения тросов. Аналогичное исследование для

шестиподвижного тросового механизма представлено в работе [5]. Также известны работы, посвященные построению рабочих зон по углам без особых положений для сферических механизмов с круговой направляющей [43, 44].

Проведенный анализ показывает, что для построения рабочих зон механизмов параллельной структуры с круговой направляющей используются преимущественно геометрические и дискретные методы. Последние позволяют при анализе рабочих зон также учитывать дополнительные ограничения, влияющие на их форму и размеры, которые было бы сложно учесть, применяя геометрические подходы.

1.4.3. Исследования в области кинематики и динамики

Несмотря на то, что одними из первоначальных задач при проектировании механизмов параллельной структуры с круговой направляющей является синтез и анализ их кинематических схем, тем не менее, нельзя не отметить и другие проблемы, решаемые при исследовании механизмов данного типа. Прежде всего, это кинематический анализ механизмов, включающий решение задач о положениях и скоростях. Данные задачи составляют основу для последующего исследования рабочих зон, определения особых положений и параметрического синтеза, и их решение приведено в большинстве работ, упомянутых в разделах выше. В направлении кинематического анализа отметим следующие работы. В исследовании [54] отдельно приведено решение прямой задачи о положениях для шестиподвижного $3-RPRS$ механизма, а в [55] — решение обратной задачи для сферического $3-RRRRR$ механизма. Исследования [56, 57] посвящены анализу скоростей $6-RSS$ и $3-RRS$ механизмов.

Известны также исследования в области динамического анализа механизмов с круговой направляющей, в ходе которого определяются возникающие в шарнирах усилия и моменты в приводах, необходимые для реализации заданного движения выходного звена. Полученные данные имеют важное значение при проектировании элементов конструкций механизмов, а

также при энергетическом расчете и последующем подборе двигателей. Примеры анализа динамики различных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей можно найти в работах [25, 39, 58]. В [58] также рассмотрен вопрос динамического управления механизмом.

1.5. Выводы по главе 1

1. Проведен аналитический обзор известных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, обеспечивающих неограниченный угол поворота выходного звена вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей.

2. Рассмотренные механизмы классифицированы по числу степеней свободы и кинематических цепей: механизмы с шестью степенями свободы и шестью, четырьмя и тремя кинематическими цепями; механизмы с тремя степенями свободы, обеспечивающие плоское или сферическое движение. Также рассмотрены одноподвижные механизмы с круговой направляющей.

3. Выполнен обзор методов структурного и параметрического синтеза и алгоритмов комплексного анализа механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, включающих исследование кинематики (решение задач о положениях и скоростях), построение рабочих зон, анализ особых положений и динамики.

4. С учетом проведенного анализа следует отметить, что несмотря на возможность реализации неограниченного угла поворота в механизмах данного типа, их рабочие зоны имеют весьма ограниченные размеры. Кроме этого, их конструкции выполнены достаточно громоздкими за счет использования кинематических цепей, установленных на каретках, с весьма небольшими углами отклонения звеньев, а также за счет наличия в некоторых из них поступательных шарниров. Это сужает перспективы практического применения механизмов данного типа. Устранение указанных недостатков могло бы обеспечить им не только более совершенные функциональные свойства, но и способствовало бы их более широкому применению в практике.

ГЛАВА 2. Анализ подвижности и синтез складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей

Создание любого механизма начинается с разработки его структурной схемы. Определяются структурные параметры, учитывающие типы входящих в его состав элементов и связей между ними. Этот этап называется структурным синтезом. Он является весьма важным, т.к. фактически на нем предопределяются функциональные возможности создаваемого механизма.

Известны различные методы структурного анализа механизмов, в том числе основанные на использовании винтового исчисления, теории групп, теории графов, применении структурных формул и др. [59–75].

В настоящей работе для синтеза механизмов будем использовать структурные формулы подвижности кинематических цепей, зарекомендовавшие себя при создании различных типов механизмов. Однако, прежде, чем решить задачу синтеза механизмов с круговой направляющей, обратимся к задаче их анализа и продемонстрируем применение структурных формул подвижности на примерах известных механизмов.

2.1. Анализ подвижности существующих механизмов с круговой направляющей

Проведем структурный анализ механизмов с круговой направляющей, рассмотренных в главе 1. Для механизмов, показанных на рисунках 1.1–1.3, применим формулу А.П. Малышева [76]:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2.1)$$

где W – подвижность механизма, определяющая, число его степеней свободы; n – число подвижных звеньев; p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – числа одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар.

Для манипулятора, приведенного на рисунке 1.1а, параметры формулы (2.1) оказываются равными $n = 16, p_5 = 12, p_4 = 0, p_3 = 9, p_2 = 0, p_1 = 0$. Тогда подвижность механизма получается равной $W = 9$. Полученный результат

говорит о том, что для управления выходным звеном данного механизма требуется контролировать движение девяти звеньев. Так, шести звеньям (кареткам, расположенным на круговой направляющей) задаются входные движения, а три оставшихся подвижности появляются за счет поворотов звеньев, сопряженных с платформой. Это происходит в связи с тем, что оси верхних вращательных шарниров штанг и сферических шарниров платформы совпадают.

Далее определим подвижность механизмов, показанных на рисунках 1.1б (6-*RSS*) и 1.1в (6-*RUS*). Кинематические схемы механизмов имеют отличие только в шарнирах, расположенных на каретках. Так, для механизма по рисунку 1.1б имеем: $n = 13$, $p_5 = 6$, $p_4 = 0$, $p_3 = 12$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Соответственно подвижность этого механизма с учетом формулы (2.1) будет равна $W = 12$. Шесть подвижностей учитывают движение входных звеньев – кареток, а оставшиеся шесть определяют неуправляемые повороты штанг вокруг продольных осей. Эти вращения никак не влияют на траектории движения выходного звена. В механизме 6-*RUS* по рисунку 1.1в неуправляемые подвижности устранены за счет замены сферических шарниров кареток на универсальные двухподвижные шарниры. Таким образом, для этого механизма имеем: $n = 13$, $p_5 = 6$, $p_4 = 6$, $p_3 = 6$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Соответственно, подвижность оказывается равной $W = 6$.

Для механизма с двумя круговыми направляющими, представленного на рисунке 1.1г, структурные параметры равны: $n = 31$, $p_5 = 36$, $p_4 = 0$, $p_3 = 0$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Тогда подвижность по формуле (2.1) получается равной $W = 6$. В данном случае, как и в рассмотренных выше, входными звеньями являются каретки.

Далее обратимся к определению подвижности механизма с гибкими связями, приведенного на рисунке 1.1д. Механизм включает входные звенья – каретки, на которых установлены раздвижные (телескопические) штанги со шкивами, соединенные посредством тросов с выходным звеном. В этом случае трос можно представить в виде цепи *UPS*, где *P* – приводной шарнир. Тогда параметры формулы (2.1) запишутся следующим образом: $n = 25$, $p_5 = 18$, $p_4 = 6$,

$p_3 = 6, p_2 = 0, p_1 = 0$. Соответственно, подвижность оказывается равной $W = 18$. Данная подвижность объясняется тем, что входные движения в каждой кинематической цепи могут быть заданы трем звеньям – каретке, штанге и тросу (за счет двигателя, приводящего в движение катушку). Таким образом, в механизме обеспечивается реконфигурация за счет независимого приведения в движение отдельных приводов. Это требуется для изменения габаритов рабочей зоны.

Рассмотрим механизмы с четырьмя кинематическими цепями, представленные на рисунке 1.2а,б. Для определения степени подвижности этих механизмов запишем параметры, входящие в формулу (2.1): $n = 11, p_5 = 8, p_4 = 0, p_3 = 6, p_2 = 0, p_1 = 0$. Подвижность оказывается равной $W = 8$. Кроме шести входных движений, задаваемых кареткам и двум звеньям в цепях, присутствуют две пассивные подвижности, определяемые поворотами двух штанг вокруг их продольных осей. Таким образом, для управления выходным звеном механизма необходимо иметь шесть приводов.

В механизмах $3-RRPS, 3-RPRS, Eclipse II, 3-RRSR, 3-RRRS$ и $3-RPSR$, показанных на рисунке 1.3а-е, структурные параметры, входящие в формулу (2.1), являются идентичными и равны соответственно: $n = 10, p_5 = 9, p_4 = 0, p_3 = 3, p_2 = 0, p_1 = 0$. Таким образом, подвижность механизмов оказывается равной $W = 6$. Т.е. для управления выходным звеном, необходимо задать движения шести звеньям. В указанных механизмах приводными являются каретки, а также приводится в движение по одному звену в каждой кинематической цепи.

Двухмодульный механизм, представленный на рисунке 1.3ж, состоит из двух механизмов параллельной структуры типа $3-RPS$. Для всего механизма структурные параметры запишем в виде: $n = 14, p_5 = 12, p_4 = 0, p_3 = 6, p_2 = 0, p_1 = 0$. Тогда подвижность механизма будет равна $W = 6$.

Механизмы $3-RPPRS$ и $3-RRPRS$, изображенные на рисунке 1.3з, и, включают: $n = 13, p_5 = 12, p_4 = 0, p_3 = 3, p_2 = 0, p_1 = 0$. Подвижность данных механизмов равна $W = 9$, т.е. управление выходным звеном в них

осуществляться девятью приводами. Из них три приводят в движение каретки, и еще по два привода расположены в каждой кинематической цепи.

Рассмотрим механизмы с плоским движением выходного звена, представленные на рисунке 1.4. Для структурного анализа данных механизмов воспользуемся формулой П.Л. Чебышева, записанной в следующем виде:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4. \quad (2.2)$$

Параметры формулы (2.2) для механизмов 3-RPR и 3-RRP по рисунку 1.4а,б запишутся следующим образом: $n = 7$, $p_5 = 9$, $p_4 = 0$. Тогда подвижность этих механизмов становится равной $W = 3$. Здесь приводными звеньями являются каретки.

Механизм, представленный на рисунке 1.4в, имеет подвижность $W = 5$ в связи с тем, что $n = 9$, $p_5 = 11$, $p_4 = 0$. Соответственно, приводными звеньями в данном механизме являются три каретки, а также два звена, расположенные в крайних кинематических цепях.

Далее обратимся к анализу механизмов со сферическим движением выходного звена, представленных на рисунке 1.5. Рассмотрим 3-RRR механизм, показанный на рисунке 1.5а. Для него параметры формулы (2.2) запишутся следующим образом: $n = 7$, $p_5 = 9$, $p_4 = 0$. Подставляя данные параметры в указанную формулу, получим, что подвижность равна $W = 3$. Соответственно, тремя приводными звеньями являются каретки.

Сферические механизмы 3-RRS и 3-RSR по рисункам 1.5б,в имеют схожее строение. Отличие состоит только в последовательности расположения кинематических пар. Для данных механизмов структурные параметры записываются в следующем виде: $n = 7$, $p_5 = 6$, $p_3 = 3$. Здесь следует отметить, что сферические шарниры могут быть заменены на вращательные с учетом пересечения их осей в одной точке. Тогда согласно формуле (2.2) подвижность данных механизмов оказывается равной $W = 3$, что в свою очередь означает, необходимость установки трех приводов для контроля движения выходного звена. Как и в предыдущем случае, приводами снабжаются каретки.

Сферический реконфигурируемый 3-*RRR* механизм, показанный на рисунке 1.5г, включает разные типы кинематических цепей – сферические, плоские и винтовую. Для сферической части подвижность оказывается равной $W = 3$. Еще одна подвижность ($W = 1$) возникает за счет центральной винтовой цепи, которая обеспечивает изменение высоты платформы.

Рассмотрим 3-*RUS* механизм, в котором центральной цепью является 1-*S* (рисунок 1.5д). Здесь каждая цепь *RUS* не накладывает ограничений на движение выходного звена механизма. Однако цепь 1-*S* оставляет ему только три вращения, устраняя поступательные смещения. Аналогично в механизме, показанном на рисунке 1.5е, центральная цепь 1-*RR* накладывает ограничения, оставляя платформе только два вращения относительно осей указанных вращательных шарниров. Таким образом, подвижность механизма равна $W = 2$. Приводными звеньями являются каретки, расположенные в цепях 2-*RRUU*.

Обратимся к анализу подвижности других механизмов параллельной структуры со сферическим движением, представленных на рисунке 1.6. Прежде рассмотрим механизмы, показанные на рисунках 1.6а,б. Структурно состав обеих кинематических цепей механизмов является идентичным. Однако в первом диады *RRR* выполнены наклоненными, а во втором – расположены вертикально. Это позволяет первому механизму иметь три вращательные степени свободы ($W = 3$), т.е. функционировать как сферический, а второму кроме сферического движения иметь дополнительное вертикальное смещение (т.е. $W = 4$). Последующие механизмы по рисункам 1.6в,г,д образуются из схемы по рисунку 1.6б и отличаются от него только наличием центральной цепи. Так, в механизме по рисунку 1.6в центральная цепь 1-*S* оставляет выходному звену только три вращательные степени свободы ($W = 3$). В механизмах по рисункам 1.6г, д центральные цепи 1-*PS* и 1-*SPS* дают возможность выходному звену иметь кроме трех вращений также дополнительное вертикальное смещение ($W = 4$).

Таким образом, в данной главе был проведен анализ подвижности механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Рассмотрены

различные конфигурации механизмов с числом степеней свободы от $W = 2$ до $W = 12$ [77]. Далее обратимся к задаче синтеза и анализа новых механизмов с круговой направляющей.

2.2. Синтез нового семейства складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей

На сегодняшний день достаточно большое количество механизмов создается с параллельной структурой, где несколько кинематических цепей, имеющих независимые привода, устанавливаются между неподвижным и выходным звеньями. Такие механизмы имеют ряд преимуществ с точки зрения точности, жесткости, быстродействия, способности манипулирования большими нагрузками, маневренности [78-84], а также обеспечения многопоточности [85, Приложение Б1].

Среди них возможность увеличенного угла поворота обеспечивается фактически только в системах, снабженных круговой направляющей. Эта особенность их строения значительно расширяет возможности практической реализации во многих областях, в том числе, в цифровом производстве, разработке авто- и авиатренажеров, аддитивных технологиях, роботохирургии и в иных приложениях [4, 5, 9, 13, 18, 20, 25, 29, 36, 42, 50, 86], при этом обеспечивая механизмам различное число и тип кинематических цепей и приводов [87].

Однако, несмотря на указанные преимущества, рабочая зона данных механизмов имеет весьма небольшие размеры. Кроме этого, механизмы параллельной структуры с круговой направляющей имеют весьма громоздкие конструкции. Эти недостатки ограничивают возможности их практического применения.

Функциональные свойства механизмов данного типа могут быть улучшены путем усовершенствования их строения. В частности, это может быть реализовано путем обеспечения более компактного и элегантного дизайна кинематических цепей, входящих в их состав.

В связи с этим, в настоящей работе разрабатывается новое семейство механизмов с круговой направляющей, в которых для увеличения габаритов рабочей зоны и обеспечения компактности предлагается использовать складные кинематические цепи, имеющие возможность трансформации между трехмерными и двумерными конфигурациями.

Далее обратимся к задаче структурного синтеза типовой кинематической цепи для предлагаемых механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Для этого определим структурные параметры синтезируемой цепи. Примем условие, что данная цепь не будет налагать никаких ограничений и в ее конструкции будут использованы только одноподвижные вращательные (p_5) и трехподвижные сферические (p_3) шарниры, при этом двух- (p_4), четырех- (p_2) и пятиподвижные (p_1) шарниры применяться не будут (в связи с тем, что использование вращательных и сферических шарниров является более предпочтительным с точки зрения практики). Таким образом, соблюдается следующее условие: $p_5 \neq 0$, $p_4 = 0$, $p_3 \neq 0$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. С учетом отсутствия в синтезируемой цепи ограничений ($W=6$), применим формулу (2.1), которая при принятых условиях запишется, как:

$$6n - 5p_5 - 3p_3 = 6, \quad (2.3)$$

откуда выразим параметр n в следующем виде:

$$n = \frac{5p_5 + 3p_3}{6} + 1. \quad (2.4)$$

Из формулы (2.4) следует, что минимальное значение параметра p_5 (при наличии в цепи пар p_3) равно трем. При этом параметр p_5 может принимать значения из ряда 3, 6, 9, 12, Рассмотрим случай, когда $p_5 = 3$. В этом случае параметр p_3 может принимать значения из ряда 1, 3, 5, 7, ..., соответствующие значениям параметра n из ряда 4, 5, 6, 7, ... Таким образом, первым решением, удовлетворяющим поставленным условиям, будет следующее: $n = 4$, $p_5 = 3$, $p_3 = 1$. По найденным параметрам была синтезирована новая кинематическая цепь, имеющая складной дизайн. На рисунке 2.1 данная цепь показана в сложенной и разложенной конфигурациях.

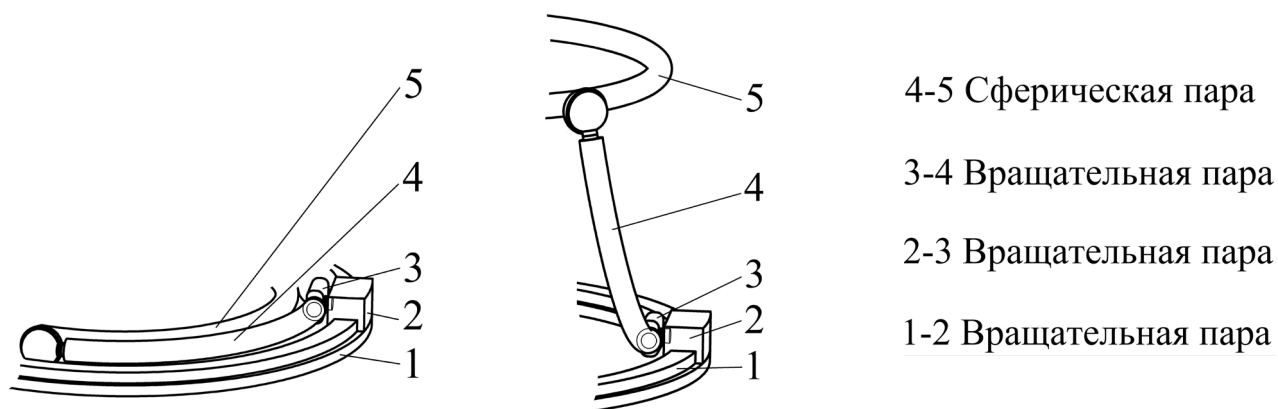


Рисунок 2.1. Кинематическая цепь в сложенной и разложенной конфигурациях

Кинематическая цепь состоит из стойки 1, выполненной в виде замкнутой круговой направляющей, каретки 2, промежуточного звена 3, криволинейной штанги 4 и платформы 5. Звенья образуют между собой три вращательные пары (1-2, 2-3 и 3-4) и одну сферическую пару (4-5). Здесь пара звеньев 1-2 является вращательной, т.к. радиус поворота каретки 2 относительно центра круговой направляющей 1 неизменный. Такой дизайн кинематической цепи обеспечивает складную конструкцию для создаваемого на ее основе механизма.

Далее используем синтезированную кинематическую цепь для создания семейства механизмов параллельной структуры. Примем, что число цепей механизмов будет ограничиваться в диапазоне от трех до шести. Так, на рисунках 2.2-2.5 представлены данные механизмы с числом цепей три, четыре, пять и шесть [88].

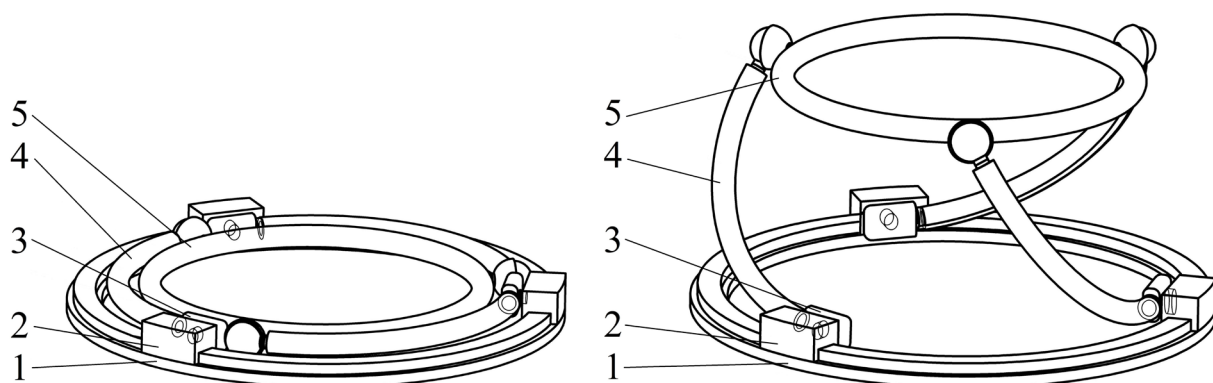


Рисунок 2.2. Кинематическая схема механизма с тремя цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

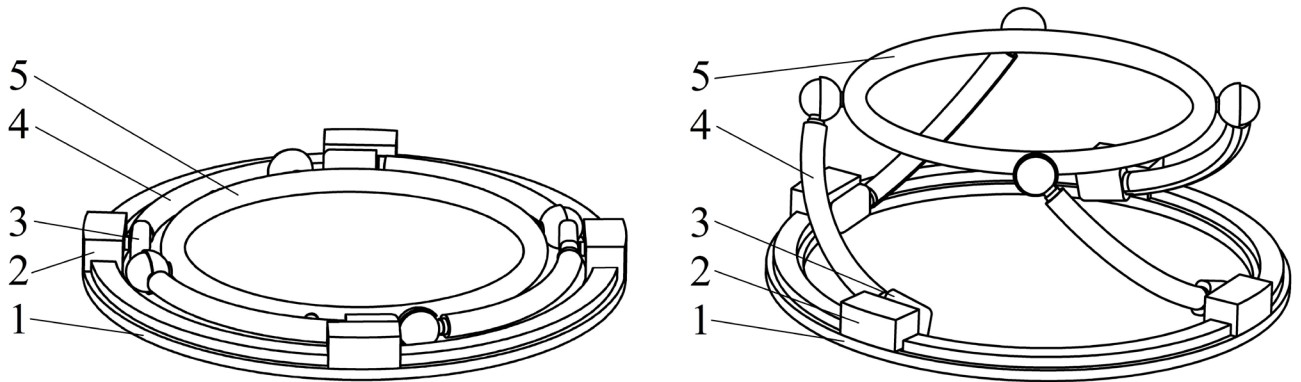


Рисунок 2.3. Кинематическая схема механизма с четырьмя цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

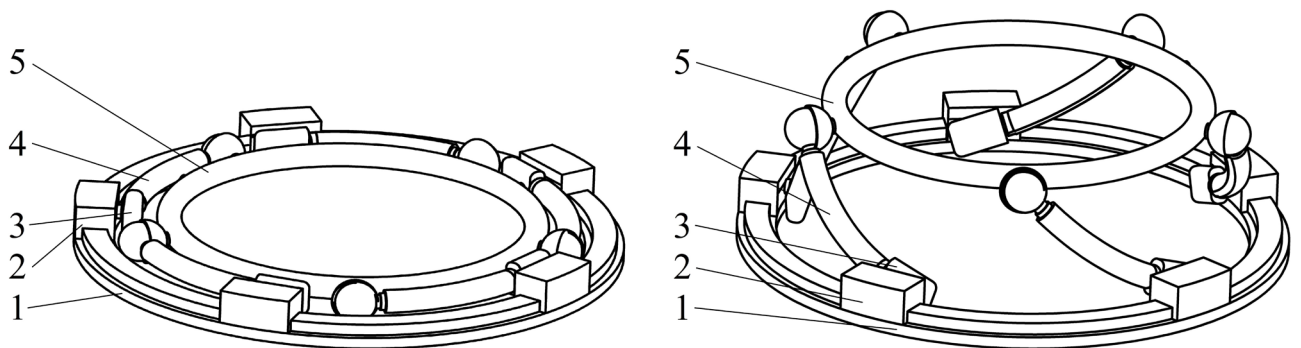


Рисунок 2.4. Кинематическая схема механизма с пятью цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

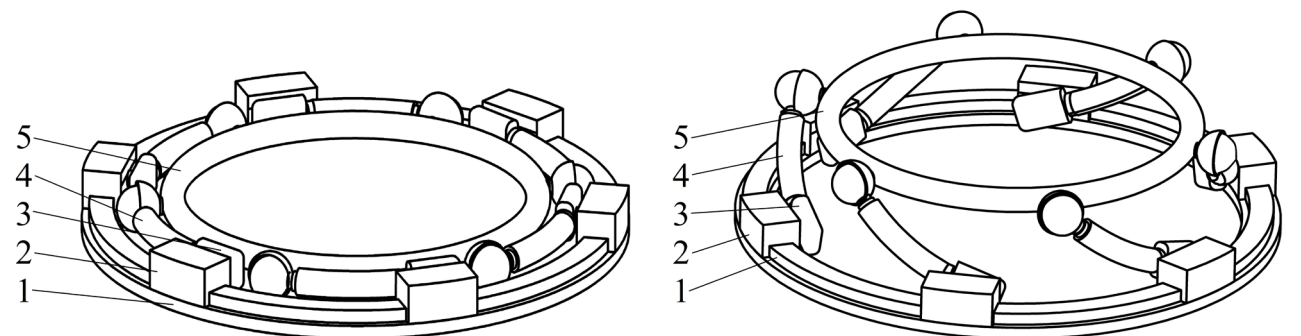


Рисунок 2.5. Кинематическая схема механизма с шестью цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

На основе представленной кинематической схемы, был синтезирован новый складной механизм с круговой направляющей, представленный на рисунке 2.6 [89, Приложение Б2]. Данный механизм приведен в работе [87] в

систематизированной классификации механизмов с круговой направляющей. Механизм состоит из стойки 1, выполненной в виде замкнутой круговой направляющей, сверху которой расположен рельс, а на боковой поверхности нарезаны зубья. На круговой направляющей 1 устанавливаются каретки 2, которые служат в качестве ведущих звеньев, внутри которых смонтированы зубчатые колеса 3, сопряженные с кареткой с помощью вала 3а. На каретках 2 устанавливаются промежуточные звенья 4 с помощью вращательных шарниров. В свою очередь промежуточные звенья 4 входят во вращательные пары со штангами 5, которые выполнены криволинейными и соединяются с платформой 6 (выходным звеном) сферическими шарнирами. На рисунках 2.6-2.9 представлены вариации складных механизмов с числом кинематических цепей от трех до шести, соответствующие схемам по рисункам 2.3-2.5.

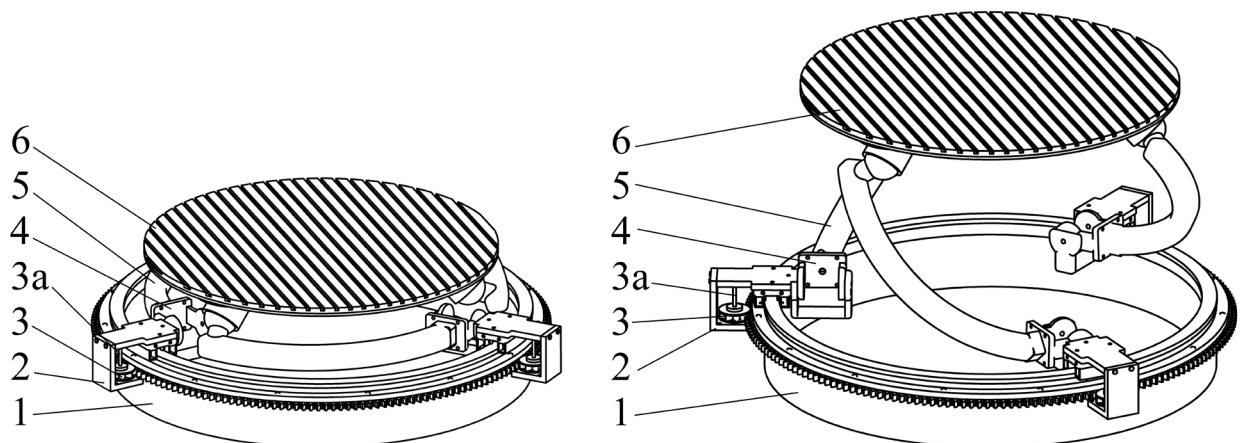


Рисунок 2.6. Дизайн механизма параллельной структуры с тремя кинематическими цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

Для механизма с тремя кинематическими цепями параметры формулы (2.1) запишутся следующим образом: $n = 10$, $p_5 = 9$, $p_4 = 0$, $p_3 = 3$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Тогда подвижность механизма будет равна $W = 6$.

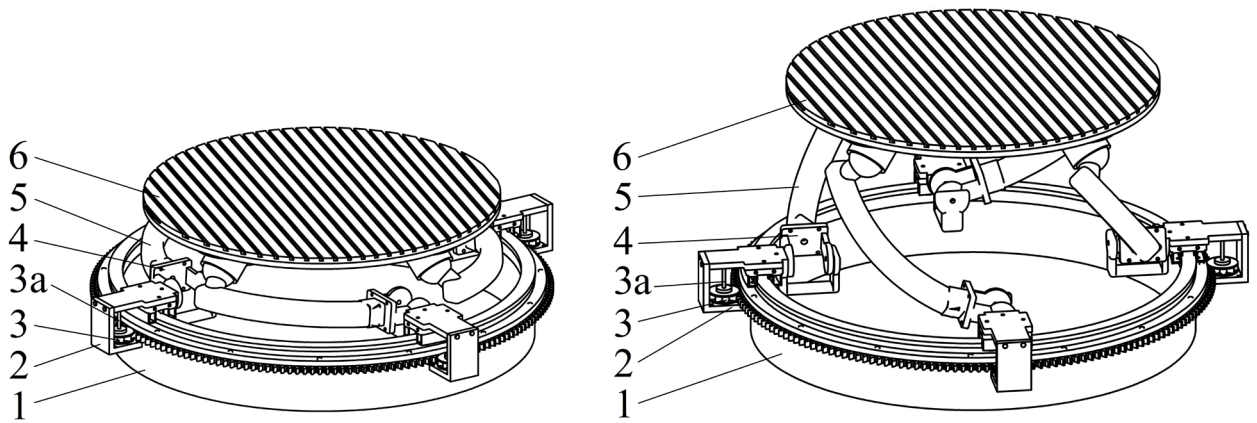


Рисунок 2.7. Дизайн механизма параллельной структуры с четырьмя кинематическими цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

Для схемы с четырьмя кинематическими цепями параметры формулы (2.1) соответственно равны: $n = 13$, $p_5 = 12$, $p_4 = 0$, $p_3 = 4$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Тогда подвижность равна $W = 6$.

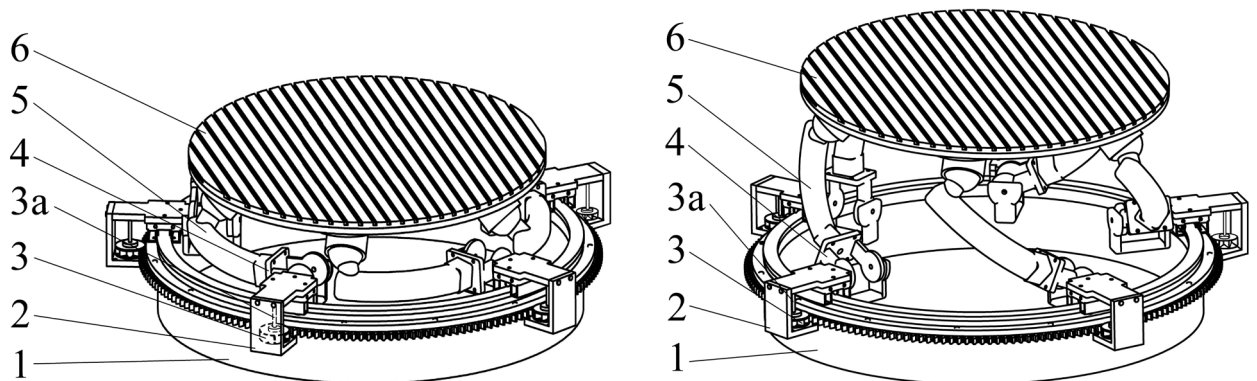


Рисунок 2.8. Дизайн механизма параллельной структуры с пятью кинематическими цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

Для схемы с пятью кинематическими цепями параметры формулы (2.1) оказываются равными: $n = 16$, $p_5 = 15$, $p_4 = 0$, $p_3 = 5$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Соответственно, подвижность равна $W = 6$.

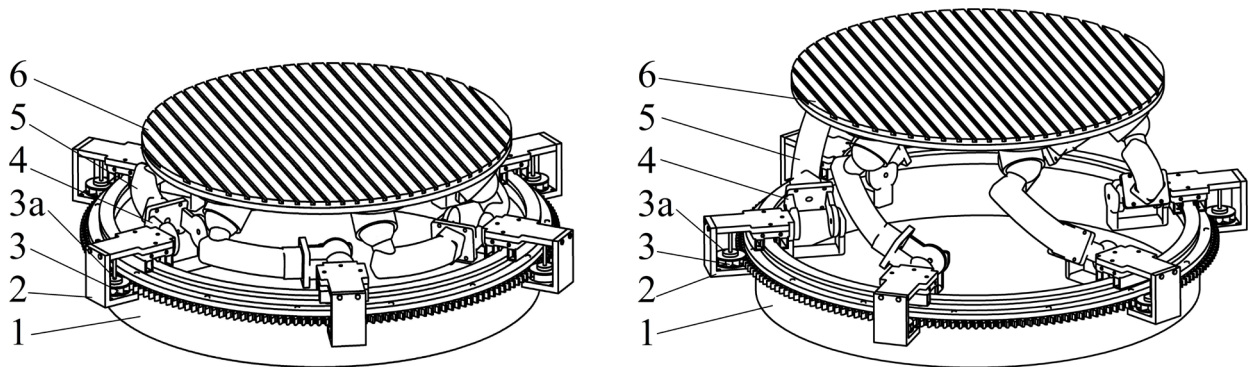


Рисунок 2.9. Дизайн механизма параллельной структуры с шестью кинематическими цепями в сложенной и разложенной конфигурациях

Схема с шестью кинематическими цепями имеет следующий набор параметров: $n = 19$, $p_5 = 18$, $p_4 = 0$, $p_3 = 6$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$. Таким образом, подвижность механизма составляет $W = 6$.

Такой дизайн механизмов обеспечивает им компактную конструкцию, в которой ни одно из звеньев не выходит за периметр круговой направляющей. Также в представленных механизмах обеспечивается возможность трансформации формы из трехмерной конфигурации в двумерную, при этом вертикальный габарит в них сокращается в несколько раз. Это позволяет получить достаточно большой размер рабочей зоны в вертикальном габарите. Кроме этого, в механизмах обеспечивается неограниченный поворот выходного звена вокруг вертикальной оси.

Важной особенностью разработанных механизмов является способность обеспечивать реконфигурируемое сферическое движение – такое, при котором радиус сферы, описываемой платформой, может быть переменным. На рисунке 2.10 рассмотрен данный случай на примере механизма стремя кинематическими цепями. В механизме приводными звеньями приняты каретки и криволинейные штанги. При блокировке приводов криволинейных штанг (на рисунке 2.10 данные привода обозначены красным цветом), механизм начинает работать как сферический. В нем $n = 7$, $p_5 = 6$, $p_4 = 0$, $p_3 = 3$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$, тогда по формуле (2.1) $W = 3$, т.е. механизм становится трехподвижным. В этом случае управление механизма осуществляется за счет кареток. При этом

изменение радиуса сферы обеспечивается поворотом криволинейных штанг. Так, на рисунке 2.10 левая схема имеет радиус описываемой сферы равный R , а правая схема имеет $0,8R$. Таким образом, из шестиподвижного механизма может трансформироваться в трехподвижный с возможностью реконфигурации. С точки зрения практики такое реконфигурируемое сферическое движение весьма востребовано в медицине, а именно, при проведении посттравматических процедур нижних конечностей, когда необходимо задавать разную амплитуду отклонений платформы.

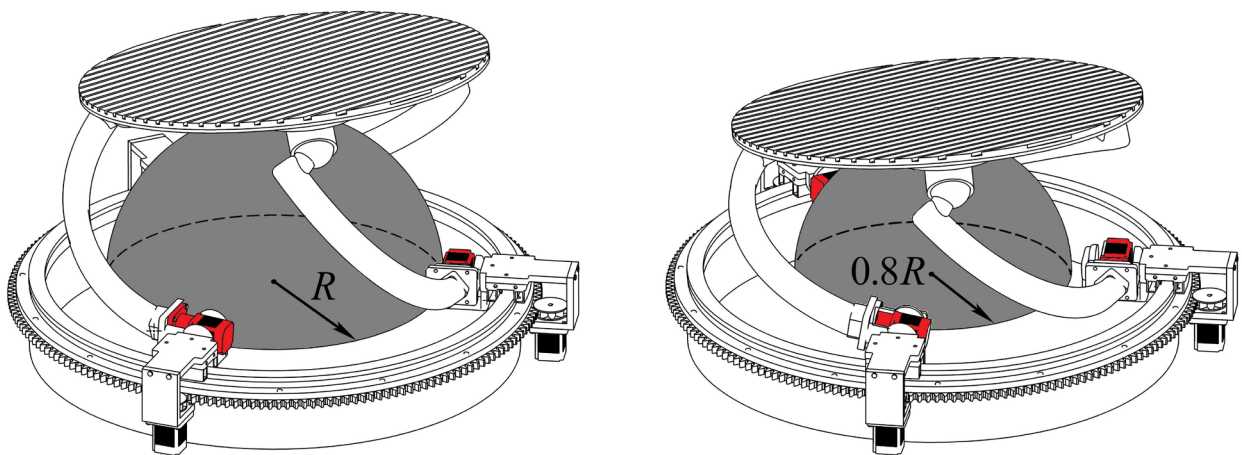


Рисунок 2.10. Применение в качестве механизма с реконфигурируемым сферическим движением при заблокированных приводах штанг

Отметим, что наиболее практичной является схема механизма с тремя кинематическими цепями, т.к. за счет наименьшего количества штанг механизм обладает наибольшим вертикальным габаритом и, соответственно, наибольшими габаритами рабочей зоны [90, Приложение Б3].

2.3. Разработка двухмодульных механизмов с нижним реконфигурируемым модулем в качестве шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей

Как было отмечено ранее, механизмы параллельной структуры имеют множество преимуществ. Однако проведенный анализ показал, что у таких механизмов наряду с их преимуществами есть и недостатки. Одним из таких

недостатков являются ограниченные размеры рабочей зоны. Несмотря на этот факт, механизмы параллельной структуры имеют широкие перспективы развития. Таким образом, в настоящей главе предлагаются конструктивные решения по увеличению рабочей зоны механизмов параллельной структуры. При этом предлагается использование шестиподвижного складного механизма, приведенного на рисунке 2.6, в качестве реконфигурируемого модуля для обеспечения сферического движения.

Рассмотрим некоторые варианты дизайна двухмодульных механизмов. На рисунке 2.11 представлена модель, нижний модуль которой состоит из шестиподвижного складного механизма, который позволяет установить платформу на требуемой высоте и далее функционирующий, как сферический, и двухподвижного $5R$ механизма.

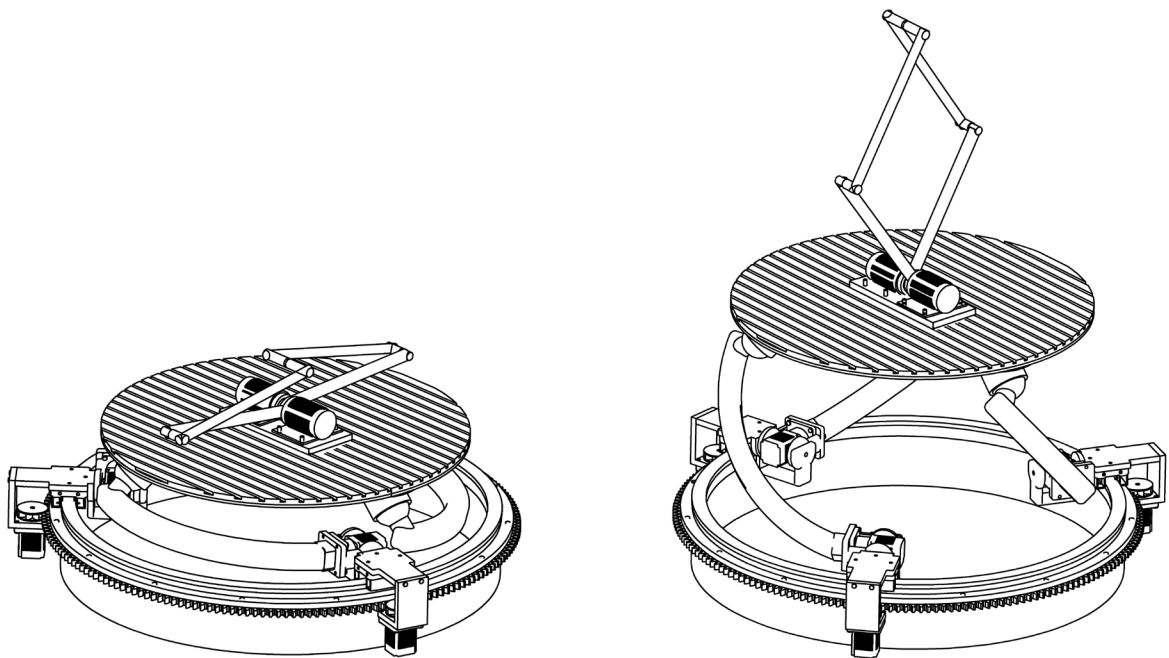


Рисунок 2.11. Модель складного реконфигурируемого восьмиподвижного механизма с вертикальным расположением $5R$ механизма

Таким образом, после открытия нижнего модуля механизм имеет кроме сферического движения также два дополнительных смещения в вертикальной плоскости. При этом дизайн механизма обеспечивает максимальную компактность в сложенной конфигурации, т.к. и верхний, и нижний модули

выполнены складными. В то же время наличие $5R$ механизма в виде верхнего модуля, позволяет значительно увеличить рабочую зону. Механизм имеет подвижность, равную восьми, что соответствует числу приводов.

На рисунке 2.12 представлена аналогичная модель с горизонтальным исполнением $5R$ механизма. Здесь максимальный габарит рабочей зоны обеспечивается в горизонтальном направлении.

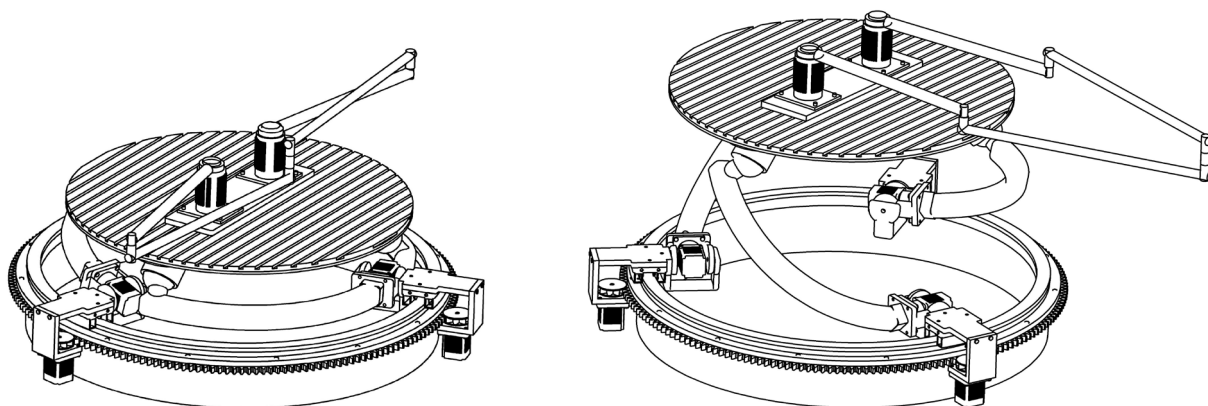


Рисунок 2.12. Модель складного реконфигурируемого восьмиподвижного механизма с горизонтальным расположением $5R$ механизма

На рисунке 2.13 представлен реконфигурируемый девятиподвижный механизм, в котором верхний и нижний модули имеют по три кинематические цепи. Оба модуля имеют складную конструкцию, то есть обеспечивается максимальная компактность в сложенной конфигурации. Нижний модуль работает как сферический реконфигурируемый механизм с изменяемым радиусом сферы, а верхний модуль представлен трехподвижным дельта-роботом, обеспечивающим поступательные смещения.

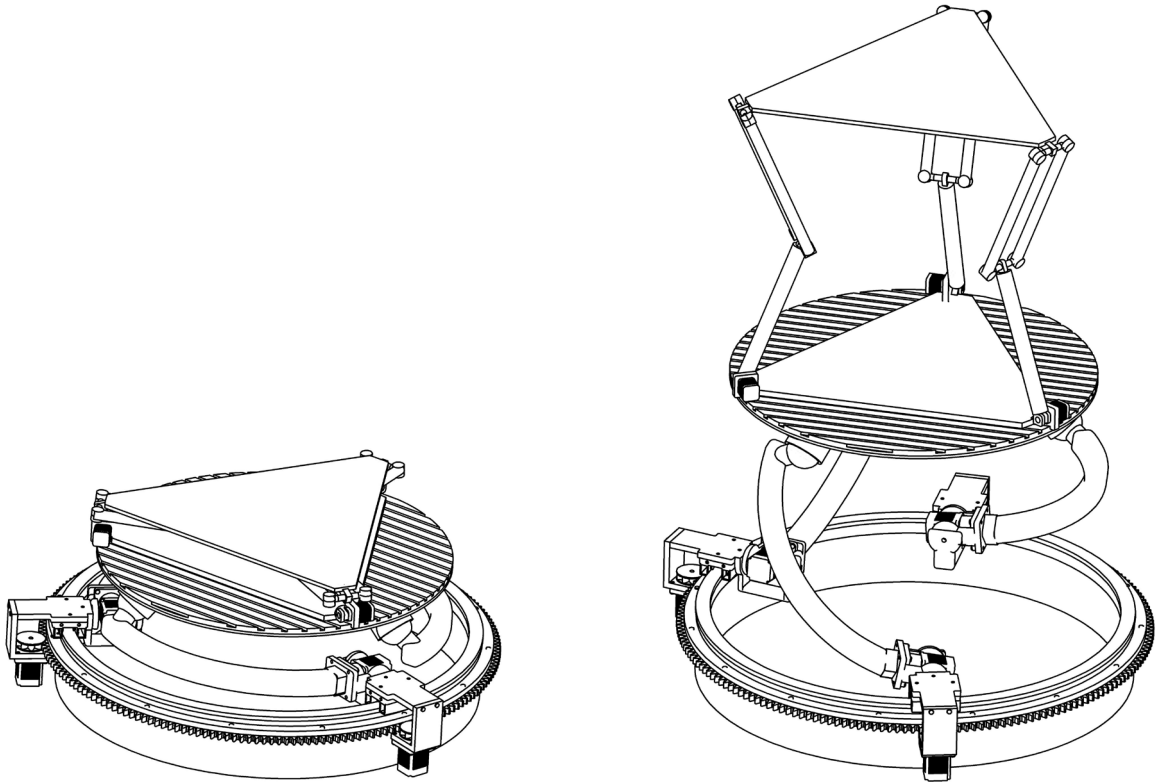


Рисунок 2.13. Модель складного девятиподвижного реконфигурируемого механизма

На рисунке 2.14 изображен складной реконфигурируемый механизм с верхним модулем в виде одноподвижного механизма Сэррюса. Аналогично предыдущим механизмам данный механизм имеет складную конструкцию. Общая подвижность представленного механизма оказывается равной семи, складывающейся из шести подвижностей нижнего модуля и одной подвижности верхнего. При этом после ориентирования платформы нижнего модуля, т.е. после отключения приводов штанг, данный механизм становится четырехподвижным, обеспечивающим три вращения и дополнительное независимое смещение вдоль оси, перпендикулярной плоскости платформы.

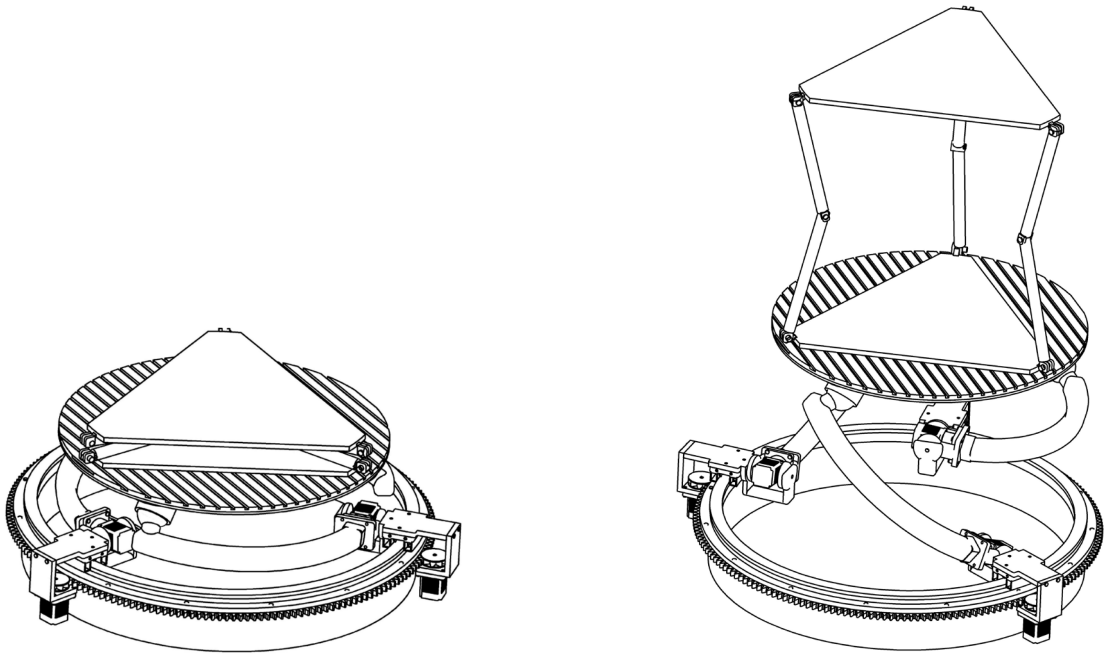


Рисунок 2.14. Модель складного семиподвижного реконфигурируемого механизма

На рисунке 2.15 представлен реконфигурируемый механизм с верхним модулем в качестве открытой кинематической цепи, имеющей три привода – два привода имеют оси в плоскости движения звеньев и один привод имеет ось, направленную вдоль выходного звена [91, Приложение Б4]. Такой механизм обеспечивает расширенные габариты рабочей зоны. Общее количество приводов механизма равно девяти.

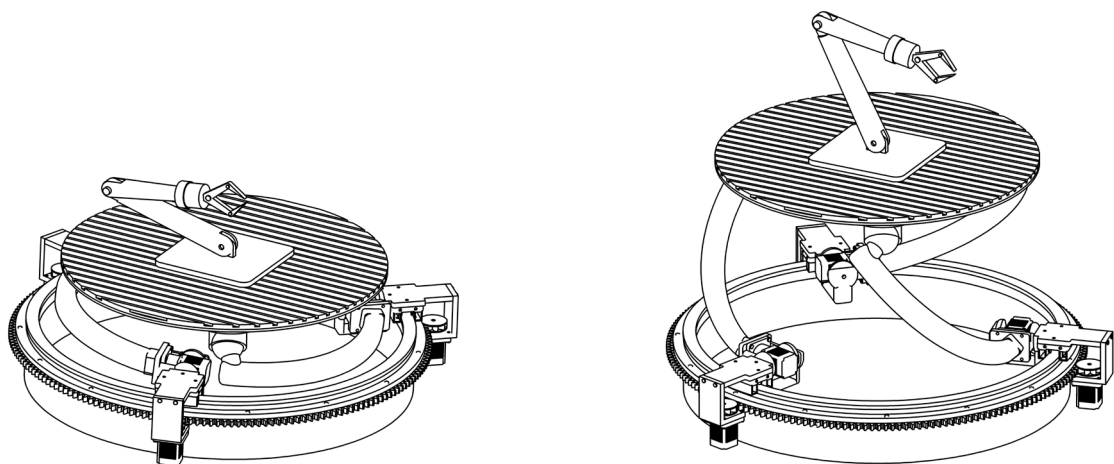


Рисунок 2.15. Модель складного реконфигурируемого механизма с верхним модулем в качестве открытой кинематической цепи

2.4. Выводы по главе 2

1. Проведен анализ подвижности существующих механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Определены степени свободы каждого из известных механизмов. Исследованы шестиподвижные механизмы с шестью, четырьмя и тремя кинематическими цепями; механизмы с плоским движением выходного звена; механизмы со сферическим движением выходного звена; реконфигурируемы сферические механизмы.

2. На основе впервые синтезированной складной кинематической цепи разработано новое семейство складных механизмов с круговой направляющей. Представлены механизмы с тремя, четырьмя, пятью и шестью кинематическими цепями. Выполнен анализ подвижности разработанных механизмов.

3. Разработаны новые модели двухмодульных механизмов, в которых нижним модулем является шестиподвижный складной механизм с круговой направляющей, обеспечивающий реконфигурируемое сферическое движение. В данных механизмах устраняется один из главных недостатков механических систем параллельной структуры – ограниченные параметры рабочей зоны. Кроме этого, все представленные механизмы имеют возможность трансформации в компактную складную конструкцию.

ГЛАВА 3. Кинематический анализ шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей

Кинематическим анализом механизма называется исследование движения звеньев механизма без учета воздействия всех сил, которые вызывают данное движение. При проведении кинематического анализа механизма решаются задачи о положениях звеньев механизма, которые они занимают в различных конфигурациях, об определении скоростей отдельных точек механизма и угловых скоростей звеньев, а также об определении ускорений отдельных точек и угловых ускорений звеньев. Для решения задач кинематического анализа применяют графический, графоаналитический и аналитический методы [92-95]. Также применяются численные методы [96, 97]. Кинематический анализ механизма может быть выполнен для заданного момента времени, либо для заданного положения выходного звена или нескольких заданных положений входных звеньев. В некоторых случаях для решения кинематической задачи возможно задание взаимного расположения отдельных звеньев.

В настоящей главе рассмотрим алгоритмы решения обратной и прямой задач о положениях, позволяющие установить взаимосвязи между координатами выходного звена механизма и управляемыми перемещениями в приводах (приводными координатами). При этом обратная задача направлена на вычисление приводных координат при заданных координатах выходного звена, а прямая задача – на определение положения и ориентации выходного звена при известных приводных координатах.

Положение выходного звена можно описать с помощью декартовых координат какой-либо его точки, например, центральной точки P (рисунок 3.1). Данные координаты можно представить в виде вектора \mathbf{r}_P , определяющего положение точки P относительно неподвижной системы координат $OXYZ$, построенной таким образом, что ее плоскость OXY лежит в плоскости точек B_i , $i = 1, 2, 3$, а центр O соответствует точке пересечения оси круговой

направляющей 1 с данной плоскостью. Ориентацию выходного звена в пространстве можно задать при помощи матрицы поворота \mathbf{R}_P , которая определяет ориентацию связанной с выходным звеном системы координат $PX_P Y_P Z_P$ относительно неподвижной системы $OXYZ$.

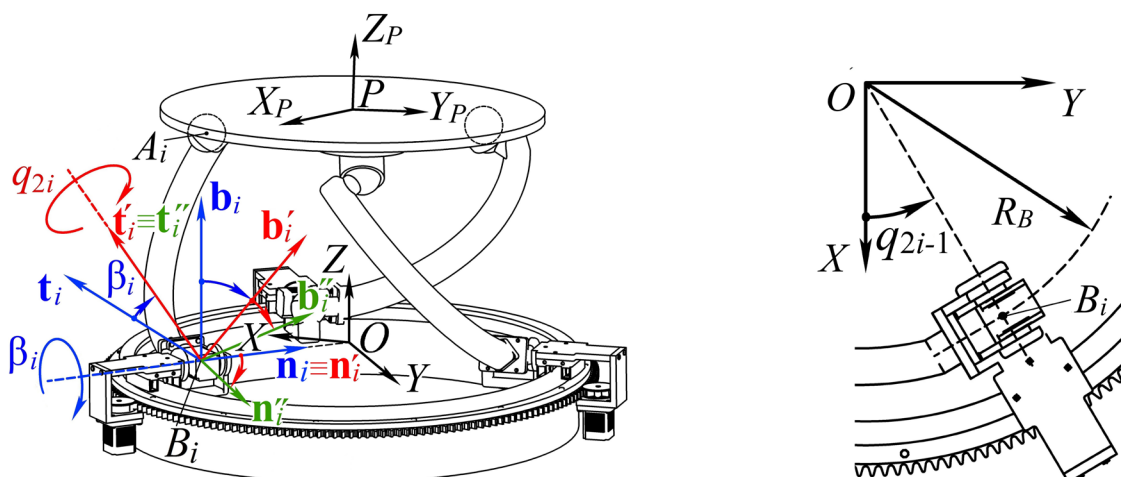


Рисунок 3.1. К исследованию кинематики шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей

Приводные координаты механизма можно записать в виде вектора \mathbf{q} :

$$\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ q_5 \ q_6]^T, \quad (3.1)$$

где координаты q_1 , q_3 и q_5 соответствуют угловым перемещениям кареток (рисунок 2.2) координаты q_2 , q_4 и q_6 соответствуют углам поворота приводов криволинейных штанг.

3.1. Решение обратной кинематической задачи

Решение обратной задачи о положениях заключается в определении вектора приводных координат \mathbf{q} при заданном векторе \mathbf{r}_P , описывающем положение выходного звена, а также при заданной матрице \mathbf{R}_P , описывающей его ориентацию. Методику решения данной задачи можно представить следующим образом.

Сперва рассмотрим определение углового расположения кареток на круговой направляющей, т.е. координат q_{2i-1} , $i = 1, 2, 3$. Для этого запишем

координаты точек A_i , $i = 1, 2, 3$, выходного звена относительно неподвижной системы координат $OXYZ$:

$$\mathbf{p}_{Ai} = \mathbf{p}_P + \mathbf{R}_P \mathbf{r}_{PAi}, \quad (3.2)$$

где \mathbf{r}_{PAi} – координаты точек A_i в системе $PX_P Y_P Z_P$.

Координаты точек B_i в системе $OXYZ$ можно найти следующим образом:

$$\mathbf{p}_{Bi} = [R_B \cos(q_{2i-1}) \ R_B \sin(q_{2i-1}) \ 0]^T, \quad (3.3)$$

где R_B – радиальная координата точки B_i .

Далее запишем соотношение, связывающее координаты точек A_i и B_i :

$$(\mathbf{p}_{Ai} - \mathbf{p}_{Bi})^2 = L_i^2, \quad (3.4)$$

где L_i – длина звена $A_i B_i$.

Подставляя (3.2) и (3.3) в (3.4) и проводя преобразования, получим выражение следующего вида:

$$p_{Ai}^x \cos(q_{2i-1}) + p_{Ai}^y \sin(q_{2i-1}) = g_i, \quad (3.5)$$

где p_{Ai}^x и p_{Ai}^y – соответствующие компоненты вектора \mathbf{p}_{Ai} , а параметр g_i не зависит от q_{2i-1} .

Запишем условие универсальной тригонометрической подстановки в следующем виде:

$$\cos(q_{2i-1}) = (1 - t_i^2) / (1 + t_i^2), \quad (3.6)$$

$$\sin(q_{2i-1}) = (2t_i) / (1 + t_i^2), \quad (3.7)$$

$$t_i = \operatorname{tg}(q_{2i-1} / 2). \quad (3.8)$$

Тогда выражение (3.5) можно переписать в следующем виде:

$$a_i t_i^2 + b_i t_i + c_i = 0. \quad (3.9)$$

Коэффициенты a_i , b_i и c_i являются известными при решении обратной задачи о положениях. Квадратное уравнение (3.9) в общем случае может иметь два решения, которые можно интерпретировать следующим образом. Траектория движения каждой из кареток (точки B_i) представляет собой окружность. С другой стороны, при заданных (фиксированных) координатах выходного звена точка B_i должна лежать на поверхности сферы с центром в точке A_i и радиусом L_i . Данная сфера в общем случае будет иметь две точки пересечения с упомянутой окружностью, что соответствует квадратному

уравнению (3.9). Значения приводных координат q_{2i-1} , $i = 1, 2, 3$, могут быть далее найдены через выражение (3.8). Выбор конкретного решения определяется конструктивными особенностями механизма (например, кинематические цепи и каретки не должны пересекаться друг с другом).

Следующий этап решения обратной задачи о положениях заключается в определении приводных координат q_{2i} , $i = 1, 2, 3$, соответствующих углам поворота в приводах криволинейных штанг (рисунок 2.2). Для этого сначала запишем следующее соотношение, связывающее координаты точек A_i и B_i :

$$\mathbf{p}_{A_i} = \mathbf{p}_{B_i} + \mathbf{R}_{1i}\mathbf{R}_{2i}\mathbf{R}_{3i}\mathbf{r}_{B_iA_i}, \quad (3.10)$$

где матрицы поворота \mathbf{R}_{1i} , \mathbf{R}_{2i} , \mathbf{R}_{3i} и вектор $\mathbf{r}_{B_iA_i}$ имеют следующий смысл:

1) Матрица \mathbf{R}_{1i} определяет ориентацию системы координат, связанной с кареткой, и может быть записана следующим образом:

$$\mathbf{R}_{1i} = [\mathbf{n}_i \ \mathbf{t}_i \ \mathbf{b}_i], \quad (3.11)$$

где \mathbf{n}_i – единичный вектор, направленный вдоль оси вращательного шарнира между кареткой и промежуточным звеном; \mathbf{t}_i – единичный вектор, направленный по касательной к круговой направляющей; \mathbf{b}_i – единичный вектор, перпендикулярный плоскости круговой направляющей. Данные векторы могут быть определены из следующих соотношений:

$$\mathbf{n}_i = -\mathbf{p}_{B_i} / R_B, \ \mathbf{b}_i = [0 \ 0 \ 1]^T, \ \mathbf{t}_i = \mathbf{b}_i \times \mathbf{n}_i. \quad (3.12)$$

Используя найденные ранее значения приводных координат q_{2i-1} , вектор \mathbf{p}_{B_i} в выражениях (3.12) можно получить из соотношения (3.3), и, таким образом, все компоненты матрицы \mathbf{R}_{1i} считаются известными.

2) Матрица \mathbf{R}_{2i} соответствует повороту во вращательном шарнире между кареткой и промежуточным звеном на угол β_i вокруг оси \mathbf{n}_i :

$$\mathbf{R}_{2i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\beta_i) & -\sin(\beta_i) \\ 0 & \sin(\beta_i) & \cos(\beta_i) \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

3) Матрица \mathbf{R}_{3i} соответствует повороту во вращательном шарнире между кареткой и промежуточным звеном на угол q_{2i} вокруг повернутой оси \mathbf{t}_i :

$$\mathbf{R}_{3i} = \begin{bmatrix} \cos(q_{2i}) & 0 & \sin(q_{2i}) \\ 0 & 1 & 1 \\ -\sin(q_{2i}) & 0 & \cos(q_{2i}) \end{bmatrix}. \quad (3.14)$$

4) Вектор \mathbf{r}_{BiAi} определяет координаты точки A_i в системе координат $\mathbf{n}_i''\mathbf{t}_i''\mathbf{b}_i''$ (рисунок 3.1), полученной после последовательных поворотов \mathbf{R}_{1i} , \mathbf{R}_{2i} и \mathbf{R}_{3i} , и имеет известное постоянное значение, определяемое геометрией криволинейной штанги.

Соотношение (3.10) можно записать в виде:

$$\mathbf{R}_{2i}\mathbf{R}_{3i}\mathbf{r}_{BiAi} = \mathbf{R}_{1i}^T(\mathbf{p}_{Ai} - \mathbf{p}_{Bi}). \quad (3.15)$$

Правая часть выражения (3.15) является известной. Подставим (3.13) и (3.14) в (3.15):

$$\begin{bmatrix} \cos(q_{2i}) & 0 & \sin(q_{2i}) \\ \sin(\beta_{2i})\sin(q_{2i}) & \cos(\beta_{2i}) & -\sin(\beta_{2i}) \cos(q_{2i}) \\ -\cos(\beta_{2i})\sin(q_{2i}) & \sin(\beta_{2i}) & \cos(\beta_{2i})\cos(q_{2i}) \end{bmatrix} \mathbf{r}_{BiAi} = \mathbf{R}_{1i}^T(\mathbf{p}_{Ai} - \mathbf{p}_{Bi}). \quad (3.16)$$

Приравнивая первые строки левой и правой частей выражения (3.16), можно получить соотношение, аналогичное (3.5). Проводя универсальную тригонометрическую подстановку вида (3.6)–(3.8) для переменной q_{2i} , получим квадратное уравнение, аналогичное (3.9) и имеющее в общем случае два решения. Данные решения соответствуют двум различным конфигурациям кинематической цепи, вторая из которых схожа с первой, но развернута относительно прямой A_iB_i на 180° .

Таким образом, были найдены значения всех шести приводных координат механизма. Выражение (3.16) также может быть схожим образом использовано для определения координат β_i . Сформированный алгоритм решения обратной кинематической задачи является универсальным для механизмов данного типа вне зависимости от числа кинематических цепей. Это связано с тем, что в решении определяются не только углы приводных звеньев, но также и неприводных, которым в механизмах с иным количеством кинематических цепей может быть предписано входное движение.

3.2. Решение прямой кинематической задачи

Решение прямой задачи о положениях для исследуемого механизма заключается в определении вектора \mathbf{p}_P , описывающего положение выходного звена, и матрицы поворота \mathbf{R}_P , описывающей его ориентацию, при заданном векторе приводных координат \mathbf{q} . Методика решения данной задачи схожа с алгоритмом, приведенным в работе [98], и заключается в следующем.

Сначала определяются координаты \mathbf{p}_{Bi} точек B_i , $i = 1, 2, 3$, относительно неподвижной системы $OXYZ$, используя соотношение (3.3). Далее выражение (3.10) записывается в виде:

$$\mathbf{p}_{Ai} = \mathbf{p}_{Bi} + \mathbf{R}_{1i}\mathbf{R}_{2i}\mathbf{r}_i, \quad (3.17)$$

где вектор $\mathbf{r}_i = \mathbf{R}_{3i}\mathbf{r}_{BiAi}$ является известным при решении прямой задачи о положениях. Правая часть выражения (3.17) зависит только от угла поворота β_i в неуправляемом вращательном шарнире между кареткой и промежуточным звеном. Подставим (3.12) и (3.13) в (3.17):

$$\mathbf{p}_{Ai} = \mathbf{p}_{Bi} \begin{bmatrix} n_i^x r_i^x + t_i^x r_i^y \cos(\beta_i) - t_i^x r_i^z \sin(\beta_i) \\ n_i^y r_i^x + t_i^y r_i^y \cos(\beta_i) - t_i^y r_i^z \sin(\beta_i) \\ r_i^y \sin(\beta_i) - r_i^z \cos(\beta_i) \end{bmatrix}, \quad (3.18)$$

где верхние индексы x , y и z определяют соответствующие компоненты векторов \mathbf{n}_i , \mathbf{t}_i и \mathbf{r}_i . Отметим, что с учетом (3.3) и (3.12) компоненты n_i^z и t_i^z равны нулю и в выражении (3.18) отсутствуют.

Соотношение (3.18) можно представить в более компактном виде, введя следующие дополнительные обозначения:

$$\mathbf{d}_i = \mathbf{p}_{Bi} + r_i^x \mathbf{n}_i, \quad (3.19)$$

$$r_i^y = r_i^{yz} \cos \gamma_i, \quad r_i^z = r_i^{yz} \sin \gamma_i, \quad (3.20)$$

$$r_i^{yz} = \sqrt{(r_i^y)^2 + (r_i^z)^2}, \quad \gamma_i = \arctg(r_i^z / r_i^y). \quad (3.21)$$

Параметр r_i^{yz} в выражениях (3.20) и (3.21) есть проекция вектора \mathbf{r}_i на плоскость $B_i\mathbf{t}_i'\mathbf{b}_i'$ системы координат $\mathbf{n}_i'\mathbf{t}_i'\mathbf{b}_i'$, связанной с промежуточным звеном. Угол γ_i определяет последующие проекции r_i^{yz} на оси \mathbf{t}_i' и \mathbf{b}_i' данной системы. После подстановки (3.19) и (3.20) в (3.18) получим выражение вида:

$$\mathbf{p}_{Ai} = \mathbf{d}_i + r_i^{yz} \begin{bmatrix} t_i^x \cos(\alpha_i) \\ t_i^y \cos(\alpha_i) \\ \sin(\alpha_i) \end{bmatrix}, \quad (3.22)$$

где $\alpha_i = \beta_i + \gamma_i$.

Выражение (3.22) представляет собой компактный аналог выражения (3.18). Неизвестной величиной в правой части выражения (3.22) является только угол α_i . Далее запишем соотношения, связывающие координаты точек A_i с постоянными по величине расстояниями между центрами сферических шарниров платформы:

$$(\mathbf{p}_{A1} - \mathbf{p}_{A2})^2 = L_{A1A2}^2, \quad (3.23)$$

$$(\mathbf{p}_{A2} - \mathbf{p}_{A3})^2 = L_{A2A3}^2, \quad (3.24)$$

$$(\mathbf{p}_{A3} - \mathbf{p}_{A1})^2 = L_{A3A1}^2, \quad (3.25)$$

где L_{A1A2} , L_{A2A3} и L_{A3A1} – известные расстояния между центрами соответствующих сферических шарниров платформы.

Выражения (3.23)–(3.25) с учетом (3.22) представляют собой систему из трех уравнений относительно трех неизвестных α_i , $i = 1, 2, 3$. Подставляя (3.22) в (3.23)–(3.25), данную систему соотношений можно привести к следующему виду:

$$\begin{aligned} k_{i1} + k_{i2}\cos(\alpha_i) + k_{i3}\cos(\alpha_j) + k_{i4}\sin(\alpha_i) + k_{i5}\sin(\alpha_j) + \\ k_{i6}\cos(\alpha_i)\cos(\alpha_j) + k_{i7}\sin(\alpha_i)\sin(\alpha_j) = 0, \quad i = 1, 2, 3, \end{aligned} \quad (3.26)$$

где коэффициенты k_{i1}, \dots, k_{i7} не зависят от α_i , а индекс j равен единице плюс остатку от деления i на три:

$$j = 1 + \text{mod}(i, 3). \quad (3.27)$$

Выполним универсальную тригонометрическую подстановку вида (3.6)–(3.8) для параметров α_i и α_j в выражении (3.26). После данной подстановки соотношение (3.26) можно свести к виду:

$$[t_i^2 \ t_i \ 1] \mathbf{A}_i [t_j^2 \ t_j \ 1]^T = 0, \quad (3.28)$$

где матрица \mathbf{A}_i зависит от параметров k_{i1}, \dots, k_{i7} (t_i и t_j в (3.28) соответствуют выражению (3.8) для α_i и α_j и никак не связаны с q_{2i-1} или q_{2j-1}).

Перепишем систему (3.28) в следующем виде:

$$[t_1^2 \ t_1 \ 1]\mathbf{E}[t_2^2 \ t_2 \ 1]^T = 0, \quad (3.29)$$

$$[t_2^2 \ t_2 \ 1]\mathbf{F}[t_3^2 \ t_3 \ 1]^T = 0, \quad (3.30)$$

$$[t_1^2 \ t_1 \ 1]\mathbf{H}[t_3^2 \ t_3 \ 1]^T = 0, \quad (3.31)$$

где $\mathbf{E} = \mathbf{A}_1$, $\mathbf{F} = \mathbf{A}_2$ и $\mathbf{H} = \mathbf{A}_3^T$.

Выражения (3.30) и (3.31) можно представить в виде системы двух квадратных уравнений относительно неизвестной t_3 , как:

$$f_1 t_3^2 + f_2 t_3 + f_3 = 0, \quad (3.32)$$

$$h_1 t_3^2 + h_2 t_3 + h_3 = 0, \quad (3.33)$$

где скалярные коэффициенты f_1, f_2, f_3 и h_1, h_2, h_3 зависят от переменных t_1 и t_2 и определяются из соотношений:

$$[f_1 \ f_2 \ f_3] = [t_2^2 \ t_2 \ 1]\mathbf{F}, \quad (3.34)$$

$$[h_1 \ h_2 \ h_3] = [t_1^2 \ t_1 \ 1]\mathbf{H}. \quad (3.35)$$

Для определения решения системы уравнений (3.32)–(3.33) воспользуемся методом, представленным в работе [99], для чего сначала домножим оба уравнения на t_3 и перепишем полученную систему в следующем виде:

$$f_1 t_3^2 + f_2 t_3 + f_3 = 0, \quad (3.36)$$

$$f_1 t_3^3 + f_2 t_3^2 + f_3 t_3 = 0, \quad (3.37)$$

$$h_1 t_3^2 + h_2 t_3 + h_3 = 0, \quad (3.38)$$

$$h_1 t_3^3 + h_2 t_3^2 + h_3 t_3 = 0. \quad (3.39)$$

Соотношения (3.36)–(3.39) можно представить в матричном виде:

$$\begin{bmatrix} 0 & f_1 & f_2 & f_3 \\ f_1 & f_2 & f_3 & 0 \\ 0 & h_1 & h_2 & h_3 \\ h_1 & h_2 & h_3 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_3^3 \\ t_3^2 \\ t_3 \\ 1 \end{bmatrix} = 0. \quad (3.40)$$

Для того чтобы данная система уравнений имела нетривиальное решение, определитель матрицы в выражении (3.40) должен быть равен нулю, что приводит к следующему соотношению:

$$f_1^2 h_3^2 - f_1 f_2 h_2 h_3 - 2f_1 f_3 h_1 h_3 + f_1 f_3 h_2^2 + f_2^2 h_1 h_3 - f_2 f_3 h_1 h_2 + f_3^2 h_1^2 = 0. \quad (3.41)$$

С учетом выражений (3.34) и (3.35) выражение (3.41) представляет собой полиномиальное уравнение восьмой степени относительно переменных t_1 и t_2 ,

каждая из которых входит в (3.41) в степени не больше четырех. Можно перегруппировать слагаемые и получить соотношение, аналогичное (3.29):

$$[t_1^4 \ t_1^3 \ t_1^2 \ t_1 \ 1] \mathbf{M} [t_2^4 \ t_2^3 \ t_2^2 \ t_2 \ 1]^T = 0, \quad (3.42)$$

где матрица \mathbf{M} зависит от известных параметров k_{i1}, \dots, k_{i7} .

Далее перепишем выражения (3.29) и (3.42) в виде квадратного уравнения и уравнения четвертой степени соответственно относительно неизвестной t_2 :

$$e_1 t_2^2 + e_2 t_2 + e_3 = 0, \quad (3.43)$$

$$m_1 t_2^4 + m_2 t_2^3 + m_3 t_2^2 + m_4 t_2 + m_5 = 0, \quad (3.44)$$

где скалярные коэффициенты e_1 – e_3 и m_1 – m_5 зависят от переменной t_1 и определяются из соотношений, аналогичных (3.34) и (3.35):

$$[e_1 \ e_2 \ e_3] = [t_1^2 \ t_1 \ 1] \mathbf{E}, \quad (3.45)$$

$$[m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4 \ m_5] = [t_1^4 \ t_1^3 \ t_1^2 \ t_1 \ 1] \mathbf{M}. \quad (3.46)$$

Для определения решения системы уравнений (3.43) и (3.44) снова воспользуемся методом, показанным в работе [99], для чего сначала домножим первое уравнение на t_2 , t_2^2 и t_2^3 , а второе – на t_2 , и перепишем полученную систему в виде:

$$e_1 t_2^2 + e_2 t_2 + e_3 = 0, \quad (3.47)$$

$$e_1 t_2^3 + e_2 t_2^2 + e_3 t_2 = 0, \quad (3.48)$$

$$e_1 t_2^4 + e_2 t_2^3 + e_3 t_2^2 = 0, \quad (3.49)$$

$$e_1 t_2^5 + e_2 t_2^4 + e_3 t_2^3 = 0, \quad (3.50)$$

$$m_1 t_2^4 + m_2 t_2^3 + m_3 t_2^2 + m_4 t_2 + m_5 = 0, \quad (3.51)$$

$$m_1 t_2^5 + m_2 t_2^4 + m_3 t_2^3 + m_4 t_2^2 + m_5 t_2 = 0. \quad (3.52)$$

Соотношения (3.47)–(3.52) можно представить в матричном виде:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & e_1 & e_2 & e_3 \\ 0 & 0 & e_1 & e_2 & e_3 & 0 \\ 0 & e_1 & e_2 & e_3 & 0 & 0 \\ e_1 & e_2 & e_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & m_2 & m_3 & m_4 & m_5 \\ m_1 & m_2 & m_3 & m_4 & m_5 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_2^5 \\ t_2^4 \\ t_2^3 \\ t_2^2 \\ t_2 \\ 1 \end{bmatrix} = 0. \quad (3.53)$$

Для того чтобы данная система уравнений имела нетривиальное решение, определитель матрицы в выражении (3.53) должен быть равен нулю, что приводит к следующему соотношению:

$$\begin{aligned}
 & -e_1^4 m_5^2 + e_1^3 e_2 m_4 m_5 + 2e_1^3 e_3 m_3 m_5 - e_1^3 e_3 m_4^2 - e_1^2 e_2^2 m_3 m_5 - 3e_1^2 e_2 e_3 m_2 m_5 + \\
 & \quad e_1^2 e_2 e_3 m_3 m_4 - 2e_1^2 e_3^2 m_1 m_5 + 2e_1^2 e_3^2 m_2 m_4 - e_1^2 e_3^2 m_3^2 + e_1 e_2^3 m_2 m_5 + \\
 & \quad 4e_1 e_2^2 e_3 m_1 m_5 - e_1 e_2^2 e_3 m_2 m_4 - 3e_1 e_2 e_3^2 m_1 m_4 + e_1 e_2 e_3^2 m_2 m_3 + 2e_1 e_3^3 m_1 m_3 - \\
 & \quad e_1 e_3^3 m_2^2 - e_2^4 m_1 m_5 + e_2^3 e_3 m_1 m_4 - e_2^2 e_3^2 m_1 m_3 + e_2 e_3^3 m_1 m_2 - e_3^4 m_1^2 = 0.
 \end{aligned} \tag{3.54}$$

Принимая во внимание соотношения (3.45) и (3.46), отметим, что выражение (3.54) представляет собой полиномиальное уравнение 16-й степени относительно переменной t_1 . Данное уравнение будет иметь 16 решений (в том числе возможны комплексные решения), которые могут быть найдены, например, как собственные числа сопровождающей матрицы для многочлена, стоящего в левой части выражения (3.54) [100].

После определения параметра t_1 , величины t_2 и t_3 можно найти как решения квадратных уравнений (3.29) и (3.31) соответственно. При этом для полученных решений должно также выполняться условие (3.30). И хотя каждое из квадратных уравнений (3.29) и (3.31) может иметь два решения, что в общем случае приводит к четырем возможным комбинациям t_2 и t_3 , лишь одна пара решений будет удовлетворять условию (3.30) [101].

После расчета величин t_i , $i = 1, 2, 3$, через выражение, аналогичное (3.8), можно найти углы α_i и, далее, углы β_i . Затем можно определить координаты \mathbf{r}_{A_i} центров сферических шарниров платформы, используя выражение (3.17).

Полученные координаты \mathbf{r}_{A_i} трех точек A_i однозначно определяют положение и ориентацию выходного звена механизма относительно неподвижной системы $OXYZ$, и таким образом, прямую задачу о положениях можно считать решенной. Если также необходимо определить координаты \mathbf{r}_P точки P , центра выходного звена, и матрицу поворота \mathbf{R}_P для связанной с ним системы координат, можно поступить следующим образом.

Перепишем выражение (3.18) в виде:

$$\mathbf{p}_{Ai} - \mathbf{p}_P = \mathbf{R}_P \mathbf{r}_{PAi}. \quad (3.55)$$

Возведем обе части данного соотношения в квадрат и запишем систему уравнений для $i = 1, 2, 3$:

$$(x_{A1} - x_P)^2 + (y_{A1} - y_P)^2 + (z_{A1} - z_P)^2 = \mathbf{r}_{PA1}^2, \quad (3.56)$$

$$(x_{A2} - x_P)^2 + (y_{A2} - y_P)^2 + (z_{A2} - z_P)^2 = \mathbf{r}_{PA2}^2, \quad (3.57)$$

$$(x_{A3} - x_P)^2 + (y_{A3} - y_P)^2 + (z_{A3} - z_P)^2 = \mathbf{r}_{PA3}^2, \quad (3.58)$$

где x_P, y_P, z_P – компоненты вектора \mathbf{p}_P ; x_{Ai}, y_{Ai}, z_{Ai} – компоненты вектора \mathbf{p}_{Ai} .

Выражения (3.56)–(3.58) представляют собой уравнения трех сфер с центрами в точках A_1, A_2 и A_3 , пересечение которых определит положение точки P . В общем случае существует две точки пересечения трех сфер (рисунок 3.2). Определить их координаты можно следующим образом. Вычтем (3.57) и (3.58) из (3.56):

$$2x_P(x_{A2} - x_{A1}) + 2y_P(y_{A2} - y_{A1}) + 2z_P(z_{A2} - z_{A1}) = \mathbf{r}_{PA1}^2 - \mathbf{r}_{PA2}^2 + \mathbf{p}_{A2}^2 - \mathbf{p}_{A1}^2, \quad (3.59)$$

$$2x_P(x_{A3} - x_{A1}) + 2y_P(y_{A3} - y_{A1}) + 2z_P(z_{A3} - z_{A1}) = \mathbf{r}_{PA1}^2 - \mathbf{r}_{PA3}^2 + \mathbf{p}_{A3}^2 - \mathbf{p}_{A1}^2. \quad (3.60)$$

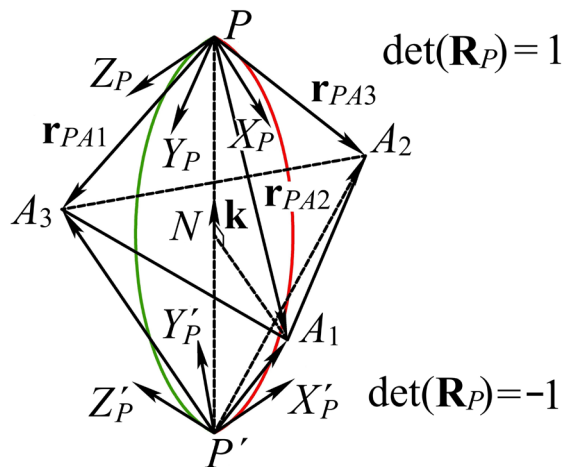


Рисунок 3.2. К определению положения точки P – центра выходного звена

Соотношения (3.59) и (3.60) являются уравнениями плоскостей, содержащих окружности, по которым пересекаются пары сфер (рисунок 3.2). Линия пересечения данных плоскостей перпендикулярна плоскости, проходящей через точки A_1, A_2 и A_3 , и пересекает ее в точке N , имеющей координаты $\mathbf{p}_N = [x_N \ y_N \ z_N]^T$. Уравнение плоскости $A_1A_2A_3$ можно представить в следующем виде:

$$k^x(x_N - x_{A1}) + k^y(y_N - y_{A1}) + k^z(z_N - z_{A1}) = 0, \quad (3.61)$$

где $\mathbf{k} = [k^x \ k^y \ k^z]^T$ — нормаль к плоскости $A_1A_2A_3$:

$$\mathbf{k} = (\mathbf{p}_{A2} - \mathbf{p}_{A1}) \times (\mathbf{p}_{A3} - \mathbf{p}_{A1}). \quad (3.62)$$

Координаты \mathbf{p}_N точки N можно найти, как координаты точки пересечения трех плоскостей из системы трех линейных уравнений (3.59), (3.60) и (3.62), заменяя в первых двух уравнения индекс P на N . В общем (невырожденном) случае данная система будет иметь единственное решение. После расчета координат точки N , координаты точки P определяются следующим образом:

$$\mathbf{p}_P = \mathbf{p}_N \pm \mathbf{k}NP / |\mathbf{k}|, \quad (3.63)$$

где

$$NP = \sqrt{\mathbf{r}_{PAq}^2 - (\mathbf{p}_N - \mathbf{p}_{A1})^2}. \quad (3.64)$$

Выражение (3.63) определяет координаты двух точек пересечения сфер (3.56)–(3.58), однако, как будет показано далее, только одна из них удовлетворяет решению прямой задачи о положениях.

Для определения матрицы поворота \mathbf{R}_P выходного звена сначала представим ее в виде матрицы из девяти неизвестных компонентов $R_{11}, R_{12}, \dots, R_{33}$, где первый индекс соответствует номеру строки, а второй – номеру столбца. После этого соотношение (3.55) можно представить в виде трех систем линейных уравнений:

$$\mathbf{T}[R_{11} \ R_{12} \ R_{13}]^T = [(x_{A1} - x_P) \ (x_{A2} - x_P) \ (x_{A3} - x_P)]^T, \quad (3.65)$$

$$\mathbf{T}[R_{21} \ R_{22} \ R_{23}]^T = [(y_{A1} - y_P) \ (y_{A2} - y_P) \ (y_{A3} - y_P)]^T, \quad (3.66)$$

$$\mathbf{T}[R_{31} \ R_{32} \ R_{33}]^T = [(z_{A1} - z_P) \ (z_{A2} - z_P) \ (z_{A3} - z_P)]^T, \quad (3.67)$$

где

$$\mathbf{T} = [\mathbf{r}_{PA1}^T \ \mathbf{r}_{PA2}^T \ \mathbf{r}_{PA3}^T]^T. \quad (3.68)$$

Решение систем уравнений (3.65)–(3.67) определяет матрицу \mathbf{R}_P . Здесь стоит отметить два важных момента. Во-первых, в случае, когда векторы \mathbf{r}_{PA1} , \mathbf{r}_{PA2} и \mathbf{r}_{PA3} расположены в одной плоскости, т.е. точка P выбрана в одной плоскости с точками A_1 , A_2 и A_3 , матрица \mathbf{T} в выражении (3.68) становится вырожденной, и определить матрицу поворота \mathbf{R}_P не представляется

возможным. Поэтому целесообразно выбирать точку P вне плоскости $A_1A_2A_3$. Во-вторых, два различных положения точки P , полученные согласно (3.63), приводят к двум различным матрицам поворота \mathbf{R}_P , определитель одной из которых равен $+1$, а другой -1 . В данном случае целесообразно выбрать первый вариант, соответствующей правой системе координат $PX_P Y_P Z_P$ (рисунок 3.2).

Таким образом, из найденных ранее координат \mathbf{r}_{A_i} точек A_i были определены положение \mathbf{r}_P и ориентация \mathbf{R}_P системы $PX_P Y_P Z_P$, связанной с платформой механизма, т.е. была решена прямая задача о положениях.

3.3. Численный пример решения обратной и прямой кинематических задач

Далее рассмотрим численные примеры решения обратной и прямой кинематических задач. Для обратной задачи о положениях рассмотрим пример для наиболее простого случая, когда точка P выходного звена расположена над точкой O на высоте 300 мм. При этом оси локальной системы координат $PX_P Y_P Z_P$ совпадают с осями системы $OXYZ$, т.е. матрица \mathbf{R}_P является единичной. В результате расчета согласно приведенному в разделе 3.1 алгоритму, реализованному в пакете MATLAB, были определены значения приводных координат (выбрана одна группа решений, удовлетворяющая конструктивным ограничениям в модели механизма). Согласно решению, каретки равномерно расположены на круговой направляющей (q_1, q_3 и q_5 отстают друг от друга на 120°), а криволинейные штанги развернуты в одну сторону ($q_2 = q_4 = q_6$):

$$\mathbf{q} = [139.51 \ 48.27 \ 259.51 \ 48.27 \ 19.51 \ 48.27]^T \text{ град.} \quad (3.69)$$

Далее рассмотрим пример решения прямой задачи о положениях. С использованием пакета MATLAB была составлена программа, реализующая алгоритм, представленный в разделе 3.2. Компоненты матриц \mathbf{A}_i и \mathbf{M} были получены с использованием символьных вычислений и стандартной функции “coeffs”. Было составлено полиномиальное уравнение вида (3.54), решение которого определялось посредством стандартной функции “vpasolve”. Было получено 16 действительных решений данного уравнения, соответствующих 16-ти различным сборкам манипулятора. Все найденные сборки представлены на

рисунке 3.3. Сборка № 11 соответствует заданной конфигурации выходного звена из примера решения обратной кинематической задачи. Отметим, что половина сборок имеет симметричный аналог, расположенный с другой стороны плоскости OXY .

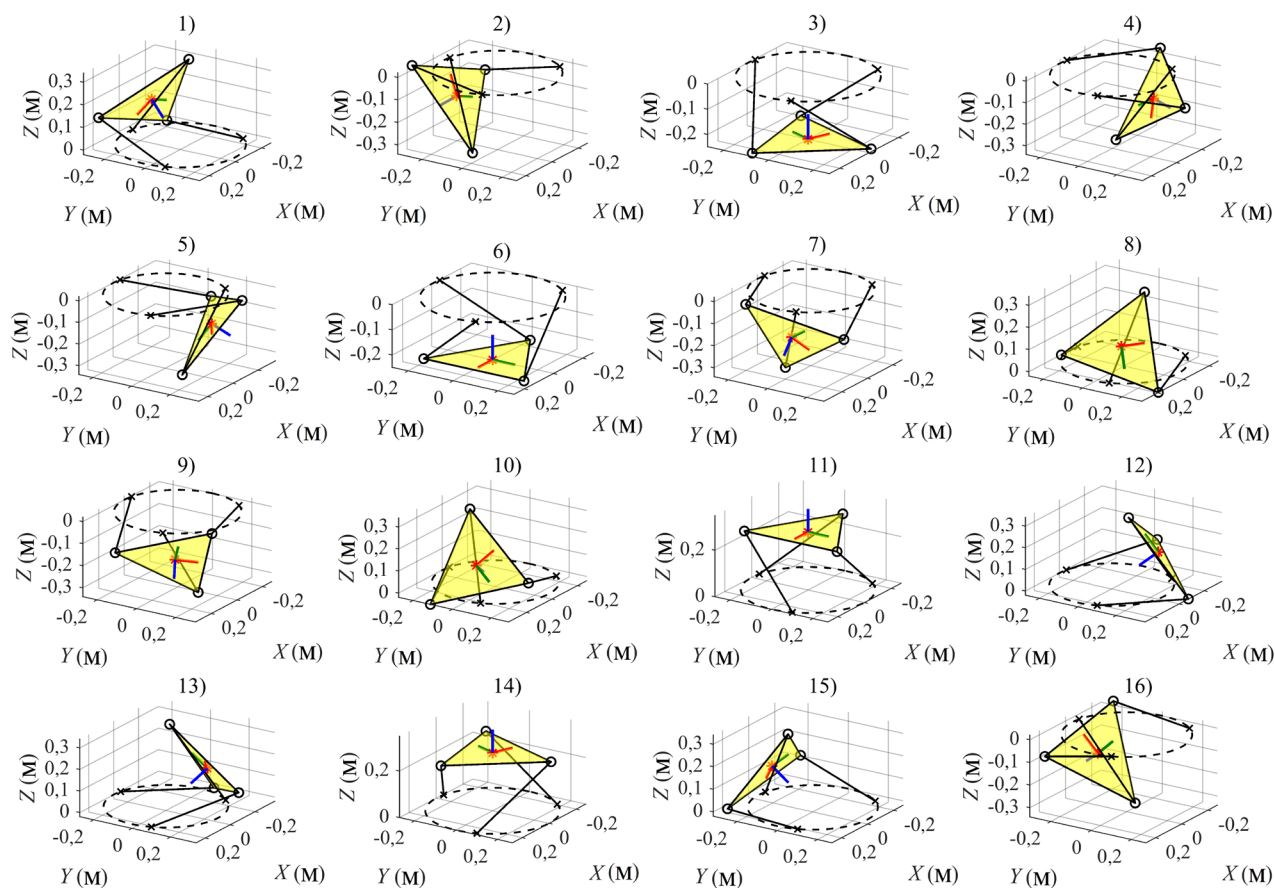


Рисунок 3.3. Сборки шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей, полученные при решении прямой задачи о положениях. Желтый треугольник соответствует плоскости $A_1A_2A_3$, в центре которой расположены оси локальной системы координат $PX_P Y_P Z_P$

Таким образом, были рассмотрены конкретные примеры решения обратной и прямой кинематических задач, которые подтверждают состоятельность аналитических алгоритмов, представленных в разделах 3.1 и 3.2. Далее обратимся к разработке компьютерной модели исследуемого механизма и его кинематическому анализу с применением функционала САПР.

3.4. Разработка компьютерной модели механизма и решение на ее основе задач о положениях, скоростях и ускорениях с применением САПР

На сегодняшний день многие технологические процессы в машиностроении обеспечиваются за счет вычислительных мощностей компьютеров. В частности, стоит отметить важность компьютерного моделирования. Оно позволяет значительно сократить временные и финансовые затраты, связанные с проектированием и проведением различных экспериментов. При проведении такого рода исследований в машиностроении моделируются различные механические системы и процессы, при которых часто возникает необходимость внесения изменений. Затраты на изменение условий моделирования значительно ниже затрат на изменение физических моделей и процессов, а возможности современных вычислительных программ позволяют максимально приблизить компьютерное моделирование к реальным физическим процессам.

На основе разработанной кинематической схемы шестиподвижного механизма, представленной в главе 2, была построена компьютерная модель механизма, показанная на рисунке 3.4 [102]. Модель разработана с использованием САПР SolidWorks. Модель является сборочной конструкцией и состоит из неподвижной круговой направляющей 1 (стойки) и платформы 6 (выходного звена), соединенных тремя кинематическими цепями. Каждая из цепей включает каретку 3 с зубчатым колесом 2, сопряженным с приводом $D1$, промежуточное звено 4 и криволинейную штангу 5, сопряженную с приводом $D2$. Все шарниры механизма выполнены вращательными, за исключением сферического шарнира между криволинейной штангой 5 и платформой 6.

Рассмотрим представленную модель более подробно. На круговой направляющей 1 нарезаны зубья, что позволяет зубчатому колесу 2 за счет привода $D1$ приводить в движение каретку 3. От каретки 3 движение передается через промежуточное звено 4, являющееся неуправляемым (на нем не установлен привод), на криволинейную штангу 5. При этом сопряженный с

ней привод $D2$ позволяет осуществлять поворот штанги 5 вокруг ее продольной оси. Таким образом, два привода в каждой кинематической цепи, т.е. шесть приводов всего механизма, позволяют контролировать шесть степеней свободы выходного звена.

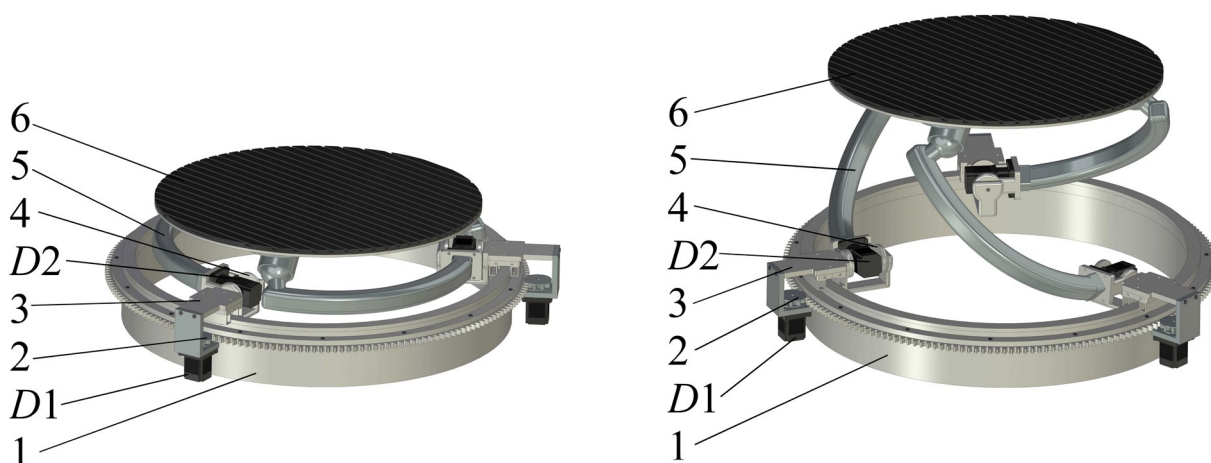


Рисунок 3.4. Компьютерная модель шестиподвижного механизма: в сложенной конфигурации (левый рисунок); в разложенной конфигурации (правый рисунок)

Представленный дизайн механизма и его отдельных звеньев, в частности криволинейных штанг, обуславливается возможностью полного сложения механизма из трехмерной конфигурации в двумерную (плоскую). Такой дизайн также позволяет реализовать неограниченный угол поворота выходного звена вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей. Кроме этого, значительное смещение выходного звена в вертикальном направлении позволяет обеспечить увеличенные параметры рабочей зоны механизма.

На рисунке 3.5 продемонстрированы некоторые дополнительные функциональные возможности разработанного механизма. Механизм может функционировать как сферический при блокировке приводов $D2$ криволинейных штанг 5. При этом в отличие от семейства сферических механизмов, представленный механизм имеет реконфигурацию. Она заключается в возможности изменения габаритов сферы, по поверхности которой направляется выходное звено. Так, для выставления платформы на заданной высоте (радиусе сферы) необходимо использовать привода $D2$,

которые далее блокируются и подключаются привода $D1$, обеспечивающие выходному звену исключительно сферическое движение.

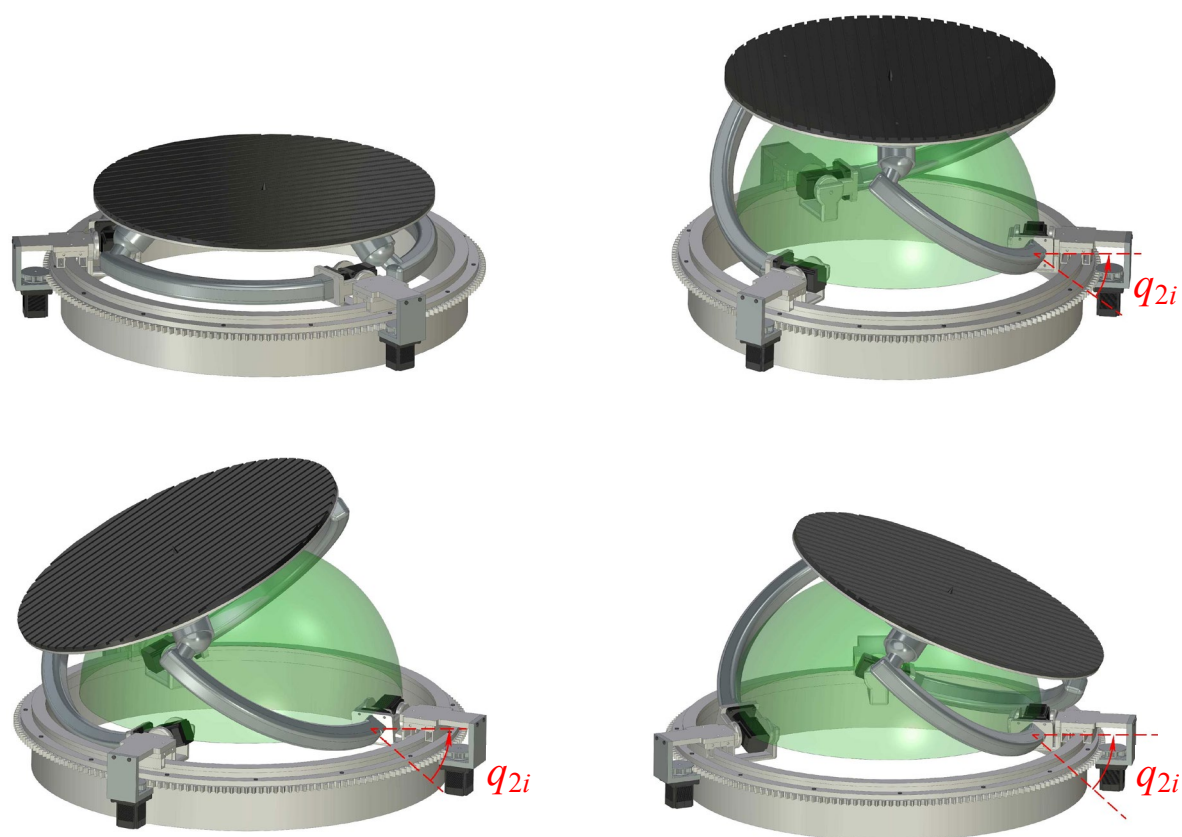


Рисунок 3.5. Применение механизма в качестве сферического с заблокированными приводами криволинейных штанг

На рисунке 3.5 показаны наклоны платформы при заблокированных приводах $D2$ (красным цветом обозначен неизменный угол q_{2i} наклона криволинейных штанг 5). В представленном на рисунке 3.5 случае платформа 6 может достигать угла наклона до 35° относительно плоскости основания.

Обратимся к решению обратной задачи кинематики, используя разработанную компьютерную модель. Для этого зададим три различные траектории движения центральной точки выходного звена: прямую линию (когда задействованы только привода $D2$ криволинейных штанг 5 и обеспечивается максимальное вертикальное смещение платформы 6); окружность, лежащую в плоскости (когда задействованы все шесть приводов);

пространственную спираль (когда также задействованы все шесть приводов). Для всех траекторий задана горизонтальная ориентация выходного звена.

На рисунке 3.6 рассмотрим вертикальную прямолинейную траекторию движения центральной точки платформы. В этом случае на всем этапе движения по траектории платформа перемещается параллельно плоскости круговой направляющей.

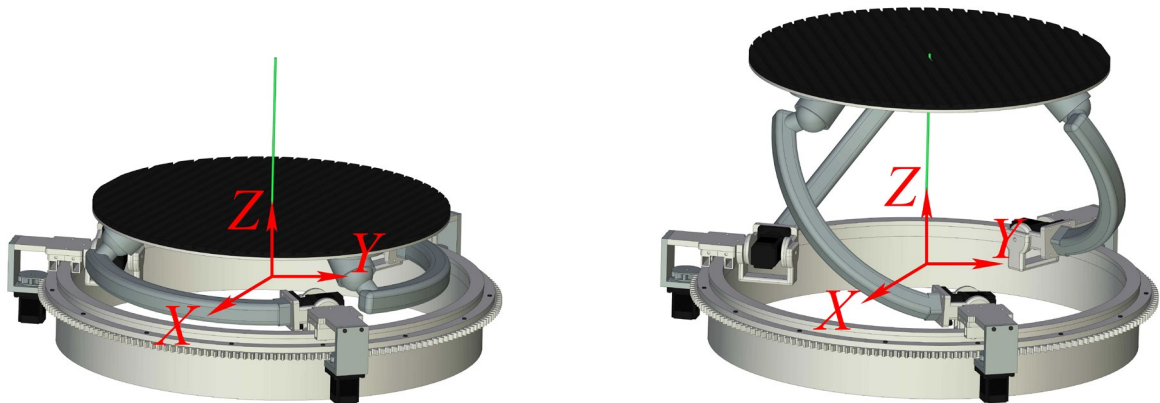


Рисунок 3.6. Моделирование прямолинейной траектории движения выходного звена механизма

Нижняя точка данной траектории совпадает с нижним положением центральной точки платформы, т.е. в этой точке платформа находится внизу рабочей зоны. Верхняя точка траектории совпадает с крайней верхней точкой рабочей зоны. Таким образом, заданная траектория проходит через максимальный вертикальный габарит рабочей зоны механизма.

На рисунке 3.7 представлены результаты, полученные при решении обратной кинематической задачи с применением функционала САПР. На диаграммах показаны углы φ отклонения шестерен кареток (диаграммы 1, 3, 5) и криволинейных штанг (диаграммы 2, 4, 6) в зависимости от времени t . Из графиков видно, что для реализации данного вида траектории задействованы только привода $D2$ криволинейных штанг (изменяются значения на диаграммах 2, 4, 6). Привода $D1$ шестерен кареток в данном случае не работают. В связи с этим, значения на диаграммах 1, 3, 5 неизменны. Следует отметить, что в данном случае платформа при движении вверх совершает также некоторый

поворот относительно вертикальной оси. Для исключения такого поворота должны быть задействованы каретки.



Рисунок 3.7. Диаграммы изменения углов отклонения шестерен кареток и криволинейных штанг при прямолинейной траектории движения платформы

На рисунке 3.8 представлены диаграммы изменения угловых скоростей ω ведущих звеньев механизма в зависимости от времени t . Диаграммы 1, 3, 5 показывают угловые скорости шестерен кареток, а диаграммы 2, 4, 6 – угловые скорости криволинейных штанг. Из диаграмм видно, что угловые скорости шестерен кареток равны нулю, так как каретки не задействованы при воспроизведении данной траектории. Угловые скорости каждой из криволинейных штанг совпадают, что объясняется симметричностью их движения.

На рисунке 3.9 для линейной траектории представлены диаграммы изменения угловых ускорений ε ведущих звеньев в зависимости от времени t . Диаграммы 1, 3, 5 отображают характер изменения угловых ускорений шестерен кареток, а диаграммы 2, 4, 6 – характер изменения угловых ускорений криволинейных штанг.

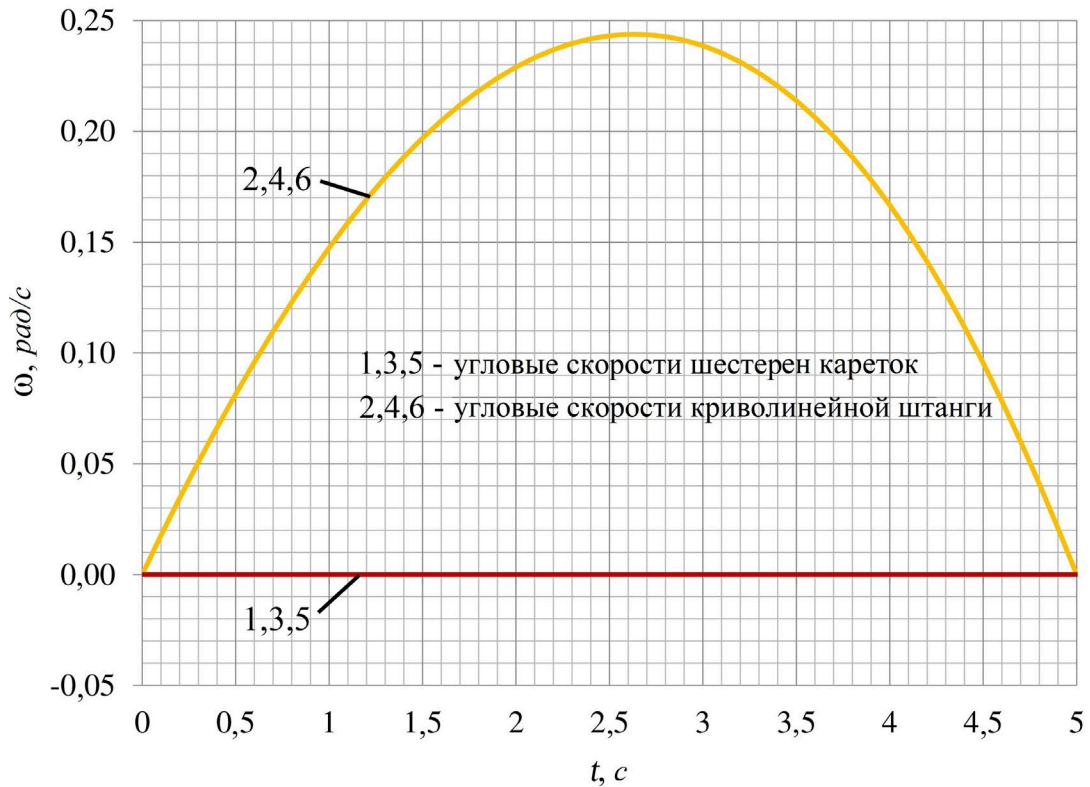


Рисунок 3.8. Диаграммы изменения угловых скоростей шестерен кареток и криволинейных штанг при прямолинейной траектории движения платформы

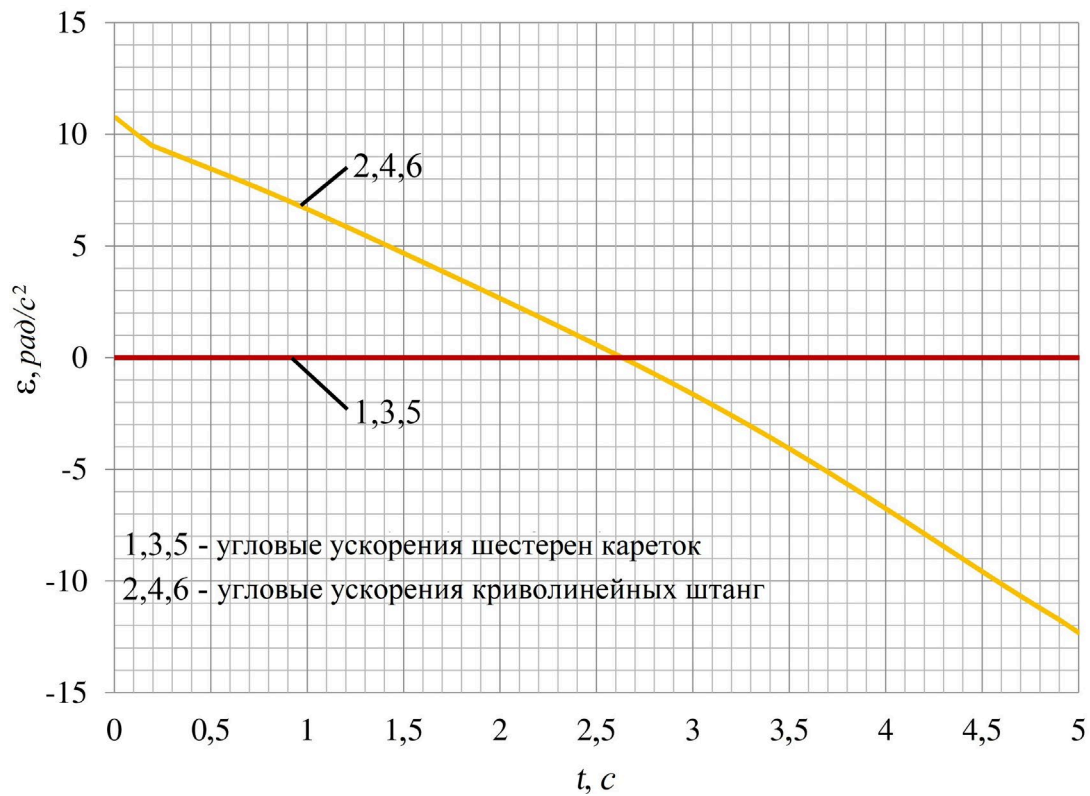


Рисунок 3.9. Диаграммы изменения угловых ускорений шестерен кареток и криволинейных штанг при прямолинейной траектории движения платформы

Из графиков видно, что угловые ускорения шестерен кареток на всей траектории движения равны нулю, так как каретки не задействованы. Угловые ускорения криволинейных штанг совпадают в каждый момент времени, что объясняется симметричностью перемещения самих штанг.

Далее рассмотрим следующий тип траектории движения выходного звена, а именно окружность, лежащую в плоскости, параллельной круговой направляющей. Данная траектория представлена на рисунке 3.10. Диаметр окружности составляет 100 мм. Для воспроизведения данной траектории задействованы все шесть приводов механизма.



Рисунок 3.10. Моделирование траектории движения выходного звена механизма по окружности

На рисунке 3.11 представлены диаграммы изменения углов φ отклонения ведущих звеньев механизма (шестерен кареток и криволинейных штанг) в зависимости от времени t . Из диаграмм видно, что в этом случае задействованы все шесть приводов. Диаграммы 1, 3, 5 отображают изменения углов отклонения шестерен кареток, а диаграммы 2, 4, 6 – углов отклонения криволинейных штанг.

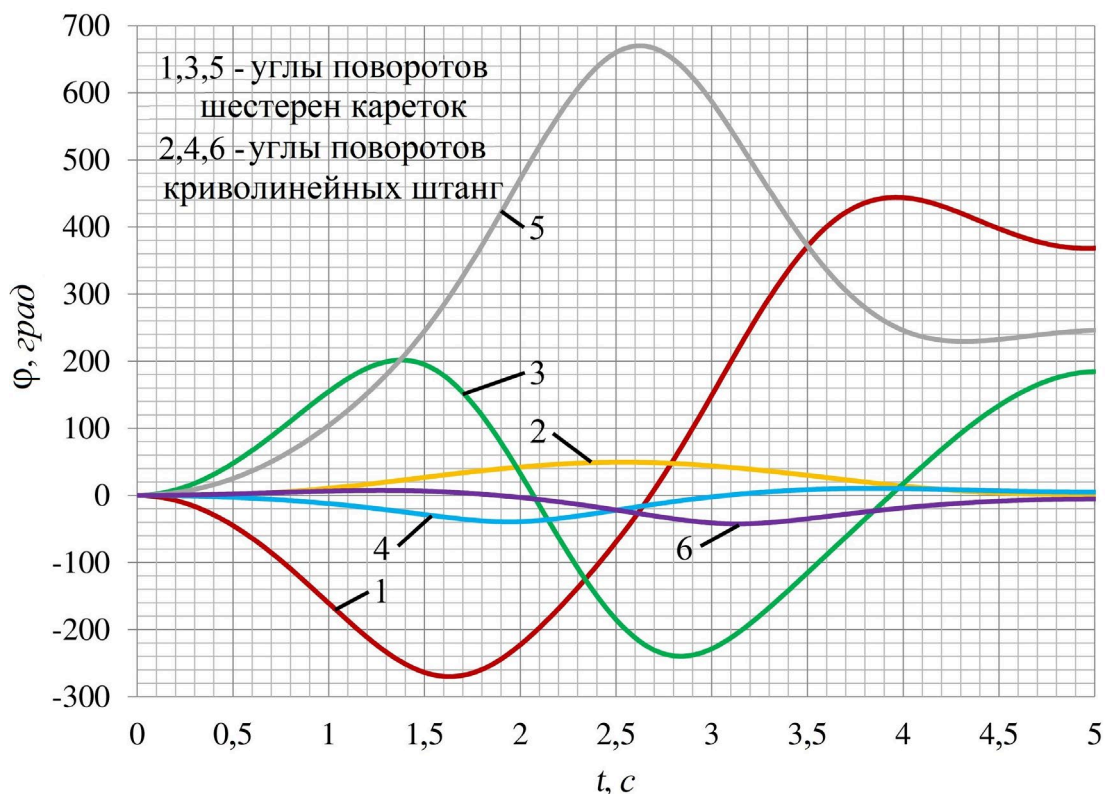


Рисунок 3.11. Диаграммы изменения углов отклонения шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по окружности

Из графиков видно, что для реализации данного вида траектории наибольшие перемещения совершают шестерни кареток. Криволинейные штанги в этом случае выполняют скорее стабилизирующую функцию, удерживая платформу в горизонтальном положении. Их углы отклонений значительно меньше, а максимальные значения не превышают 60° , в то время как максимальные значения отклонений шестерен кареток превышают 670° .

Здесь следует иметь в виду, что при движении платформы вдоль окружности, она также поворачивается на некоторый угол вокруг оси, перпендикулярной круговой плоскости направляющей и проходящей через центр платформы. Поэтому при прохождении полной окружности, при достижении исходной точки данной траектории, платформа принимает положение, отличное от начального. Соответственно, углы отклонения ведущих звеньев также отличаются от исходных значений, что подтверждается полученными диаграммами на рисунке 3.11.

На рисунке 3.12 представлены диаграммы изменения угловых скоростей ω ведущих звеньев в зависимости от времени t при реализации данной траектории. Здесь цифрами 1, 3, 5 обозначены диаграммы изменения угловых скоростей шестерен кареток, а цифрами 2, 4, 6 отмечены диаграммы изменения угловых скоростей криволинейных штанг.

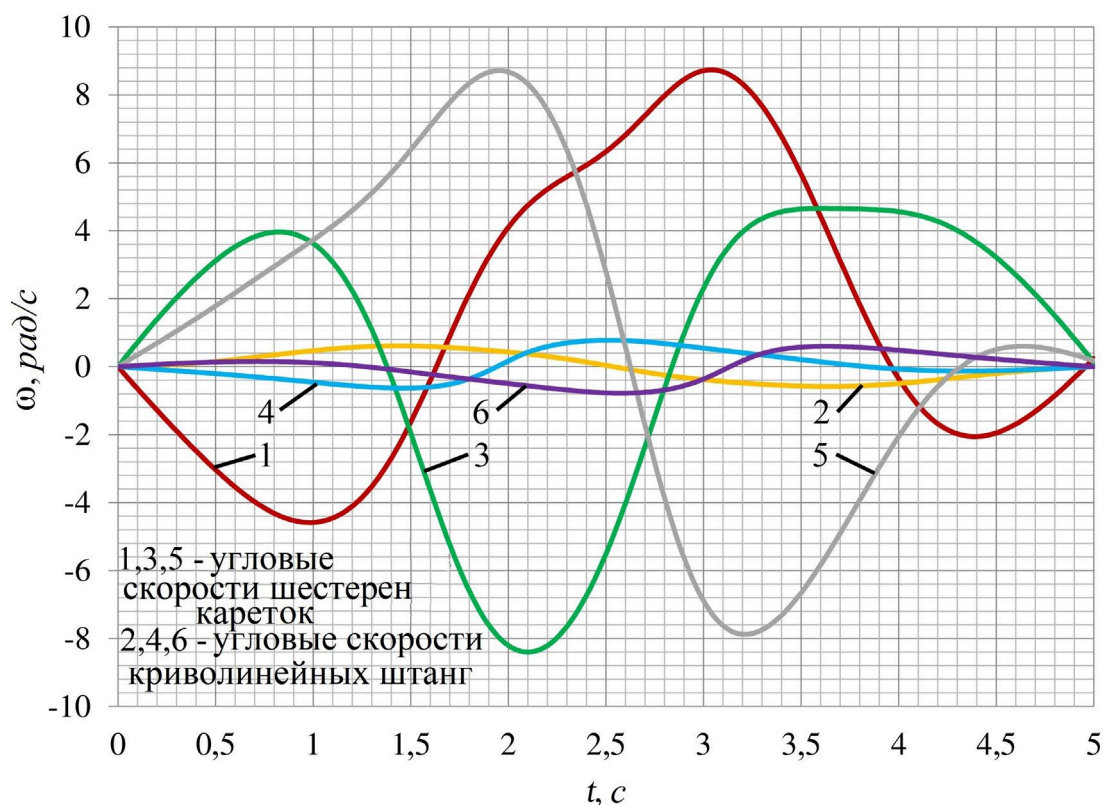


Рисунок 3.12. Диаграммы изменения угловых скоростей шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по окружности

Из графиков видно, что угловые скорости шестерен кареток значительно выше и достигают максимальных значений около 8,7 рад/с, в то время как максимальные значения угловых скоростей криволинейных штанг составляют около 1 рад/с. Это объясняется тем, что шестерни кареток совершают более значительные перемещения в момент времени.

На рисунке 3.13 представлены диаграммы изменения угловых ускорений ε ведущих звеньев механизма в зависимости от времени t . Диаграммы 1, 3, 5 отображают изменения угловых ускорений шестерен кареток, а диаграммы 2, 4,

6 – изменения угловых ускорений криволинейных штанг. Из представленных диаграмм видно, что значения угловых ускорений шестерен кареток значительно больше угловых ускорений штанг.

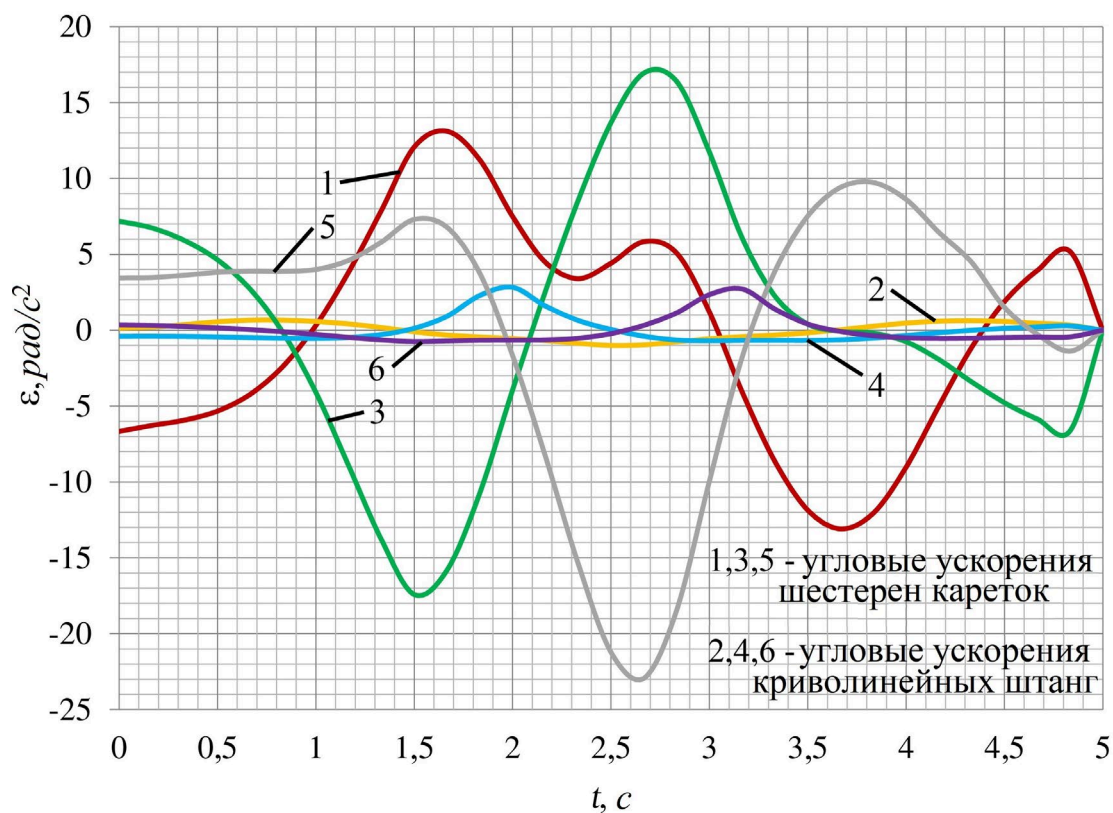


Рисунок 3.13. Диаграммы изменения угловых ускорений шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по окружности

Так, в случае движения выходного звена по окружности максимальные значения угловых ускорений шестерен кареток достигают 23 рад/с^2 , а значения угловых ускорений криволинейных штанг, соответственно, 3 рад/с^2 . Это также объясняется тем, что шестерни кареток совершают движения со значительно большей амплитудой движения за момент времени.

Рассмотрим третий случай с траекторией движения выходного звена в качестве пространственной спирали конической формы [102]. Спираль сужается от нижней точки траектории к верхней. На рисунке 3.14 представлена данная траектория с компьютерной моделью механизма. Траектория имеет следующие параметры: диаметр основания – 120 мм, шаг витков – 6,5 мм, высота траектории – 32,5 мм. Для реализации данной траектории

задействованы все шесть приводов механизма. При этом выходное звено смещается параллельно плоскости основания.



Рисунок 3.14. Моделирование траектории движения выходного звена механизма по пространственной спирали

На рисунке 3.15 представлены диаграммы изменения углов φ отклонения ведущих звеньев механизма в зависимости от времени t .



Рисунок 3.15. Диаграммы изменения углов отклонения шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по пространственной спирали

На представленном рисунке цифрами 1, 3, 5 обозначены углы отклонения шестерен кареток, а цифрами 2, 4, 6 – углы отклонения криволинейных штанг. Из диаграмм видно, что максимальные значения углов отклонения шестерен кареток составляют около 990° , а максимальные значения углов отклонения криволинейных штанг достигают 40° . Также из диаграмм видно, что максимальные амплитуды (изменения значений) углов отклонения наблюдаются при движении выходного звена по нижней части траектории. Это объясняется тем, что радиус в нижней части траектории имеет наибольшие значения. Здесь, как и при реализации предыдущих двух траекторий, платформа совершает дополнительный поворот в горизонтальной плоскости.

На рисунке 3.16 изображены диаграммы изменения угловых скоростей ω ведущих звеньев механизма в зависимости от времени t при движении платформы по пространственной спирали. Здесь цифрами 1, 3, 5 обозначены диаграммы изменения угловых скоростей шестерен кареток, а цифрами 2, 4, 6 – диаграммы изменения угловых скоростей криволинейных штанг.

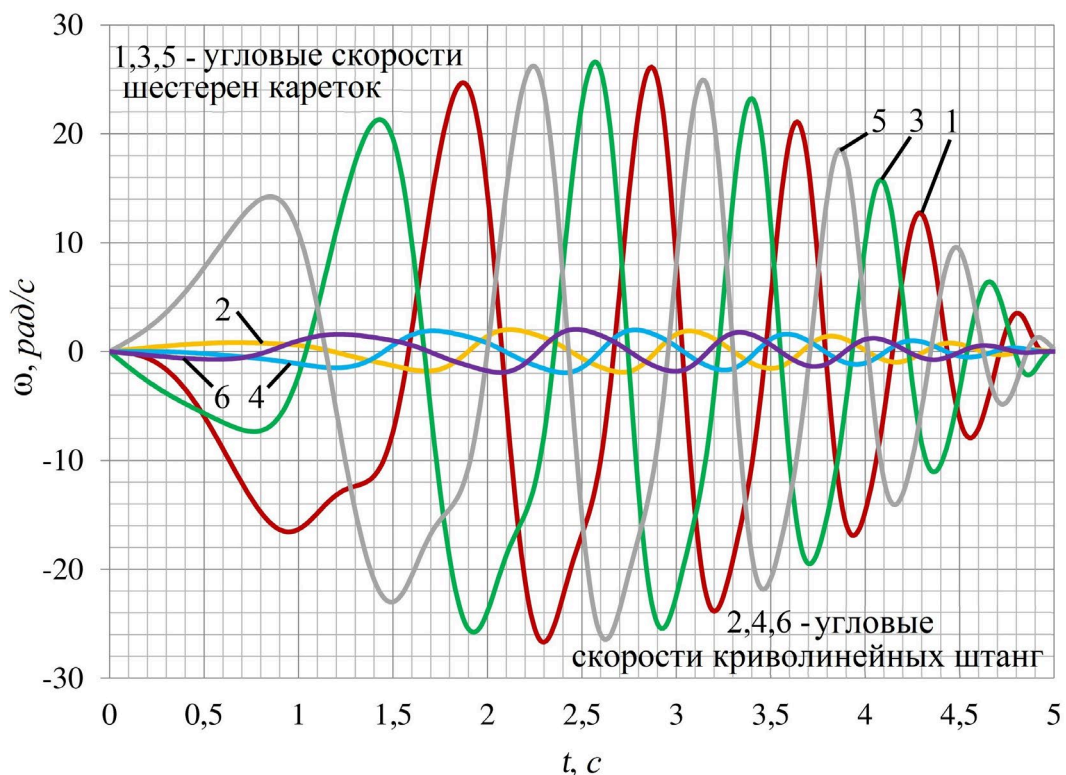


Рисунок 3.16. Диаграммы изменения угловых скоростей шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по пространственной спирали

Из диаграмм видно, что максимальные значения угловых скоростей шестерен кареток составляют около 26 рад/с, а максимальные значения угловых скоростей криволинейных штанг достигают 2 рад/с. Это обусловлено тем, что криволинейные штанги совершают незначительные перемещения. Также из диаграмм видно, что амплитуды угловых скоростей сокращаются при приближении выходного звена к вершине пространственной спирали.

На рисунке 3.17 представлены диаграммы изменения угловых ускорений ε шестерен кареток и криволинейных штанг в зависимости от времени t при реализации движения выходного звена по пространственной спирали. На рисунке цифрами 1, 3, 5 обозначены диаграммы изменения угловых ускорений шестерен кареток, а цифрами 2, 4, 6 – диаграммы изменения угловых ускорений криволинейных штанг.

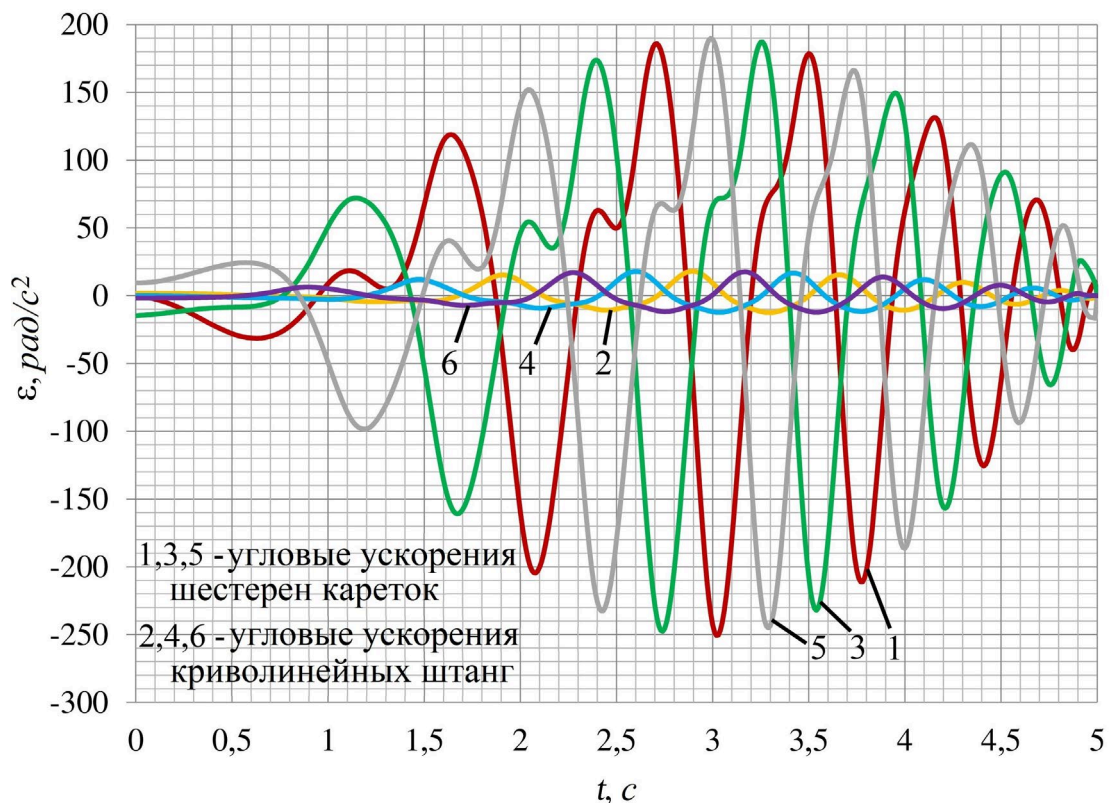


Рисунок 3.17. Диаграммы изменения угловых ускорений шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по пространственной спирали

Из диаграмм видно, что максимальные значения угловых ускорений шестерен кареток достигают 250 рад/с^2 , а максимальные угловые ускорения криволинейных штанг достигают 20 рад/с^2 . Также из представленных результатов видно, что значения и амплитуда колебаний угловых ускорений ведущих звеньев уменьшаются при приближении выходного звена к концу траектории, что обусловлено снижением радиуса самой траектории.

3.5. Построение рабочей зоны механизма

Далее обратимся к определению рабочей зоны исследуемого механизма. Известно, что рабочая зона определяется подвижностью механизма, которая, в свою очередь, зависит от количества и типов кинематических цепей, размеров звеньев и видов шарниров. Для механизмов параллельной структуры одним из наиболее важных показателей является способность обеспечения заданной рабочей зоны, которая характеризуется размером (объемом) [103-108].

При решении этой задачи рассматриваются различные виды рабочих зон, а также оценивается их эффективность. Так, оценку показателей эффективности рабочей зоны можно разделить на две категории: геометрические свойства рабочей зоны (ее площадь, объем и форма) и наличие особых положений, точность и жесткость механизма в определенных областях рабочей зоны. Сама рабочая зона может быть оценена с помощью индекса объема, который характеризуется отношением объема рабочей зоны к размеру самого механизма.

Для механизмов параллельной структуры можно выделить несколько типов рабочих зон: теоретическая рабочая зона, конструктивная рабочая зона и эффективная рабочая зона [109-111]. Часто, рассматривается полезная рабочая зона, которая полностью используется для какой-либо заданной операции.

Для определения рабочей зоны используются три основных подхода: геометрический подход, численный подход с дискретизацией и численный подход без дискретизации. Геометрический подход является наиболее широко используемым при построении рабочих зон механизмов параллельной

структуры. Данный подход позволяет определить рабочую зону механизма и установить зависимость ее объема от размеров звеньев. Преимущества геометрического подхода состоят в возможности довольно быстрого и точного определения границ рабочей зоны.

Внутри геометрического подхода наиболее распространенным методом является метод пересечения областей возможных положений каждой из отдельно взятых кинематических цепей механизма без наложения связей соседних кинематических цепей. Использование САПР при геометрическом подходе может значительно облегчить и ускорить процесс построения рабочей зоны [112-114].

Для построения рабочей зоны механизма, необходимо задать некоторые ограничения, обусловленные конструктивными особенностями механизма. В случае исследуемого механизма такими ограничениями являются: ограничения углов отклонения ведущих звеньев (кареток и криволинейных штанг), а также углов отклонения в неуправляемых шарнирах (в частности, в шарнире между кареткой и промежуточным звеном).

Для построения рабочей зоны механизма применим разработанную компьютерную модель, показанную на рисунке 3.4, и используем инструменты САПР SolidWorks. Суть определения рабочей зоны механизма заключается в нахождении всех возможных точек пространства, которые достигаются заданными точками выходного звена (платформы). Для решения поставленной задачи будем рассматривать каждую отдельную цепь, соединяющую круговую направляющую с платформой.

Рассмотрим алгоритм построения рабочей зоны с использованием геометрического подхода [115]. Перед началом решения поставленной задачи необходимо учесть все возможные ограничения, которые будут влиять на форму и объем рабочей зоны, в том числе и ориентацию платформы.

Рассмотрим два случая положения платформы при постоянной ориентации. В первом случае платформа будет располагаться параллельно плоскости основания (рисунок 3.18а), а во втором случае платформа будет

наклонена на 10° относительно основания таким образом, что два сферических шарнира будут находиться на одной высоте относительно плоскости основания (рисунок 3.18б).

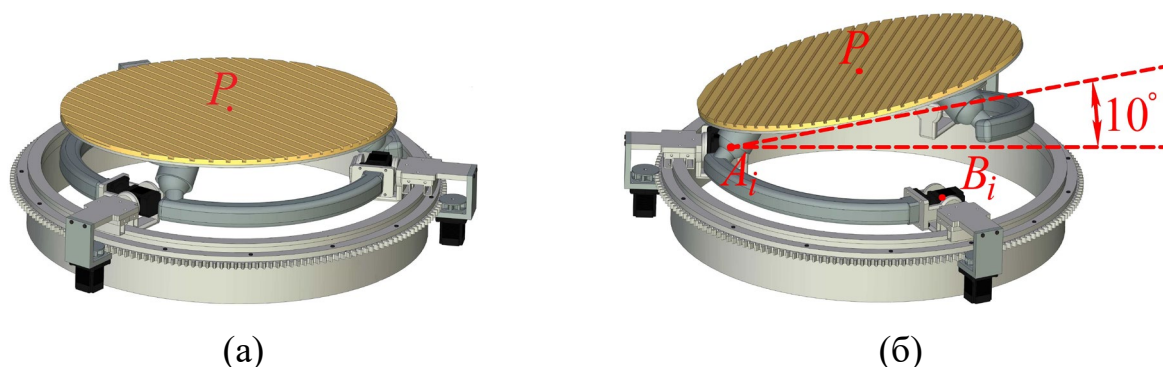


Рисунок 3.18. Определение рабочей зоны при постоянной ориентации платформы: (а) для горизонтальной конфигурации; (б) для наклонной конфигурации

Примем основные размеры звеньев. Длина криволинейной штанги, определяющаяся расстоянием между точками A_i и B_i , $l_{A_i B_i} = 0,46$ м; радиус круговой направляющей $R = 0,35$ м; радиус платформы $r = 0,30$ м. Далее зададим ограничения. Для исключения столкновения кареток и пересечения криволинейных штанг зададим минимальный угол сближения между соседними каретками не менее 65° . Также для решения поставленной задачи необходимо учесть ограничения во вращательном шарнире между кареткой и промежуточным звеном и ограничения, обусловленные конструктивными особенностями сферических шарниров платформы. Для вращательного шарнира между кареткой и промежуточным звеном угол ограничения составляет 180° , а для вращательного шарнира между промежуточным звеном и штангой значение угла отклонения будет варьироваться от 180° в минимальном значении и до 360° – в максимальном (в зависимости от угла наклона промежуточного звена). Максимальный угол отклонения в сферическом шарнире принимается равным 47° исходя из конструктивных особенностей механизма.

Рассмотрим первый случай, когда платформа будет иметь нулевую ориентацию. Это значит, что выходное звено будет всегда расположено параллельно основанию. Рассмотрим отдельную кинематическую цепь, состоящую из каретки, промежуточного звена и криволинейной штанги. Для удобства разобьем решение данной задачи на несколько этапов.

На первом этапе определим ограничения, задаваемые вращательным шарниром между кареткой и промежуточным звеном. Для этого зафиксируем каретку на круговой направляющей. Таким образом, в рассматриваемой кинематической цепи сохраняются вращения двух звеньев – промежуточного звена и криволинейной штанги. Ограничим вращение штанги таким образом, чтобы она не могла пересекать круговую направляющую. Ограничим вращение промежуточного звена в диапазоне от 0° до 180° . Зададим начальное положение для цепи: когда она находится в полностью сложенной конфигурации, где промежуточное звено и криволинейная штанга лежат в плоскости, параллельной плоскости основания. После чего в этом положении осуществим поворот криволинейной штанги на максимально возможный угол, при этом исключив возможность пересечения с круговой направляющей. Точка A_i опишет некоторую траекторию в пространстве. Далее зададим шаг отклонения промежуточного звена относительно плоскости основания с интервалом 10° . Для каждого случая будем производить поворот криволинейной штанги на максимально возможный угол, при этом, не пересекая круговую направляющую. В результате чего получим множество траекторий точки A_i , представленное на рисунке 3.19а.

По полученным траекториям построим поверхность – область возможных положений точки A_i , показанную на рисунке 3.19б. Полученная поверхность радиуса A_iB_i с центром в точке B_i (точке пересечения осей вращательных шарниров промежуточного звена) представляет собой сферическую поверхность.

После чего построим область возможных положений точки B_i . Для этого зафиксируем платформу горизонтально и не будем учитывать связи,

накладываемые на кинематическую цепь кареткой и круговой направляющей. С применением САПР просканируем пространство, описываемое точкой B_i с учетом конструктивных особенностей сферического шарнира и, исключив возможность пересечения криволинейной штанги с платформой. Получим часть сферической поверхности с центром в точке A_i и радиусом A_iB_i , показанной на рисунке 3.19в белым цветом. Эта поверхность есть множество точек в пространстве, которые может занимать точка B_i с учетом наложенных ограничений.

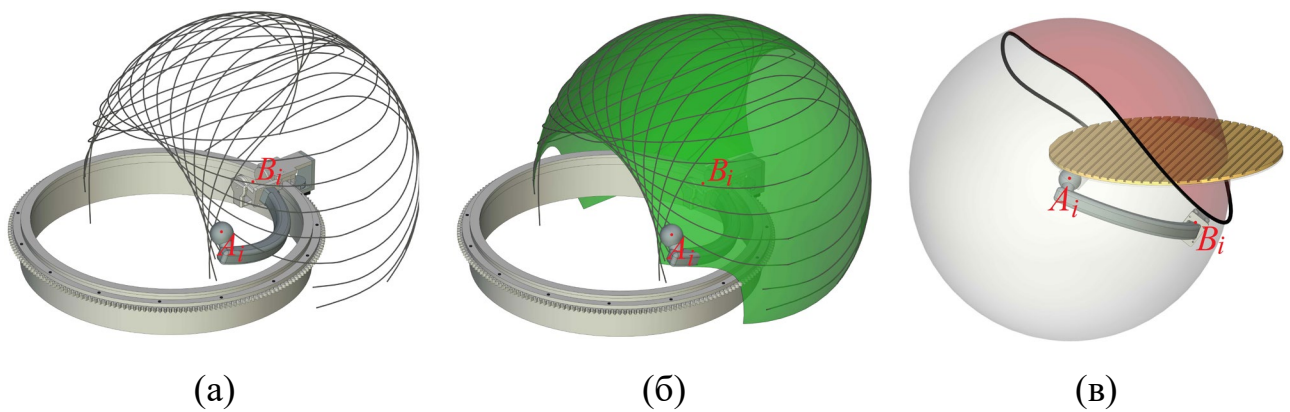


Рисунок 3.19. Построение областей возможных положений точек A_i и B_i с учетом ограничений, задаваемых шарнирами одной цепи при горизонтальной ориентации платформы: (а) траектории точки A_i и (б) поверхность, построенная по ним при зафиксированной каретке; (в) поверхность, описываемая точкой B_i с учетом ограничений в сферическом шарнире

На следующем этапе совместим полученные поверхности таким образом, что центр поверхности, описываемой точкой B_i , совпадет с центром поверхности, описываемой точкой A_i . При этом развернем поверхность, полученную для точки B_i на 180° (рисунок 3.20а). После чего, отсечем непересекающиеся области и получим результирующую поверхность, показанную на рисунке 3.20б. Таким образом, мы получили поверхность, описываемую точкой A_i с учетом заданных ограничений.

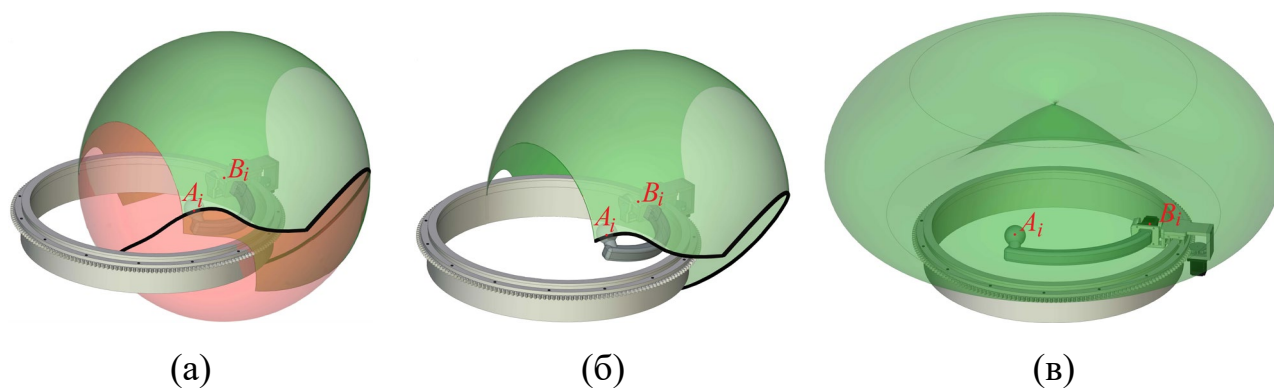


Рисунок 3.20. При горизонтальной ориентации платформы: (а) совмещение областей возможных положений точек A_i и B_i ; (б) результирующая поверхность; (в) пространство, полученное путем полного поворота результирующей поверхности

На следующем этапе необходимо найти полную область возможных положений точки A_i . Для этого снимем ограничение для вращения каретки и произведем полный оборот результирующей поверхности вокруг вертикальной оси. Таким образом, получим полную область возможных положений сферического шарнира, показанную на рисунке 3.20в.

После этого определим полную рабочую зону центральной точки P платформы при ее постоянной нулевой ориентации. Для этого воспользуемся методом, представленным в работе [109]. Таким образом, чтобы построить рабочую зону для точки P , сместим полученные области возможных положений сферических шарниров вдоль векторов A_iP (рисунок 3.21а). В результате получим пересечение трех пространств, область пересечения которых и будет являться рабочей зоной точки P при постоянной ориентации платформы. После чего, произведем отсечение непересекающихся областей. На рисунке 3.21б представлена полученная рабочая зона в масштабах механизма, для наглядной оценки ее размеров. На рисунке 3.21в-д представлены сечения полученной рабочей зоны в плоскостях XOZ , YOZ и XOY . Полученная рабочая зона является симметричной относительно плоскости XOZ .

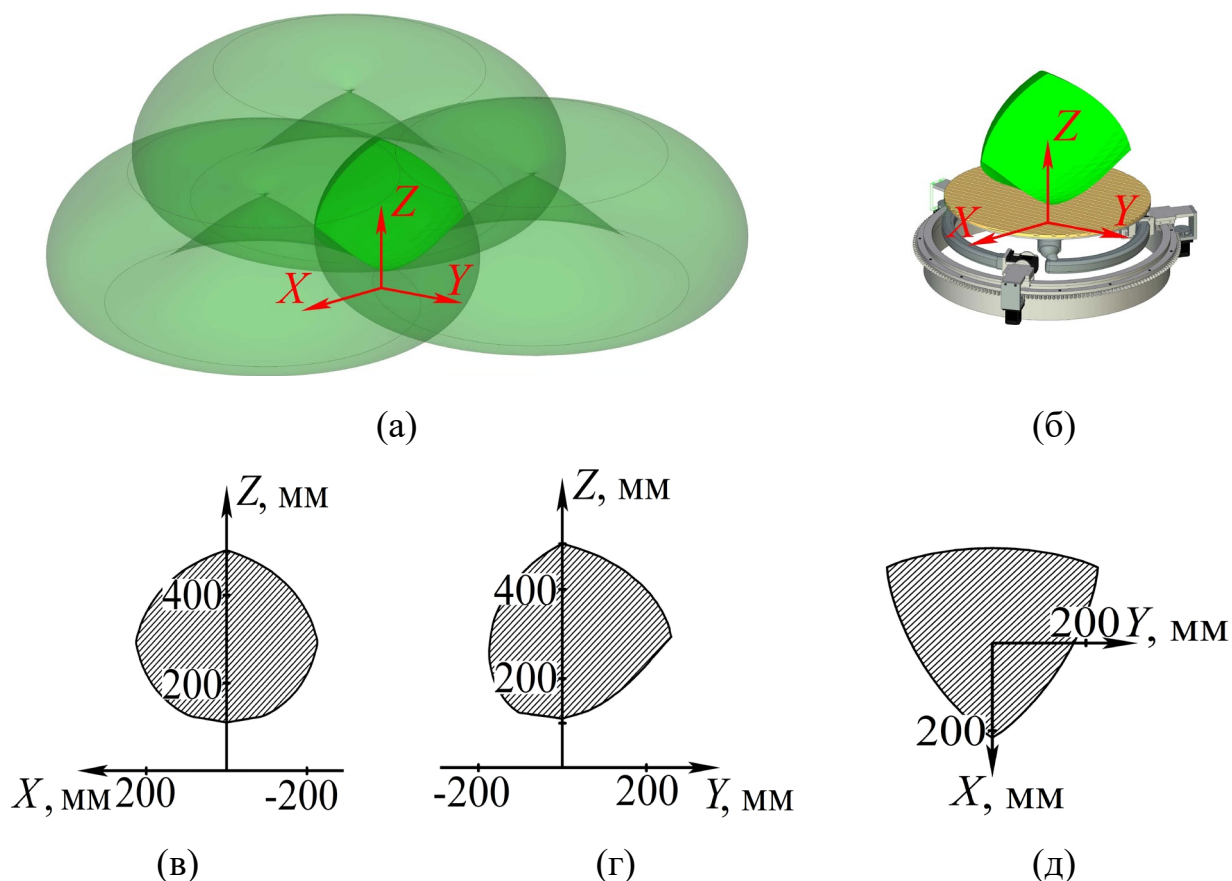


Рисунок 3.21. Построение рабочей зоны при горизонтальной ориентации платформы: (а) рабочая зона, полученная отсечением непересекающихся частей областей возможных положений сферических шарниров; (б) рабочая зона в масштабе механизма; (в)-(д) сечения рабочей зоны в плоскостях XOZ , YOZ и XOY

Рассмотрим второй случай, когда платформа отклонена относительно плоскости основания на 10° . Перед решением задачи зададим начальное положение платформы таким образом, чтобы одна из криволинейных штанг лежала в плоскости, параллельной плоскости основания, а две другие штанги выходили из данной плоскости. При этом центры сферических шарниров двух цепей должны лежать на одной прямой, параллельной плоскости основания (рисунок 3.18б). Таким образом, во всех положениях платформы центры сферических шарниров, выходящих из плоскости цепей, будут равноудалены от плоскости основания. Для определения рабочей зоны центральной точки платформы воспользуемся алгоритмом, описанным выше.

Сначала построим области возможных положений точек A_i и B_i с учетом ограничений, задаваемых шарнирами одной кинематической цепи. Для цепи, в которой криволинейная штанга лежит в плоскости, параллельной основанию, области возможных положений точек A_i и B_i будут такими же, как и в случае с горизонтальной ориентацией платформы. Области возможных положений точек A_i и B_i для двух других кинематических цепей будут выглядеть иначе в связи с наклоном платформы. На рисунке 3.22а представлена область возможных положений точки A_i в виде траекторий, а на рисунке 3.22б – в виде поверхности, построенной по ним.

Далее построим область возможных положений точки B_i . Для этого зафиксируем платформу так, чтобы угол между плоскостью платформы и плоскостью основания составлял 10° . Просканируем пространство для точки B_i таким образом, чтобы исключить пересечения криволинейной штанги с платформой, при этом учитывая ограничения в сферическом шарнире. В результате получим сферическую поверхность, показанную на рисунке 3.22в, где красным цветом выделена часть, в которой не может оказаться точка B_i при заданных ограничениях.

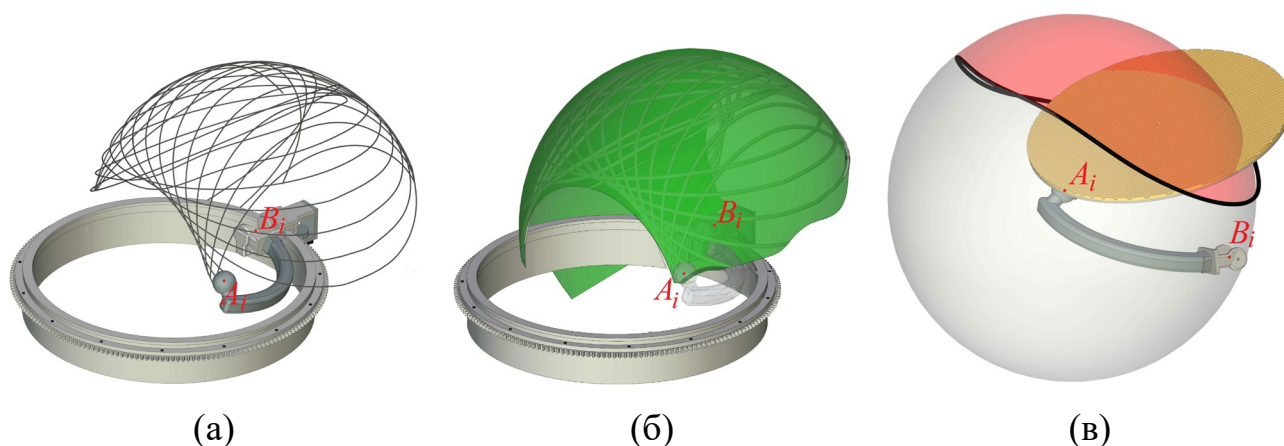


Рисунок 3.22. Построение областей возможных положений точек A_i и B_i с учетом ограничений, задаваемых шарнирами одной цепи при наклонной ориентации платформы: (а) траектории точки A_i и (б) поверхность, построенная по ним при зафиксированной каретке; (в) поверхность, описываемая точкой B_i с учетом ограничений в сферическом шарнире

После чего совместим полученные поверхности аналогично процедуре, проведенной ранее, и получим наложение двух поверхностей, показанное на рисунке 3.23а. Здесь зеленым цветом выделена общая область пересечения данных поверхностей. Далее отсечем непересекающиеся части поверхности и получим область возможных положений точки A_i при наклонной ориентации платформы с зафиксированной кареткой (рисунок 3.23б).

Для определения полной области возможных положений точки A_i при постоянной наклонной ориентации платформы снимем ограничения (фиксацию) каретки и произведем полный поворот полученной поверхности вокруг вертикальной оси. В итоге получим пространство для точки A_i с учетом всех наложенных ограничений (рисунок 3.23в).

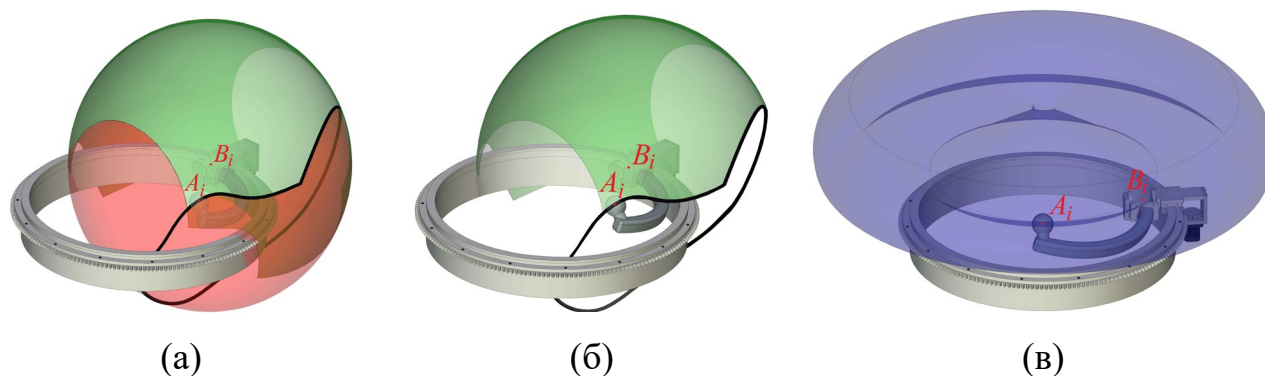


Рисунок 3.23. При наклонной ориентации платформы: (а) совмещение областей возможных положений точек A_i и B_i ; (б) результирующая поверхность; (в) пространство, полученное путем полного поворота результирующей поверхности

Таким образом, мы получили полную область возможных положений точки A_i для цепи, обеспечивающей наклонную ориентацию платформы. После чего воспользуемся методом, представленным в работе [109], и определим рабочую зону центральной точки P платформы. Сместив каждую из областей возможных положений точек A_i вдоль векторов A_iP , получим пересечение этих областей, показанное на рисунке 3.24а. Здесь зеленым цветом обозначена

область для горизонтально расположенной цепи, синим цветом – для наклоненных цепей.

Далее произведем отсечение непересекающихся областей. Получим полную рабочую зону центральной точки P платформы при постоянной наклонной ориентации (рисунок 3.24б). На рисунке 3.24в-д представлены сечения полученной рабочей зоны в плоскостях XOZ , YOZ и XOY .

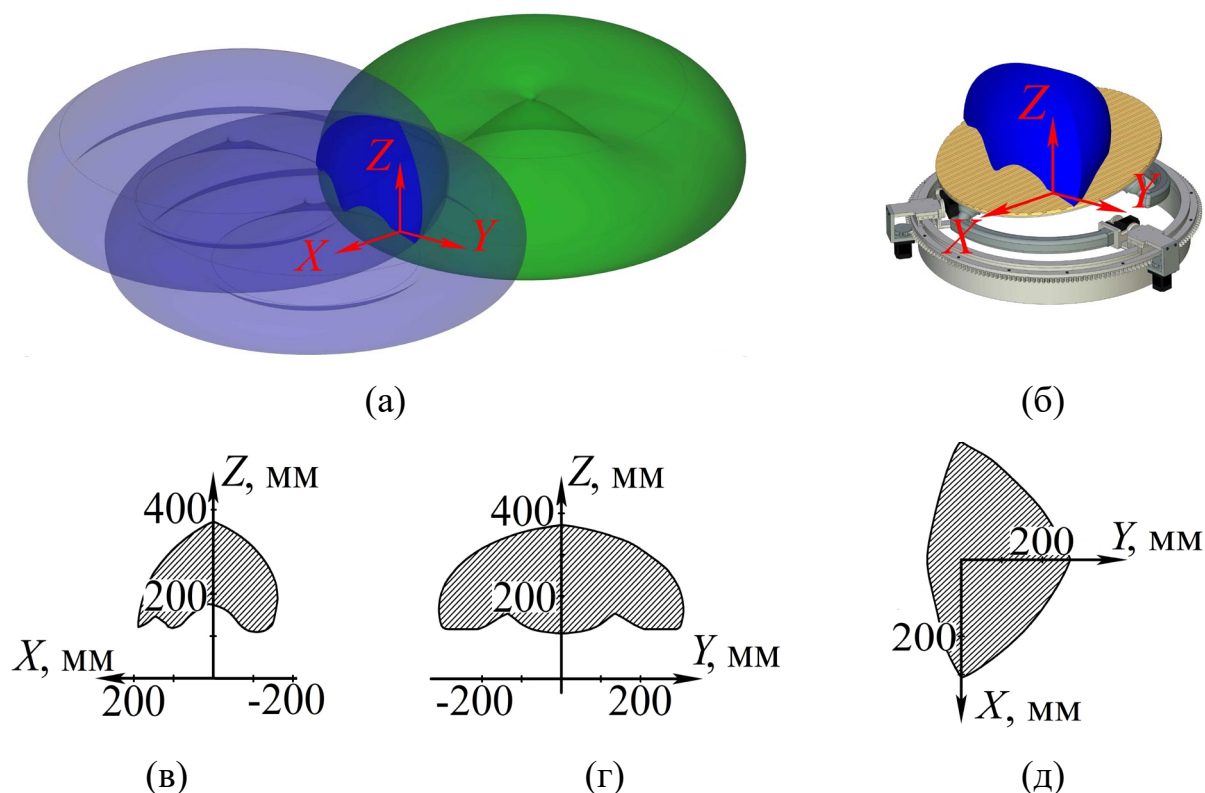


Рисунок 3.24. Построение рабочей зоны при наклонной ориентации платформы: (а) рабочая зона, полученная отсечением непересекающихся частей областей возможных положений сферических шарниров; (б) рабочая зона в масштабе механизма; (в)-д) сечения рабочей зоны в плоскостях XOZ , YOZ и XOY

Таким образом, был рассмотрен оригинальный алгоритм построения рабочей зоны нового складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей при постоянной нулевой и наклонной ориентациях выходного звена. Предложенный алгоритм определения параметров рабочей зоны представляет собой геометрический подход с применением инструментов

САПР. Использование САПР позволяет наиболее точно учесть геометрические особенности исследуемого механизма.

3.6. Определение особых (сингулярных) положений механизма

Обратимся к анализу особых (сингулярных) положений механизма. Здесь будут представлены конфигурации механизма, в которых выходное звено может терять степени свободы или иметь неуправляемую подвижность [116, 117]. Потеря подвижности напрямую связана с особенностями структуры кинематической цепи.

Рассмотрим сначала случаи, когда выходное звено приобретает дополнительные степени свободы, т.е. становится неуправляемым. В исследуемом механизме существует несколько таких особых положений.

На рисунке 3.25 представлен случай, когда плоскость платформы $A_1A_2A_3$ проходит через центр неподвижной системы координат (точку O), расположенный в центре круговой направляющей. В этом случае платформа имеет некоторый наклон относительно плоскости круговой направляющей. В данном случае платформа имеет одну неконтролируемую степень свободы.

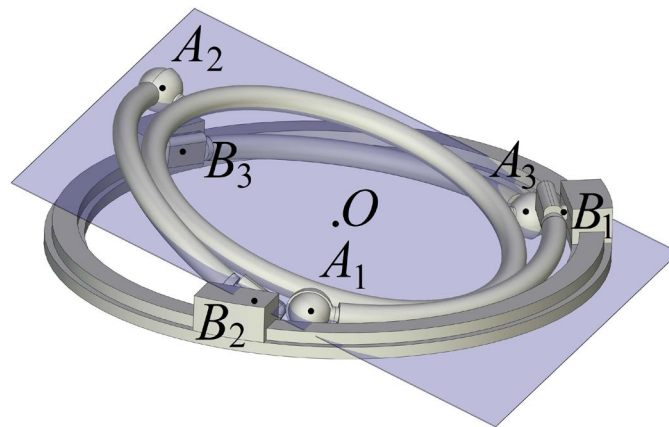


Рисунок 3.25. Особое (сингулярное) положение механизма, когда плоскость платформы проходит через центр круговой направляющей

На рисунке 3.26 представлен похожий случай. Здесь плоскость платформы $A_1A_2A_3$ также проходит через точку O , но при этом совпадает с

плоскостью круговой направляющей. Эта конфигурация соответствует полностью сложенному положению механизма. Все криволинейные штанги также лежат в одной плоскости. В этом случае у выходного звена появляются три неконтролируемые степени свободы.

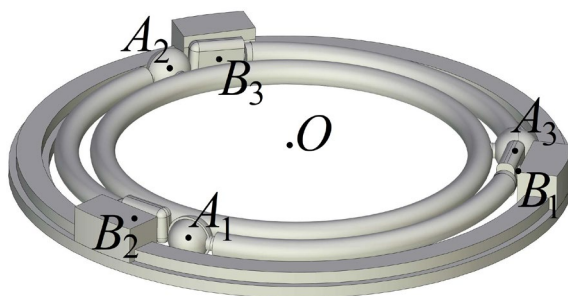


Рисунок 3.26. Особое (сингулярное) положение механизма, когда плоскость платформы совпадает с плоскостью круговой направляющей

Еще один случай особого положения представлен на рисунке 3.27. Здесь любые две плоскости, проходящие через точки O , A_i и B_i , совпадают. При этом совпадающие плоскости могут быть не ортогональны плоскости основания.

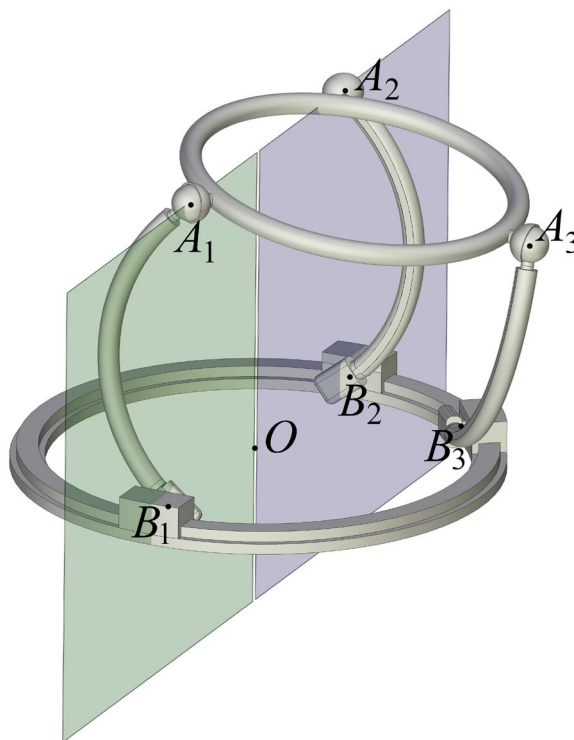


Рисунок 3.27. Особое (сингулярное) положение механизма, когда две плоскости OA_iB_i совпадают

На рисунке 3.28 представлен случай особого положения механизма, когда три плоскости OA_iB_i , проходящие через точки O , A_i и B_i , имеют общую линию пересечения. Эта линия может быть неортогональна плоскости основания. Однако, если линия пересечения этих плоскостей все же ортогональна плоскости основания, то каждая из кинематических цепей будет также находиться в особом положении.

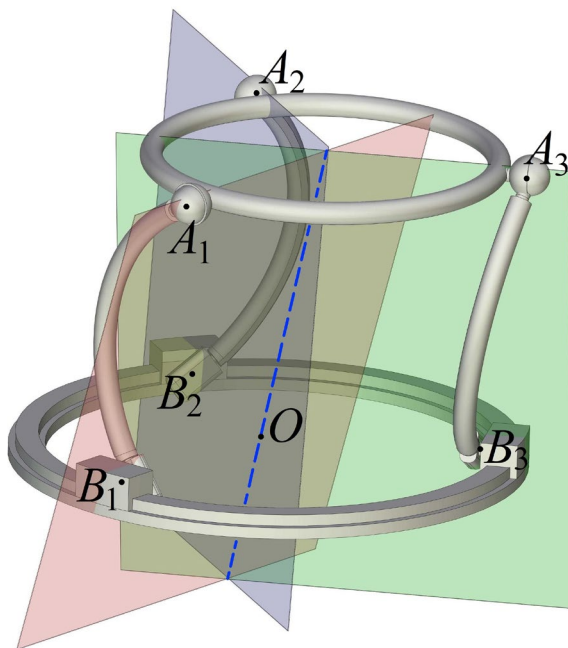


Рисунок 3.28. Особое (сингулярное) положение механизма, когда три плоскости OA_iB_i имеют общую линию пересечения

Во всех случаях, рассмотренных на рисунках 3.25-3.28 выходное звено приобретает дополнительные степени свободы, т.е. становится неуправляемым. Далее рассмотрим случаи, при которых выходное звено теряет подвижность. На рисунке 3.29 представлен случай, когда точки A_i и B_i лежат в плоскости XOZ , ортогональной плоскости круговой направляющей и проходящей через ее центр. В этом случае выходное звено теряет одну подвижность. Платформа не может двигаться в направлении вектора A_iB_i .

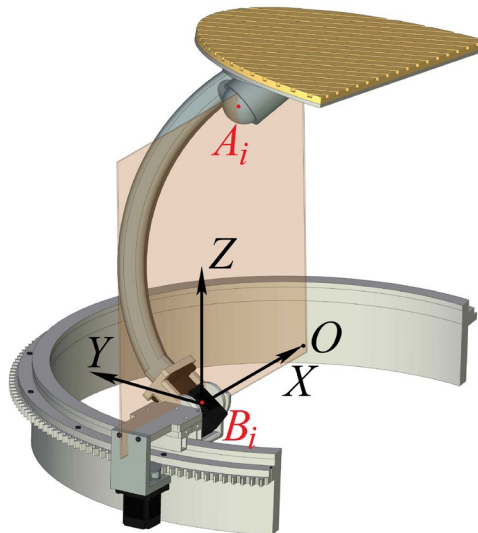


Рисунок 3.29. Особое (сингулярное) положение механизма, когда точки A_i и B_i лежат в плоскости XOZ , ортогональной плоскости круговой направляющей и проходящей через ее центр

Также в особое положение механизм попадает в случае, когда точка A_i лежит в плоскости, проходящей через оси вращательных шарниров промежуточного звена и штанги (рисунок 3.30). В этом случае выходное звено теряет одну степень подвижности. Платформа не может двигаться в направлении вектора OA_i .

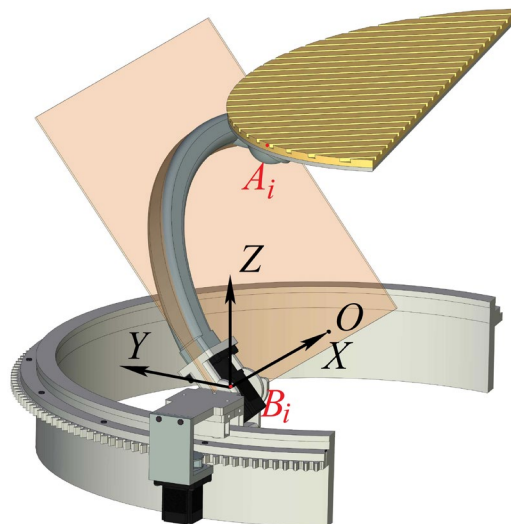


Рисунок 3.30. Особое (сингулярное) положение механизма, когда точка A_i лежит в плоскости, проходящей через оси вращательных шарниров промежуточного звена и штанги

На рисунке 3.31 представлено еще одно особое положение механизма. Здесь точка A_i лежит в плоскости XOZ , ортогональной плоскости круговой направляющей, при этом оси вращательных шарниров промежуточного звена и штанги также лежат в этой плоскости. В этом случае кинематическая цепь накладывает на движение платформы два ограничения. Платформа теряет степени свободы в направлении векторов A_iB_i и OA_i (т.е. платформа не может двигаться в любом направлении, порождаемом данными векторами). Таким образом, этот случай объединяет в себе два предыдущих.

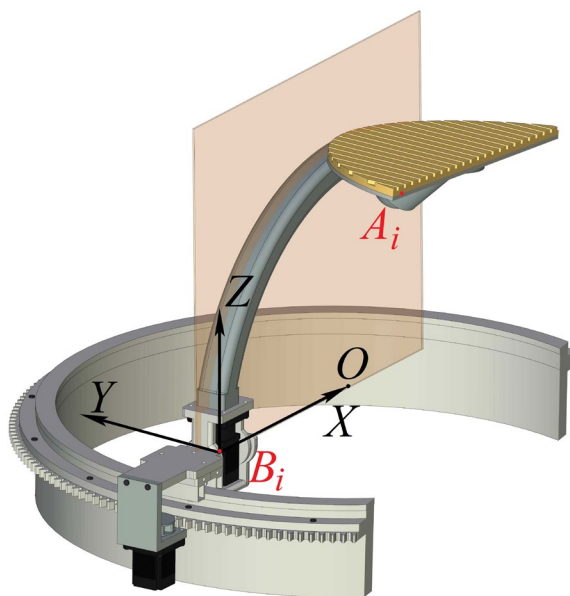


Рисунок 3.31. Особое (сингулярное) положение механизма, когда точка A_i лежит в плоскости XOZ , ортогональной плоскости круговой направляющей и проходящей через оси вращательных шарниров промежуточного звена и штанги

Таким образом, были рассмотрены особые положения, в которых механизм теряет или приобретает подвижность. При работе механизма целесообразно планировать траектории его движения таким образом, чтобы избегать попадания в данные положения.

3.7. Выводы по главе 3

1. Разработан аналитический алгоритм решения обратной кинематической задачи для шестиподвижного складного механизма с круговой

направляющей. Алгоритм представляет аналитические соотношения между координатами выходного звена и задаваемыми (приводными) координатами.

2. Сформирован аналитический алгоритм решения прямой кинематической задачи исследуемого механизма. Алгоритм позволяет определять различные сборки механизма в зависимости от положений ведущих звеньев.

3. Предложенные алгоритмы кинематики продемонстрированы на конкретных численных примерах. В рамках решения обратной задачи кинематики найдены приводные координаты при заданных координатах выходного звена механизма. В рамках решения прямой задачи кинематики были найдены шестнадцать различныхборок механизма при одних и тех же значениях приводных координат. Данный результат получен на основе решения полиномиального уравнения шестнадцатой степени.

4. С использованием САПР разработана компьютерная модель шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей. На основе данной модели были смоделированы различные типы траектории движения выходного звена (прямолинейная траектория, окружность и пространственная спираль) и найдены перемещения, скорости и ускорения ведущих звеньев.

5. Разработан геометрический алгоритм построения рабочей зоны исследуемого механизма с применением функционала САПР. Определены габариты и форма рабочей зоны механизма при нулевой и наклонной ориентациях выходного звена.

6. Используя инструменты САПР, были идентифицированы особые (сингулярные) положения исследуемого механизма. Рассмотрены случаи, когда в механизме возникает дополнительная подвижность и выходное звено становится неуправляемым, а также случаи, когда выходное звено теряет степени свободы.

ГЛАВА 4. Виртуальное и физическое прототипирование шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей

В настоящее время разработку большинства механизмов и деталей практически невозможно осуществить без создания трехмерного моделирования с использованием САПР. Широкий функционал различных программ дает возможность проводить самые разнообразные исследования, начиная от создания их конструктивных элементов и сборочных прототипов до моделирования различных технологических процессов и операций, а также симуляции воздействия различных сред. Это в свою очередь позволяет подобрать оптимальный дизайн и материал для будущих деталей и снизить физические и финансовые затраты при создании и тестировании прототипов.

Виртуальное прототипирование – это процесс проектирования механической системы в виде компьютерной (цифровой) модели. Физическое прототипирование – это процесс создания натурной модели (физического прототипа). Процессы виртуального и физического прототипирования дополняют друг друга и позволяют создавать более совершенные конструкции механических систем. На сегодняшний день современные технологии позволяют создавать прототипы на основе цифровых моделей за достаточно короткое время. Стоит отметить, что для создания физических прототипов на основе компьютерных моделей широко используются технологии быстрого прототипирования, в частности, 3D печать. Для изготовления деталей с использованием 3D печати, применяются различные типы материалов. На сегодняшний день в данных технологиях в достаточной степени проработано использование как мягких [118-120], так и твердых материалов [121-125]. Наиболее распространены полимеры, металлические сплавы (технология селективного лазерного плавления), воск, гипс и бетон.

Одним из направлений применения технологий быстрого прототипирования является изготовление роботов и механизмов параллельной

структуры. Рассмотрим примеры использования в них двух основных типов материалов: полимеров и сплавов.

В работе [126] представлен дизайн двухподвижного 5R механизма параллельной структуры для перемещения рассады в бумажных горшках внутри рассадопосадочной машины. Многие элементы механизма распечатаны на 3D принтере из пластика PLA. В работе [127] показан сферический 3-RRR манипулятор параллельной структуры, имеющий неограниченное вращение вокруг вертикальной оси. Звенья данного манипулятора полностью изготовлены из полимеров посредством 3D печати. Другой пример сферического 3-RRR манипулятора, звенья которого также изготовлены на 3D принтере, представлен в статье [128]. Манипулятор предлагается использовать в качестве протеза плечевого сустава. Известен изготовленный из полимеров прототип еще одного сферического манипулятора с кинематическими цепями 2-RRR/1-URU, представленный в статье [129]. Замена цепи RRR на URU сделана для изменения количества особых положений в рабочей зоне манипулятора. В работе [130, 131] представлены механизмы параллельной структуры, в которых шарниры выполнены из полимерных материалов, распечатанных на 3D принтере.

Также механизмы параллельной структуры изготавливаются технологиями быстрого прототипирования из сплавов. Например, в работе [132] показан трехподвижный механизм для высокоточного позиционирования, напечатанный на 3D принтере из титанового сплава. В статье [133] авторы представили шестиподвижный механизм параллельной структуры, используемый в качестве датчика измерения силы, имеющей пространственные составляющие. Данный механизм полностью изготовлен посредством 3D печати из титанового сплава.

Таким образом, механизмы и роботы параллельной структуры широко используют применение технологий быстрого прототипирования. В настоящей главе рассмотрим применение алгоритмов и технологий виртуального и

физического прототипирования для разработки и изготовления шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей.

4.1. Разработка виртуального прототипа механизма

На основе предложенной кинематической схемы механизма в главе 2, а также компьютерной модели механизма в главе 3, был разработан его сборочный виртуальный прототип с использованием САПР SolidWorks. Разработка виртуального прототипа была организована таким образом, чтобы на его основе можно было изготовить аналогичный физический прототип с использованием технологий быстрого прототипирования.

Рассмотрим отдельные элементы виртуального прототипа и процесс его создания. Разработка виртуального прототипа начинается с проектирования круговой направляющей. В данном случае она была спроектирована в виде двойного рельса (рисунок 4.1). Наружный рельс имеет нарезанные на боковой поверхности зубья для сопряжения с приводным зубчатым колесом каретки. Внутренний рельс выполнен для разгрузки наружного рельса и для более устойчивого перемещения каретки. При этом наружный и внутренний рельсы круговой направляющей состоят из восьми одинаковых секторов. Это связано с ограничениями рабочего пространства 3D принтера при последующем изготовлении. Рельсы соединяются между собой алюминиевыми квадратными профилями. После чего, все фиксируется на горизонтальном основании.

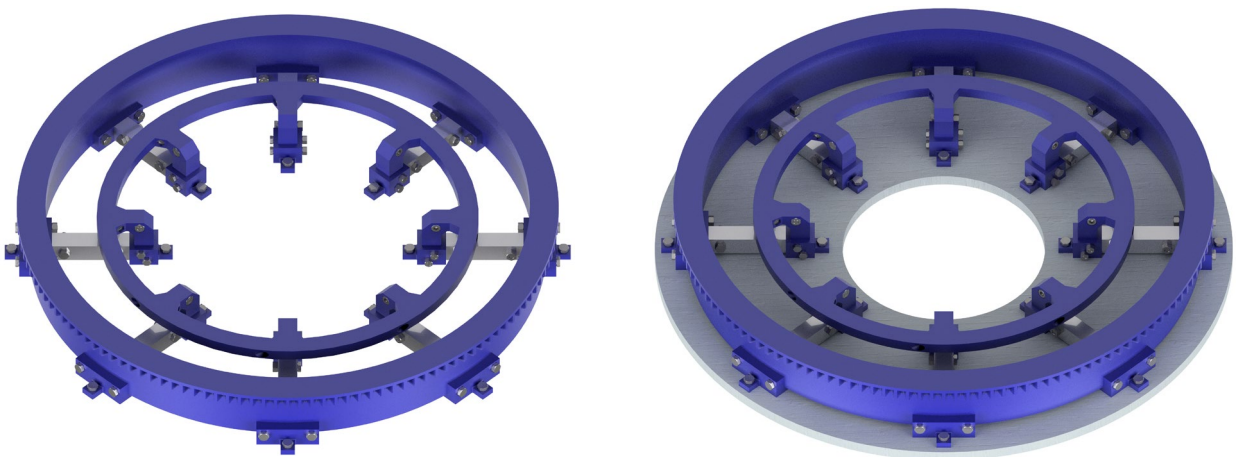


Рисунок 4.1. Сборочная компьютерная модель круговой направляющей

Далее на круговой направляющей устанавливается каретка с приводным зубчатым колесом (рисунок 4.2). Для устойчивости каретки на круговой направляющей, каретка снабжена охватывающими рычагами с роликами, входящими в линейный контакт с боковой поверхностью круговой направляющей. Ролики также расположены в месте контакта каретки и верхней части рельса. Они обеспечивают минимальный контакт сопрягающихся звеньев, что минимизирует потери на трение.

На части каретки, которая опирается на внутренний рельс, устанавливается промежуточное звено. Оно сопрягается с кареткой посредством вращательного шарнира, ось которого проходит через центр круговой направляющей. Далее с одной стороны промежуточного звена устанавливается криволинейная штанга, а с другой привод, вал которого жестко устанавливается внутри штанги, образуя с ней единое звено.

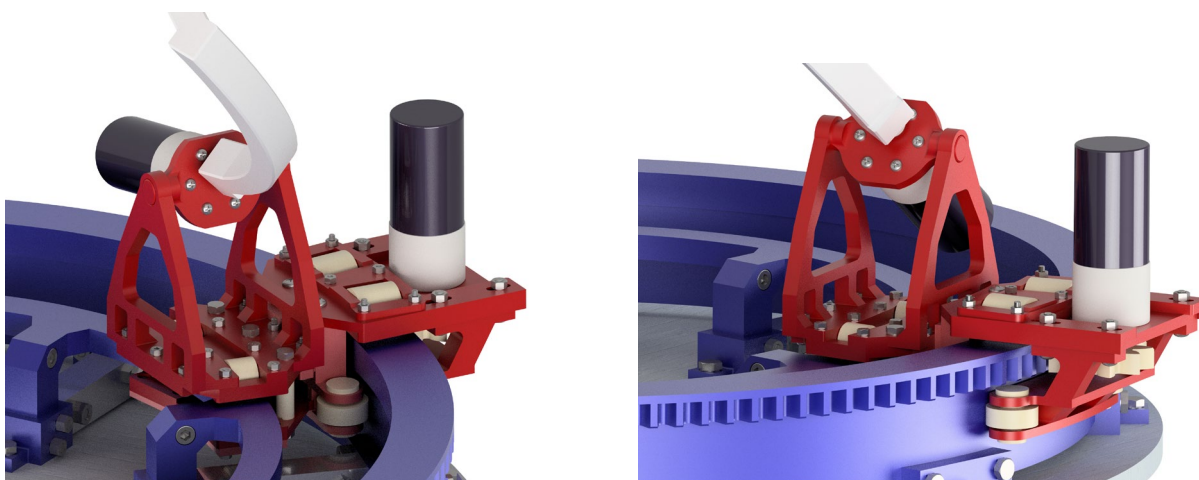


Рисунок 4.2. Соединение каретки, криволинейной штанги и круговой направляющей

На противоположном конце штанги расположена сфера, выполненная единым звеном со штангой (рисунок 4.3). Далее сфера входит в пару с лункой, образуя контакт по поверхности. Лунка выполнена составной, образуемой двумя элементами, которые жестко фиксируются на платформе. Платформа выполнена сборной, состоящей из четырех частей.

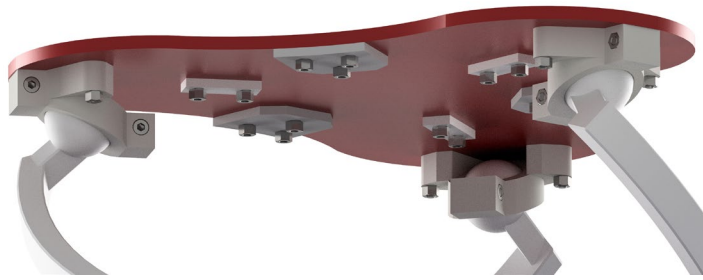


Рисунок 4.3. Сопряжения криволинейных штанг с платформой

Таким образом, после сборки всех звеньев в единую конструкцию был получен виртуальный прототип, представленный на рисунке 4.4 в сложенной и разложенной конфигурациях. Основным материалом звеньев механизма принят пластик PLA для их дальнейшего изготовления на 3D принтере. Также в конструкции добавлены приводы, вес которых соответствует реальным системам, алюминиевые профили и крепежные элементы.

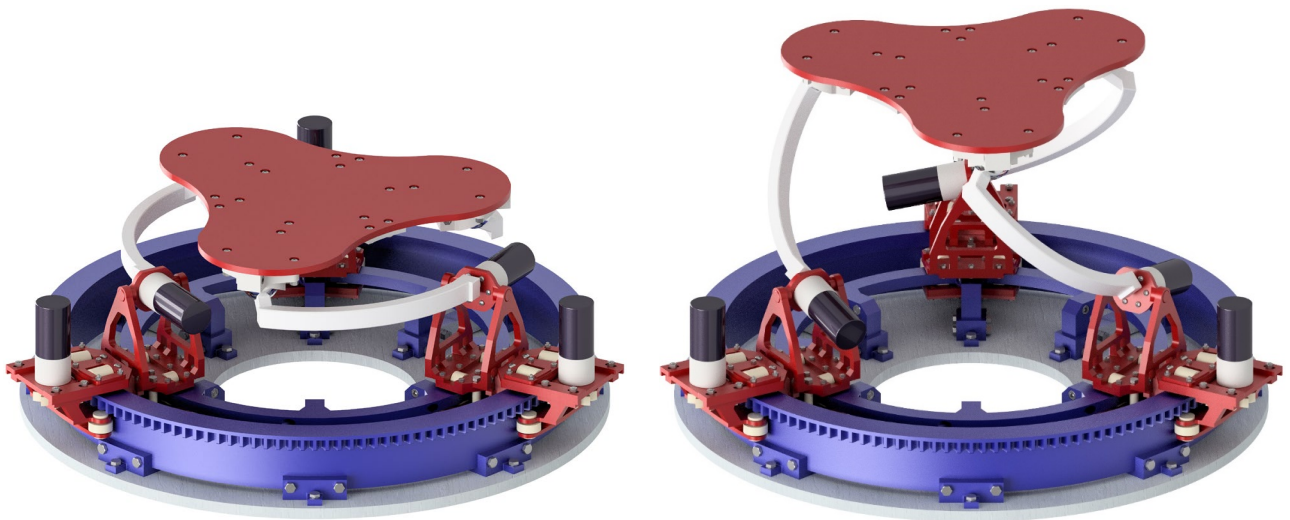


Рисунок 4.4. Сборочный виртуальный прототип шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей в сложенной и разложенной конфигурациях

Все элементы для печати разработаны с учетом размеров рабочей зоны 3D принтера Flsun-QQS, посредством которого происходило изготовление. Далее обратимся к расчету моментов приводов механизма с учетом геометрии и веса звеньев, заданных в конструкции виртуального прототипа.

4.2. Моделирование обратной задачи динамики с применением САПР

На основе разработанного виртуального прототипа механизма было проведено моделирование обратной задачи динамики. Для этого были использованы САПР SolidWorks и Autodesk Inventor. Следует отметить, что в отличие от аналитических методов расчета, использование пакетов САПР позволяет максимально учесть сложную геометрию звеньев механизма.

Алгоритм моделирования обратной задачи динамики состоял в следующем. Прежде моделировалась обратная кинематическая задача в САПР SolidWorks и определялись кинематические параметры на входных звеньях механизма. Далее данные параметры задавались уже в САПР Autodesk Inventor и определялись моменты на входных звеньях. Следует отметить, что при моделировании для обоих пакетов САПР важно использовать идентичные компьютерные модели механизмов, а также идентичное расположение базовых и локальных систем координат, связанных с соответствующими звеньями.

В рамках моделирования обратной задачи динамики были рассмотрены три случая движения выходного звена, описанные в главе 3 (движение по прямолинейной траектории, по окружности и по пространственной спирали). Целью данного исследования является определение момента в каждом из приводов механизма. Это позволит далее подобрать необходимую модель приводов.

При расчете учитывалось трение между подвижными элементами механизма. Для расчета были приняты следующие коэффициенты трения: для подшипников качения $k_f = 0,008$; для сферических шарниров и соединений роликов кареток с круговой направляющей (пластик по пластику) $k_f = 0,46$. Эти значения использовались при проведении динамических расчетов разработанной компьютерной модели.

Рассмотрим первый случай, когда выходное звено совершает смещение по прямолинейной траектории. В этом случае задействованы только приводы

криволинейных штанг. На рисунке 4.5 представлена диаграмма изменения моментов приводов T_M от времени t .



Рисунок 4.5. Диаграммы изменения моментов в приводах шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по прямолинейной траектории

На данной диаграмме цифрами 1, 3, 5 обозначены моменты, возникающие в приводах шестерен кареток. В данном случае они практически равны нулю, т.к. каретки не совершают никаких перемещений. Однако следует отметить, что при подъеме платформы вверх, она также начинает совершать небольшой поворот относительно оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей. Как следствие, возникает момент сил инерции относительно данной оси, воспринимаемый приводами шестерен кареток. Также на приводы шестерен кареток усилия могут передаваться через шарниры кинематических цепей. Цифрами 2, 4, 6 обозначены диаграммы моментов, возникающих в приводах криволинейных штанг. Из диаграмм видно, что во время всего движения выходного звена данные моменты имеют переменные значения, при этом совпадающие для разных цепей. Это объясняется тем, что криволинейные

штанги на протяжении всей траектории движения отклоняются на одинаковые углы и имеют одинаковые скорости и ускорения. Так же из графиков видно, что максимальные значения моментов в приводах криволинейных штанг возникают в начальный момент движения. Это объясняется тем, что конструкция механизма находится в сложенной конфигурации. По мере подъема платформы углы наклона штанг относительно горизонтальной плоскости увеличиваются, что приводит к уменьшению значений моментов.

Рассмотрим следующий случай, когда выходное звено совершает движение по окружности. В этом случае траектория расположена в плоскости, параллельной основанию механизма. На рисунке 4.6 представлены диаграммы изменения моментов T_M от времени t .



Рисунок 4.6. Диаграммы изменения моментов в приводах шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по окружности

Из диаграмм видно, что при движении платформы по данной траектории задействованы все шесть приводов. На рисунке 4.6 цифрами 1, 3, 5 обозначены моменты, возникающие в приводах шестерен кареток, а цифрами 2, 4, 6

моменты, возникающие в приводах криволинейных штанг. Также из диаграмм следует, что моменты, возникающие в приводах криволинейных штанг, значительно больше моментов, возникающих в приводах шестерен кареток. Это происходит прежде всего потому, что в основном именно они воспринимают вес платформы. Изменение моментов в приводах криволинейных штанг объясняется изменением их углов отклонений. Чем более горизонтальное положение занимает штанга, тем больше становится момент в ее приводе.

Два предыдущих рассмотренных случая, представляли собой плоские траектории движения. Рассмотрим третий случай, когда выходное звено совершает пространственное движение. В этом случае траекторией движения является пространственная спираль. На рисунке 4.7 представлены результаты, полученные при моделировании обратной задачи динамики при движении выходного звена по данной траектории.

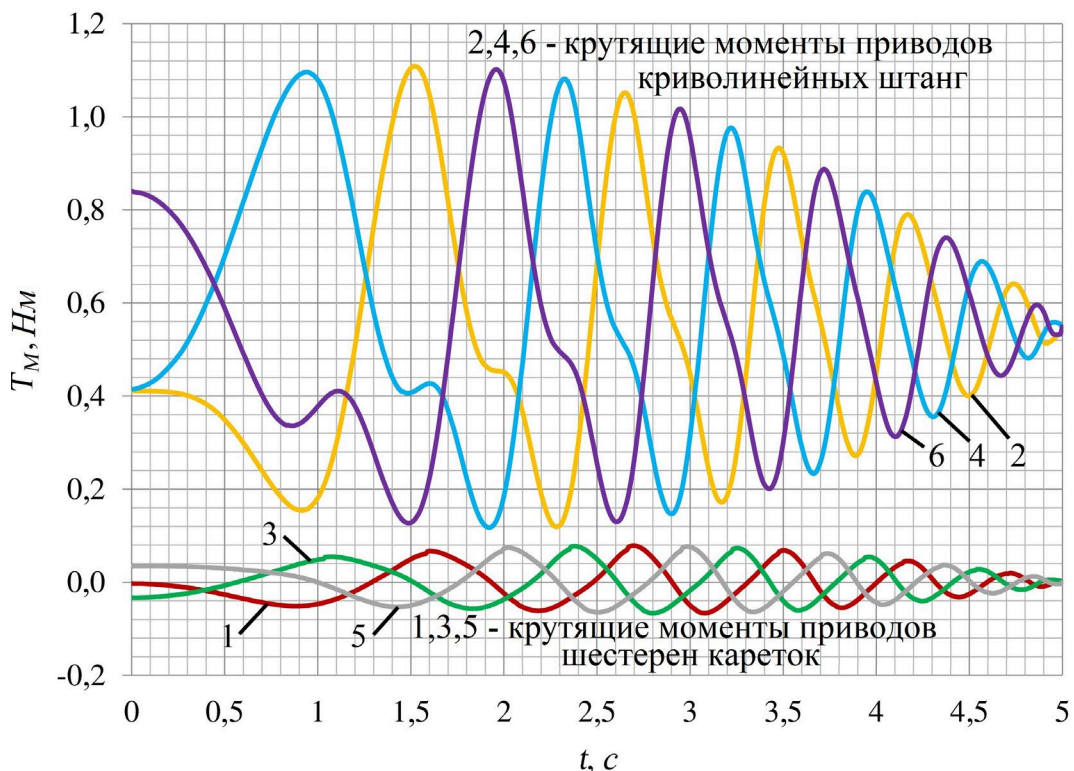


Рисунок 4.7. Диаграммы изменения моментов в приводах шестерен кареток и криволинейных штанг при движении платформы по пространственной спирали

Как и в предыдущем случае, для реализации данного вида движения выходного звена необходимо задействовать все шесть приводов механизма. Поэтому изменения значений моментов происходят в каждом приводе. На рисунке 4.7 цифрами 1, 3, 5 обозначены моменты, возникающие в приводах шестерен кареток, а цифрами 2, 4, 6 – моменты, возникающие в приводах криволинейных штанг.

Из диаграмм также видно, что моменты, возникающие в приводах криволинейных штанг значительно больше моментов, возникающих в приводах шестерен кареток. При этом значения моментов в приводах шестерен кареток превышают аналогичные значения для двух предыдущих рассмотренных случаев. Это объясняется большей неравномерностью распределения нагрузки на каретки при реализации данного вида движения.

Так как спиралевидная траектория движения выходного звена имеет коническую форму и к вершине траектории радиус этой спирали сужается, то из диаграмм видно, что моменты в приводах ведущих звеньев уменьшаются при приближении к вершине траектории. В случае уменьшения моментов в приводах криволинейных штанг это объясняется увеличением углов их наклона, а в случае уменьшения моментов в приводах шестерен кареток – более равномерным распределением нагрузок.

4.3. Изготовление и сборка физического прототипа механизма

Физический прототип изготавливался в соответствии с его сборочной компьютерной моделью, представленной на рисунке 4.4. Основная часть звеньев и элементов звеньев была изготовлена посредством трехмерной печати. Также в конструкции прототипа использовались стандартные элементы деталей машин (крепежные элементы, алюминиевые профили и т.д.).

Основные элементы прототипа были изготовлены из пластика PLA путем 3D печати. Средняя плотность заполнения для элементов механизма при 3D печати составила 45%. В местах соединения валов двигателей со звеньями механизма были использованы металлические втулки. Общая масса прототипа

с приводами составила 5,3 кг, при этом диаметр круговой направляющей (самого габаритного звена) составил 500 мм.

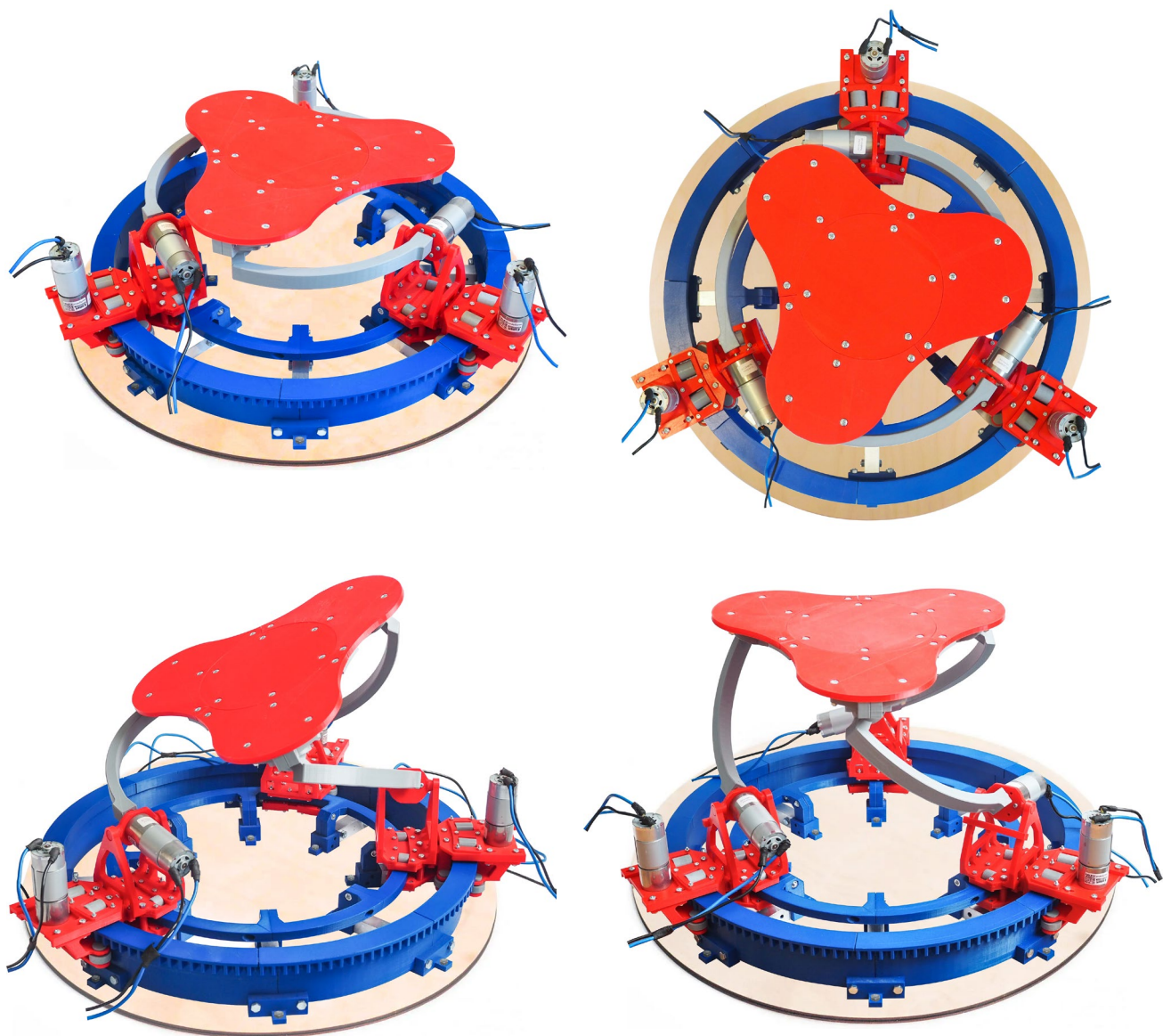


Рисунок 4.8. Физический прототип шестиподвижного складного механизма параллельной структуры с круговой направляющей

Рассмотрим более подробно основные элементы и узлы прототипа, а также его систему управления. Система приводов механизма реализована на основе двигателей постоянного тока.

Круговая направляющая механизма собрана из восьми секторов и соединена посредством алюминиевых профилей и крепежных элементов. На рисунке 4.9 представлен узел, образованный соединением круговой

направляющей, каретки и криволинейной штанги. Каретка состоит из двух основных частей, жестко сопряженных между собой. При этом одна часть опирается на внешний рельс круговой направляющей, а вторая – на внутренний. На части каретки, опирающейся на внутренний рельс, шарнирно установлено промежуточное звено с криволинейной штангой.

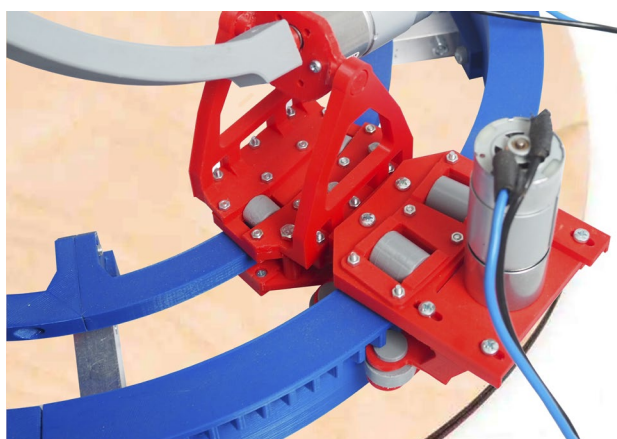


Рисунок 4.9. Сопряжение круговой направляющей, каретки и криволинейной штанги в прототипе

На внешней части каретки вертикально расположен ее привод, вал которого жестко сопряжен с зубчатым колесом, входящим в зацепление с зубьями боковой поверхности круговой направляющей. Данный узел показан на рисунке 4.10.

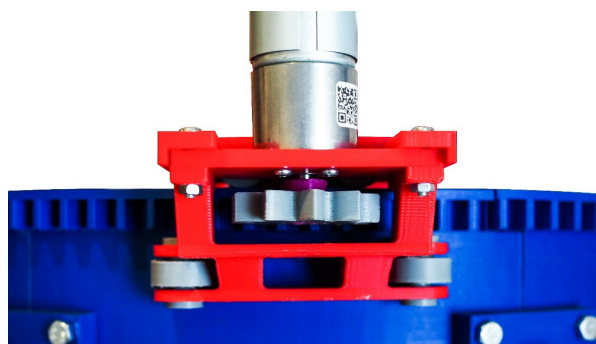


Рисунок 4.10. Сборочный узел каретки с приводом и зубчатым колесом, входящим в зацепление с зубьями круговой направляющей

С внешней и внутренней стороны каретки расположено по два направляющих ролика, задача которых обеспечивать смещение каретки относительно поверхности круговой направляющей.

Все основные подвижные элементы механизма соединены вращательными шарнирами, за исключением соединений платформы и криволинейных штанг. Данное соединение реализовано в виде сферического шарнира и представлено на рисунке 4.11. На окончании криволинейной штанги расположен шар, входящий в пару с лункой, состоящей из двух частей. Платформа состоит из четырех частей, которые образуют между собой крепежные и клеевые соединения.



Рисунок 4.11. Сферический шарнир, соединяющий платформу и криволинейную штангу

Система управления механизма реализована на приводах постоянного тока. С учетом проведенных исследований в качестве приводов шестерен кареток и криволинейных штанг выбраны следующие типы двигателей:

- для привода шестерни каретки: мотор-редуктор JGB37-545 12В постоянного тока с крутящим моментом 2,452 Н·м, номинальной частотой вращения 12 об/мин и передаточным числом 506;
- для привода криволинейной штанги: мотор-редуктор JGB37-545 12В постоянного тока с крутящим моментом 2,648 Н·м, номинальной частотой вращения 8 об/мин и передаточным числом 810.

Для управления приводами разработана принципиальная электрическая схема, реализованная на магнитных пускателях, представленная на рисунке 4.12.

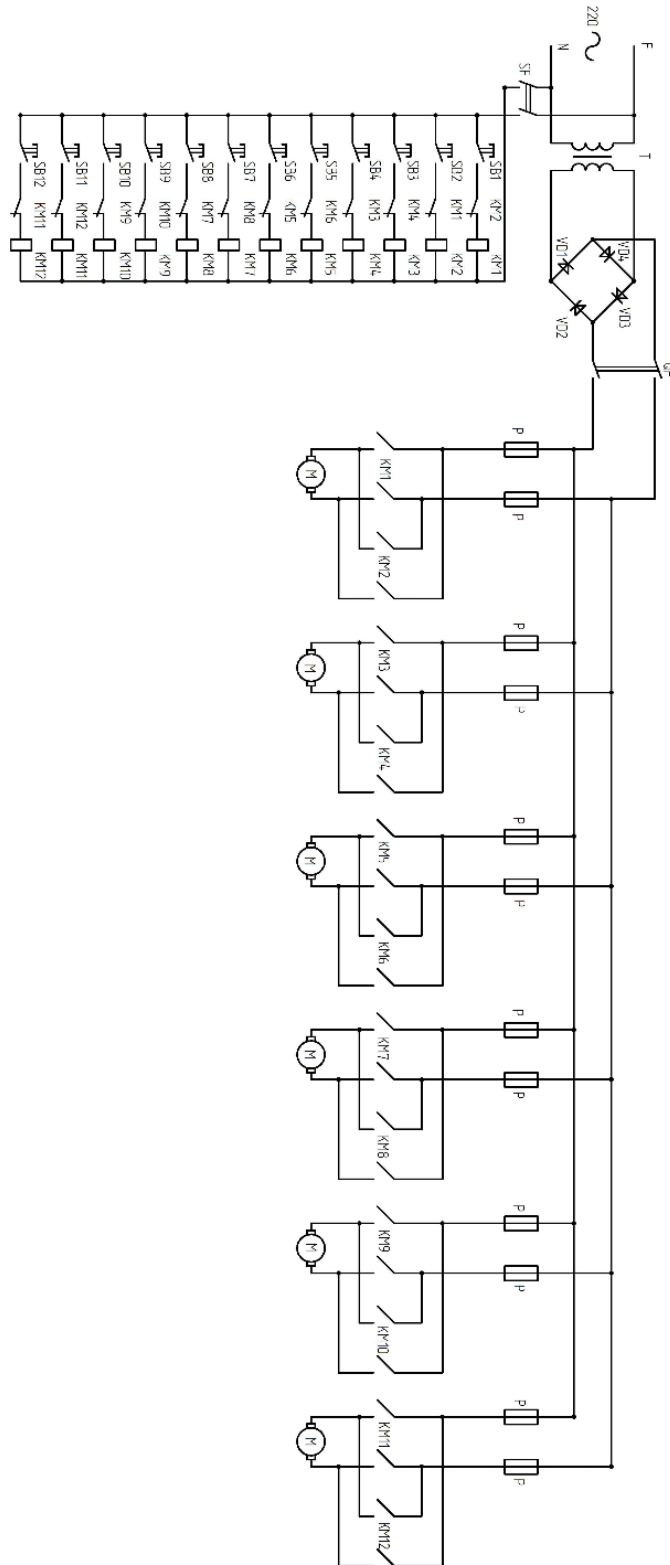


Рисунок 4.12. Принципиальная электрическая схема управления для разработанного прототипа механизма

Силовая часть схемы выполняется на постоянном токе с напряжением 12В, а схема управления на переменном токе с напряжением 220В. Для получения постоянного тока используется схема выпрямления на основе диодного моста, реализованная с помощью диодов VD. Перед диодным мостом в схему включен понижающий трансформатор напряжения Т 220/12В. Таким образом, после понижения напряжения трансформатором, происходит выпрямление тока с помощью диодного моста и, посредством силовой части, реализованной на магнитных пускателях КМ, ток подается на приводы шестерен кареток и криволинейных штанг М.

Электрическая схема выполнена по принципу типовой реверсивной схемы на основе магнитных пускателей. Таким образом, изменение направления вращения приводов, осуществляется за счет смены полярности в силовой части схемы. Для защиты двигателей от перегрузок в схему включены предохранители Р, а также автоматический выключатель QF.

Схема управления состоит из кнопок SF, задающих направление вращения привода, и магнитных пускателей КМ. Для исключения возможности короткого замыкания в силовой части схемы, а также выхода из строя электродвигателей, в схеме реализована защита от одновременного включения магнитных пускателей, управляющих одним двигателем, с помощью нормально замкнутых контактов магнитного пускателя. Также в схему управления включен автоматический выключатель SF, который обеспечивает защиту цепей управления.

Были проведены лабораторные испытания разработанного физического прототипа механизма и получены результаты экспериментальных исследований, подтвердившие теоретические расчеты. Было проведено сравнение физического и виртуального прототипов по структурным и кинематическим параметрам.

В том числе был проведен анализ типов движения механизма. В частности, были рассмотрены линейное вертикальное движение платформы при фиксированных приводах шестерен кареток и сферическое движение

платформы при фиксированных приводах криволинейных штанг. Также была проведена проверка особых положений механизма, представленных в разделе 3.6. На физическом прототипе были установлены определенные конфигурации кинематических цепей, в которых наблюдается независимое от остальных звеньев движение платформы, а также его блокировка (отсутствие движения).

Во всех рассмотренных случаях было зафиксировано соответствие физического прототипа его виртуальному аналогу. Т.е. экспериментальные исследования структурных параметров подтвердили теоретические расчеты.

В рамках исследования кинематических параметров была проведена проверка габаритов рабочего пространства. В частности были рассмотрены следующие параметры:

1. Максимальное вертикальное смещение платформы при ее горизонтальной ориентации и отсутствии смещения ее центра в горизонтальных направлениях (при блокировке приводов шестерен кареток).

Для этого был использован электронный штангенрейсмас марки ЩРС-500 0,01 ЧИЗ (рабочая погрешность прибора составляет 0,01 мм). Замер проводился от нижнего уровня основания круговой направляющей до верхней кромки платформы. В сложенной конфигурации механизма полученное значение составило 231,21 мм. Аналогичный замер на виртуальном прототипе составил 231,87 мм. Относительное отклонение составляет 0,29 %. Для разложенной конфигурации механизма (при максимально поднятой платформе) данные размеры для физического и виртуального прототипов составили, соответственно, 391,45 мм и 392,83 мм. Относительное отклонение составляет 0,35 %.

2. Максимальный угол наклона платформы в реконфигурируемом положении (сферическая конфигурация при блокировке приводов криволинейных штанг).

Предварительно платформа была установлена на промежуточной высоте (300,65 мм) за счет приводов криволинейных штанг. Далее они были

заблокированы. После чего при помощи приводов шестерен кареток был произведен наклон платформы на максимально возможный угол, который определяется ограничениями в сферических шарнирах. Замер угла наклона платформы был произведен посредством фотосъемки. Для этого объектив фотоаппарата был установлен таким образом, чтобы отображалась лишь торцевая часть платформы. После чего при помощи цифровых средств был замерен угол наклона платформы физического прототипа, составивший $25,4^\circ$. Для виртуального прототипа этот же угол составил $25,8^\circ$. Относительное отклонение равно $1,57\%$.

3. Максимальный угол поворота платформы при ее вертикальном смещении (при блокировке приводов шестерен кареток).

На круговой направляющей и платформе было отмечено начальное положение. После чего приводы шестерен кареток были заблокированы и платформа выставлена на максимальную высоту за счет актуации приводов штанг. Замер угла поворота платформы был произведен посредством фотосъемки. Для этого объектив фотоаппарата был установлен ортогонально плоскости платформы. После чего при помощи цифровых средств был произведен замер угла поворота платформы физического прототипа, равный $79,8^\circ$. Для виртуального прототипа этот же угол равен $79,1^\circ$. Относительное отклонение для физического и виртуального прототипов составило $0,88\%$.

В проведенных экспериментах наличие небольшого относительного отклонения кинематических параметров может быть обусловлено типовыми неточностями сборки физического прототипа, а также погрешностями эксперимента. С учетом незначительных относительных отклонений кинематических параметров можно заключить, что физический прототип соответствует его виртуальной модели.

4.4. Возможные применения разработанного механизма

В настоящее время механизмы параллельной структуры используются в основе многих роботизированных систем и манипуляторов и представлены в

самых разнообразных сферах человеческой деятельности. Такие механизмы используются в основе шагающих машин для наземного и космического применения, в устройствах позиционирования, в системах многоподвижных платформ, станках, в медицинских устройствах и т.д. Важным преимуществом механизмов параллельной структуры является возможность расположения приводов непосредственно на основании, т.е. на максимальном удалении от выходного звена. Это приводит к снижению инерционных составляющих подвижных частей механизма.

Рассмотрим некоторые конкретные применения механизмов параллельной структуры в технике. Известен обрабатывающий центр G1000 на основе гексапода. Подвижная платформа в нем может отклоняться до 45° в любом направлении [134]. На основе сферического трехподвижного механизма был разработан робот «Agile Eye», имеющий значительные углы поворота в сферическом движении [135]. В работе [136] предложено использовать дельта-робот в качестве станка для лазерной резки. В статье [137] авторы исследуют манипуляторы-кубы (имеющие рабочую зону в форме куба), обладающие высокой жесткостью и компактностью, для обеспечения микроперемещений в станках. В исследовании [138] представлен пятиподвижный манипулятор для обработки деталей машин, имеющий параллельно-последовательную структуру. Широкое применение в технике находят системы, основанные на структурах дельта-роботов. Они применяются, например, в линиях непрерывной конвейерной сборки и упаковки [139].

Механизмы параллельной структуры нашли широкое применение в космонавтике и астрономии. Одним из таких применений является ориентационная платформа для радиотелескопа [140]. Также известен спутниковый трекер «Canterbury», в котором механизм параллельной структуры позволяет изменять ориентацию в пространстве [141].

Высокая точность позиционирования механизмов параллельной структуры позволяет широко применять их в медицине, а именно, при проведении хирургических операций [142]. Также известны механизмы для

проведения операций по краниотомии [143]. В работе [144] предложен шестиподвижный механизм на основе гексапода, который может применяться в нейрохирургии, офтальмологии, хирургии позвоночника, ортопедии и при замене коленного и тазобедренного суставов.

Таким образом, из вышеприведенного следует, что на сегодняшний день механизмы параллельной структуры имеют существенное внедрение в технике и по мере развития технологий механизмы данного типа совершенствуются, реализуя новые функциональные свойства.

Рассмотрим возможные практические применения шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей, представленного в настоящей работе. Расширенные габариты рабочей зоны по сравнению с известными механизмами с круговой направляющей, шесть степеней свободы выходного звена, а также возможность совершения неограниченного вращения выходного звена вокруг оси, перпендикулярной основанию, позволяют адаптировать данный механизм для применения в ряде практических приложений.

Разработанный механизм может быть применен при изготовлении деталей для устройств машиностроительной отрасли. На рисунке 4.13 предложена схема многоосевого обрабатывающего центра для обработки конструктивных алюминиевых элементов сложной формы. В основе предложенной системы лежит шестиподвижный механизм параллельной структуры, служащий для крепления и ориентации рабочего органа – фрезы при ее перемещении в пространстве.

Для обработки малогабаритных деталей предложена схема, изображенная на рисунке 4.14. В этом случае разработанный механизм используется в качестве стола для размещения заготовки. Обрабатываемая деталь крепится на подвижной платформе. Шесть степеней свободы обеспечивают непрерывную многостороннюю обработку детали. В целом это решение позволит сократить время обработки детали за счет переналадки станка.

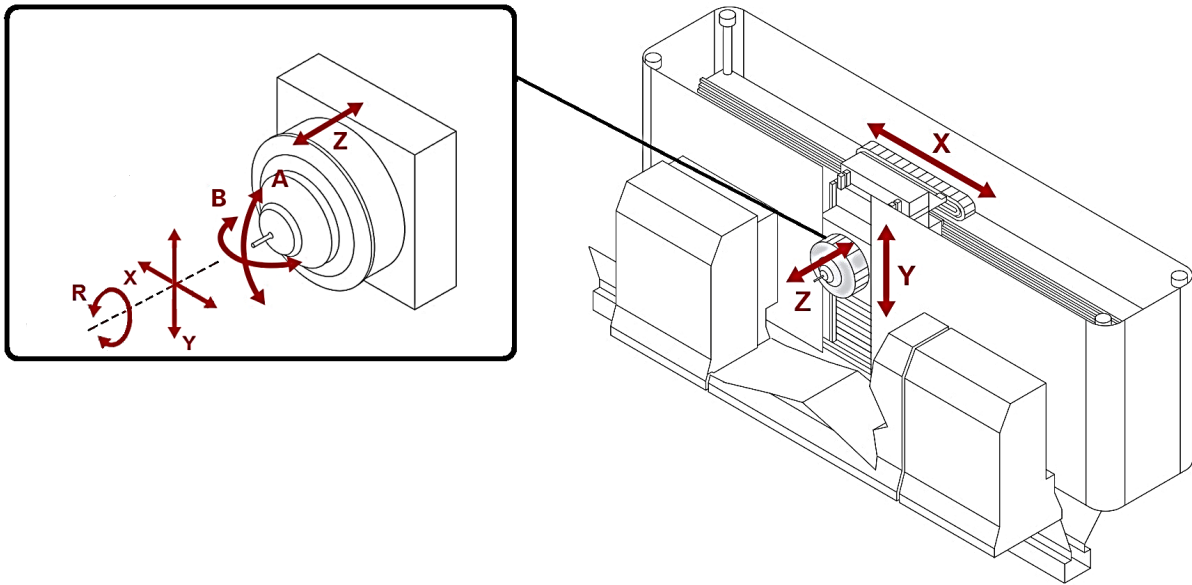


Рисунок 4.13. Модель многоосевого обрабатывающего центра

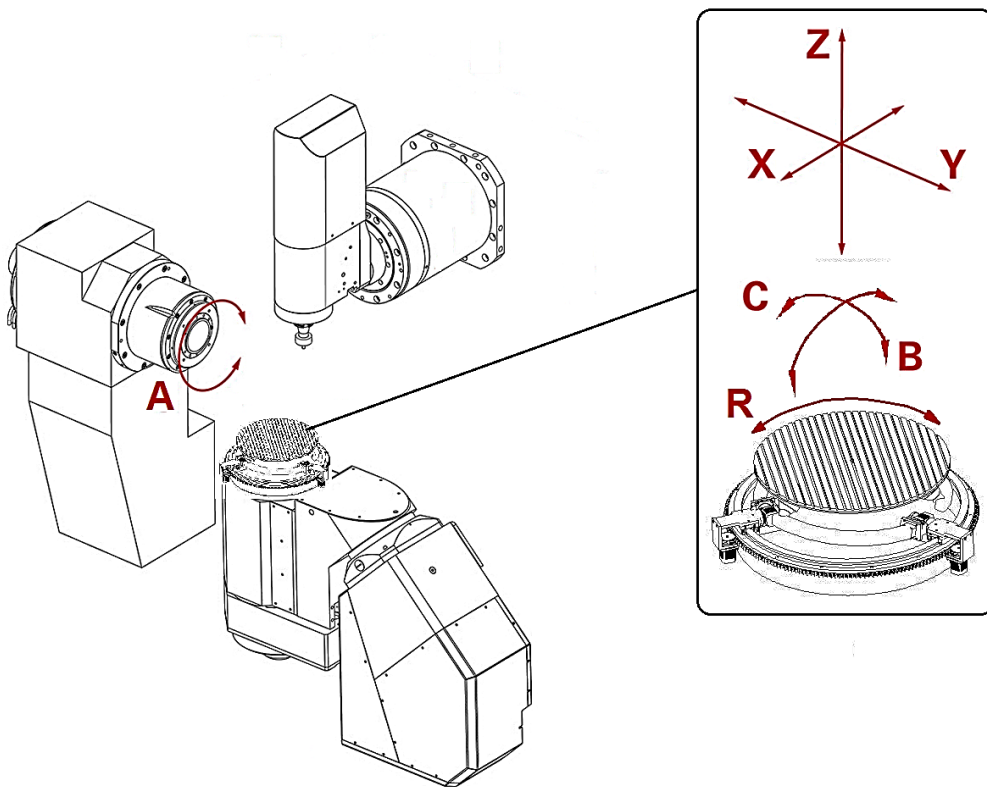


Рисунок 4.14. Обрабатывающий центр на основе предлагаемого механизма параллельной структуры для работы с малогабаритными деталями

Для симуляции движения транспортного средства (автомобиля) широко используются механизмы параллельной структуры. Они позволяют

воспроизвести те технические условия, которым подвергается реальное транспортное средство. Здесь речь идет об углах наклона кабины водителя в процессе движения транспортного средства. В данном случае кабина водителя устанавливается на платформу и управляется сопряженными с ней кинематическими цепями.

Для решения таких задач предлагается применять разработанный механизм. На рисунке 4.15 представлена установка автотренажера в нескольких конфигурациях. Наличие шести степеней свободы и дополнительной реконфигурации в сферическое движение механизма основания позволит реализовать требуемые практикой условия, в том числе полный поворот вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей (в случае разворота транспортного средства), при использовании такого тренажера в качестве техники для обучения.



Рисунок 4.15. Многоподвижная ориентационная платформа-автотренажер

Роботизированные комплексы, построенные на механизмах параллельной структуры, весьма часто находят применение в медицине. Среди них известны различные конструкции роботов, направленные на проведение сложных хирургических операций (в том числе малоинвазивная хирургия), а также проведение процедур для посттравматической реабилитации пациентов. Представленный в данной работе механизм может быть использован при проведении посттравматических процедур на голеностопном суставе (рисунок 4.16).

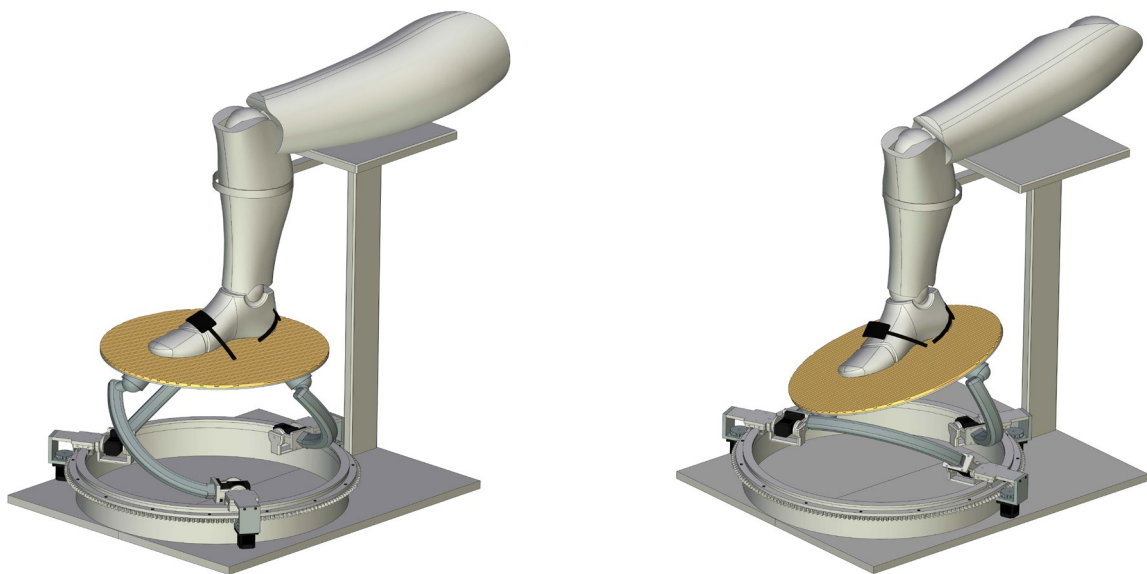


Рисунок 4.16. Многоподвижная ориентационная платформа для реабилитации голеностопного сустава

В этом случае требуется воспроизведение сферического движения платформы, на которой зафиксирована стопа пациента. Использование предлагаемого механизма позволит не только заменить человеческий труд автоматизированной процедурой, обеспечивая воспроизведение сферического движения с заданным усилием и частотой, подобранными индивидуально для каждого пациента (что весьма сложно обеспечить человеком), но также с учетом реконфигурируемого дизайна платформы может быть обеспечено сферическое движение на переменной высоте. Эта опция дает дополнительную

степень свободы в сферическом движении и позволяет наиболее точно подобрать параметры процедуры под пациента.

На рисунке 4.17 представлено применение складного шестиподвижного механизма в качестве медицинского манипулятора для проведения лапароскопических операций. Для данного применения преимущество предлагаемого механизма состоит в том, что он реконфигурируется в сферический механизм, обеспечивая изменение трех угловых координат выходного инструмента. При этом обеспечивается и линейное смещение в направлении оси инструмента.

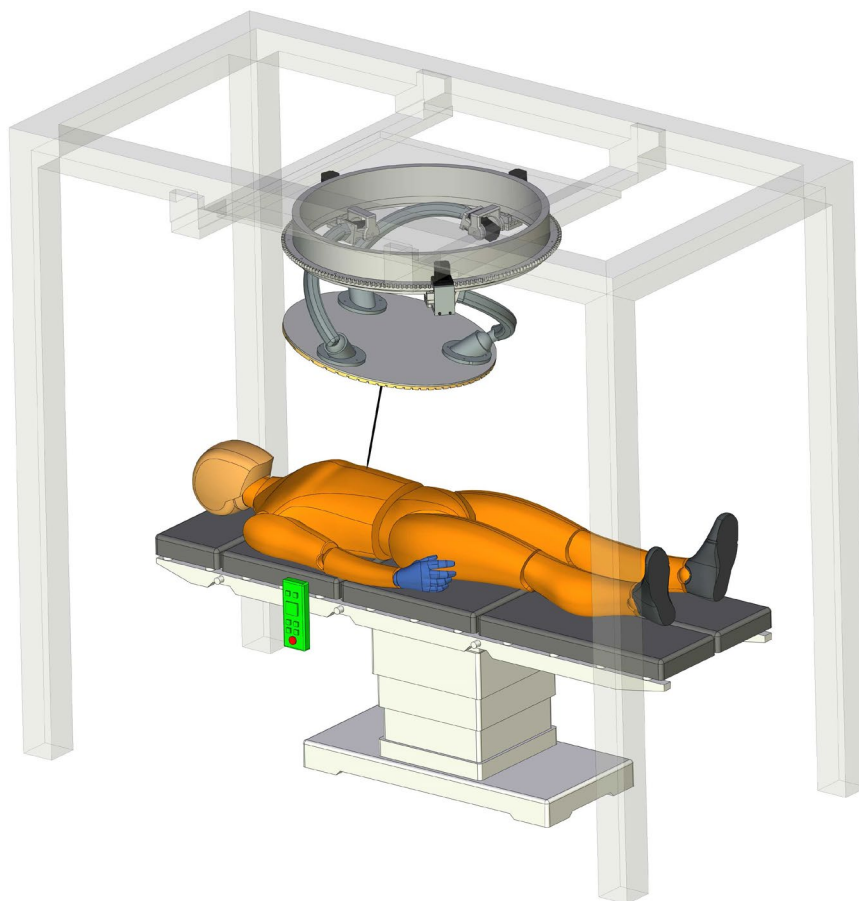


Рисунок 4.17. Шестиподвижный манипулятор для проведения лапароскопических операций

Таким образом, обеспечиваются все необходимые движения, требуемые для проведения данной операции. При этом увеличенный по сравнению с известными аналогами угол поворота вокруг оси, перпендикулярной плоскости

круговой направляющей, может упростить некоторые хирургические манипуляции (например, намотку нити на инструмент и завязывание хирургических узлов).

Таким образом, были рассмотрены возможные практические применения разработанного шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей. Следует отметить, что применения данного механизма не ограничиваются рассмотренными выше. Также возможны применения, связанные с медициной (например, в качестве подвижной рамы для перемещения и ориентации хирургического оборудования), с испытательной техникой (например, при проведении испытаний суставов и шарниров), с робототехникой (например, при позиционировании радиотелескопов).

4.5. Выводы по главе 4

1. С использованием САПР SolidWorks разработан виртуальный прототип шестиподвижного складного механизма с круговой направляющей, обеспечивающий последующее изготовление отдельных элементов и дальнейшую сборку механизма.

2. Выполнено моделирование обратной задачи динамики разрабатываемого механизма для различных траекторий движения выходного звена. Рассмотрены прямолинейная траектория, при которой задействованы три из шести приводов механизма, а также окружность и пространственная спираль, при которых задействованы все шесть приводов. В результате расчета определены моменты, возникающие в приводах. На основе проведенных исследований подобраны электродвигатели для приводных звеньев механизма.

3. С помощью технологий быстрого прототипирования были изготовлены отдельные элементы звеньев механизма и проведена его сборка с установкой электродвигателей на приводных звеньях. Разработана принципиальная электрическая схема управления механизма. Проведен подбор и компоновка отдельных элементов электрической схемы.

4. С учетом функциональных свойств разработанного механизма предложены его практические применения в технологиях по обработке деталей машин (в качестве устройства для ориентации рабочего органа и в качестве многоподвижного стола для манипулирования заготовкой), в обучающих технологиях (в качестве автотренажера, симулирующего движение транспортного средства), в медицинских устройствах (в качестве подвижной платформы для проведения посттравматических процедур нижних конечностей и в качестве устройства для проведения лапароскопических операций).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Настоящая работа посвящена разработке новых складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и анализу их кинематических и динамических свойств. В работе представлено новое семейство механизмов, обеспечивающих воспроизведение неограниченного угла поворота выходного звена вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей, способных трансформироваться между сложенной и разложенной конфигурациями, а также имеющих увеличенные габариты рабочей зоны. На примере складного механизма параллельной структуры с тремя кинематическими цепями в работе продемонстрирован алгоритм комплексного расчета, включающий структурный анализ, решение обратной и прямой кинематических задач, построение рабочей зоны, анализ особых положений, моделирование обратной задачи динамики, а также разработку виртуального и физического прототипов.

С учетом решения поставленных в работе задач, были получены следующие **основные результаты**:

1. С применением структурных формул подвижности кинематических цепей синтезировано новое семейство складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, имеющих три, четыре, пять и шесть кинематических цепей.

2. Определено, что синтезированный складной механизм параллельной структуры с тремя кинематическими цепями при блокировке приводов штанг и задании входных движений кареткам становится трехподвижным сферическим механизмом, в котором обеспечивается реконфигурация (изменение) сферического движения.

3. Для синтезированного складного механизма параллельной структуры разработан алгоритм решения прямой и обратной кинематических задач; разработан геометрический алгоритм определения параметров рабочей зоны при горизонтальной и наклонной ориентациях выходного звена; определены

особые (сингулярные) положения механизма, в которых выходное звено становится неуправляемым или, наоборот, теряет степени свободы.

4. Разработана сборочная компьютерная модель (виртуальный прототип) нового складного механизма параллельной структуры и проведено исследование его кинематических и динамических параметров с использованием систем автоматизированного проектирования.

5. Изготовлена натурная модель (физический прототип) нового складного механизма параллельной структуры на основе его виртуального прототипа и проведены экспериментальные исследования структурных и кинематических параметров, подтвердивших теоретические расчеты.

По результатам работы можно сделать следующие **выводы**:

1. Использование структурных формул подвижности кинематических цепей позволило синтезировать схемы ранее неизвестного семейства механизмов параллельной структуры, обеспечивающих новые функциональные свойства, в том числе неограниченный угол поворота выходного звена вокруг оси, перпендикулярной плоскости круговой направляющей, и возможность трансформации их конструкций между двумерными и трехмерными конфигурациями.

2. На основе расчетов с использованием алгоритмов решения обратной и прямой кинематических задач установлено, что синтезированный складной механизм параллельной структуры обеспечивает заданные угловые и линейные перемещения в пределах исследованной рабочей зоны с постоянной и наклонной ориентациями выходного звена. На основе исследования особых положений установлены конфигурации механизма, обход которых позволяет его эффективное функционирование без потери степеней свободы и без наличия неуправляемой подвижности.

3. Разработанные подходы виртуального прототипирования складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей позволяют не только создавать сборки механизмов с разным числом кинематических цепей путем их установки между круговой направляющей и выходным звеном, но

также проводить кинематическое и динамическое исследования с учетом реальной геометрии звеньев и типов используемых в них материалов.

4. Изготовленная натурная модель синтезированного складного механизма подтвердила его работоспособность, наличие требуемого числа степеней свободы, возможности реконфигурации при сферическом движении и наличие определенных конфигураций кинематических цепей, при которых возникают особые (сингулярные) положения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент SU № 1049244 / Беликов В.Т., Власов Н.А., Заблонский К.И., Корытин А.М., Щекин Б.М. Манипулятор. Оп. 23.10.1983. Бюл. № 39.
2. Yau C.L. Systems and methods employing a rotary track for machining and manufacturing. US Patent No. 6,196,081, 06 March 2001.
3. Bonev I.A., Gosselin C.M. Geometric algorithms for the computation of the constant-orientation workspace and singularity surfaces of a special 6-RUS parallel manipulator // Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. V. 5: 27th Biennial Mechanisms and Robotics Conference. 2002. P. 505-514.
4. Coulombe J., Bonev I.A. A new rotary hexapod for micropositioning // Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). 2013. P. 877-880.
5. Chen T., Qian S., Li Y., Yi Z. Mechanism design and analysis for an automatical reconfiguration cable-driven parallel robot // Proceedings of the 2nd International Conference on Cybernetics, Robotics and Control. 2017. P. 45-50.
6. Патент РФ на полезную модель № 133044 / Бюшгенс А.Г., Глазунов В.А., Григорьев Е.Н., Зайчик Л.Е., Попов Д.А., Скворцов С.А. Пространственный механизм с шестью степенями свободы. Оп. 21.03.2013. Бюл. № 28.
7. Патент РФ на полезную модель № 160112 / Глазунов В.А., Ласточкин А.Б., Рашоян Г.В., Скворцов С.А., Шевченко Е.Ф. Пространственный механизм с шестью степенями свободы. Оп. 27.03.2016. Бюл. № 9.
8. Alizade R.I., Tagiyev N.R., Duffy J. A forward and reverse displacement analysis of a 6-DOF in-parallel manipulator // Mechanism and Machine Theory. 1994. Vol. 29(1). P. 115-124.
9. Ryu S.-J., Kim J.W., Hwang J.C., Park C., Cho H.S., Lee K., Lee Y., Cornel U., Park F.C., Kim J. Eclipse: an overactuated parallel mechanism for rapid machining. In: Boër C.R., Molinari-Tosatti L., Smith K.S. (Eds.) Parallel Kinematic Machines. Advanced Manufacturing. 1999. P. 441-455.

10. Shin H., Kim S., Jeong J., Kim J. Stiffness enhancement of a redundantly actuated parallel machine tool by dual support rims // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2012. Vol. 13(9). P. 1539-1547.
11. Kim J., Hwang J.C., Kim J.S., Iurascu C.C., Park F.C., Cho Y.M. Eclipse II: a new parallel mechanism enabling continuous 360-degree spinning plus three-axis translational motions // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 2002. Vol. 18(3). P. 367-373.
12. Glozman D., Shoham M. Novel 6-DOF parallel manipulator with large workspace // *Robotica*. 2009. Vol. 27. P. 891-895.
13. Shiga Y., Tanaka Y., Goto H., Takeda H. Design of a six degree-of-freedom tripod parallel mechanism for flight simulators // *International Journal of Automation Technology*. 2011. Vol. 5(5). P. 715-721.
14. Gallardo-Alvarado J., Rodriguez-Castro R., Aguilar-Najera C.R., Perez-Gonzalez L. A novel six-degrees-of-freedom series-parallel manipulator // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012. Vol. 26(6). P. 1901-1909.
15. [Электронный ресурс]: <https://cimlab.mie.utoronto.ca/parallel-kinematics-mechanism/deisng-of-new-mmt/>
16. Seo T., In W., Kim J. A new planar 3-DOF parallel mechanism with continuous 360-degree rotational capability // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2009. Vol. 23. P. 3088-3094.
17. Scheidegger A., Liechti R. Positioning device. US Patent No 6,622,586, 21 December 2001.
18. Jeong H., Yu J., Lee D. Calibration of in-plane center alignment errors in the installation of a circular slide with machine-vision sensor and a reflective marker // *Sensors*. 2020. Vol. 20(5916).
19. Li Q., Chen Q., Wu C., Hu X. Two novel spherical 3-DOF parallel manipulators with circular prismatic pairs // *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 2006. P. 325-328.
20. Veliev E.I., Ganiev R.F., Glazunov V.A., Filippov G.S. Parallel and sequential structures of manipulators in robotic surgery // *Doklady Akademii nauk*.

2019. Vol. 485(2). P. 166-170.

21. Fang H.R., Chen Z.H., Fang Y.F. A novel spherical parallel manipulator with circular guide // *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 325-326. P. 1014-1018.

22. Yang O., Tao S., Yimin S., Yan J. Topology synthesis of three-legged spherical parallel manipulators employing Lie group theory // *Mechanical Engineering Science*. 2014. Vol. 229(10). P. 1873-1886.

23. Wu G., Dong H., Wang D., Bai S. A 3-RRR spherical parallel manipulator reconfigured with four-bar linkages // *Proceedings of the International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots (ReMAR)*. 2018. P. 1-7.

24. Zhao J., Feng Z., Chu F., Ma N. Kinematic synthesis of spatial mechanisms // *Advanced Theory of Constraint and Motion Analysis for Robot Mechanisms*. 2014. P. 429-469.

25. Xu C.C., Xue C., Duan X.C. A novel 2R parallel mechanism for azimuth pedestal // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 428. Paper No 012053.

26. Laryushkin P., Antonov A., Fomin A., Glazunov V. Novel reconfigurable spherical parallel mechanisms with a circular rail // *Robotics*. 2022. Vol. 11(30). P. 1-13.

27. Hudgens J.C., Tesar D. Analysis of a fully-parallel six degree-of-freedom micromanipulator // *Proceedings of IEEE Fifth International Conference on Advanced Robotics «Robots in Unstructured Environments»*. 1991. Vol. 1. P. 814-820.

28. Fomin A., Antonov A., Glazunov V., Rodionov Y. Inverse and forward kinematic analysis of a 6-DOF parallel manipulator utilizing a circular guide // *Robotics*. 2021. Vol. 10(31). P. 1-13.

29. Song Y., Qi Y., Dong G., Sun T. Type synthesis of 2-DoF rotational parallel mechanisms actuating the inter-satellite link antenna // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2016. Vol. 29(6). P. 1795-1805.

30. Fomin A., Glazunov V., Terekhova A. Development of a novel rotary hexapod with single drive // Arakelian V., Wenger P. (Eds.). *Proceedings of the*

ROMANSY 22 – Robot Design, Dynamics and Control. CISM International Centre for Mechanical Sciences. 2019. Vol. 584. P. 141-146.

31. Fomin A., Glazunov V. A novel rotary positioner with single drive: structural analysis and kinematic design // Lenarcic J., Parenti-Castelli V. (Eds.). Proceedings of the 16th International Symposium on Advances in Robot Kinematics (ARK). 2019. Vol. 8. P. 364-371.

32. Bonev I.A., Yu A., Zsombor-Murray P. XY-Theta positioning table with parallel kinematics and unlimited theta rotation // 2006 IEEE International Symposium on Industrial Electronics. 2006. P. 3113-3117.

33. Ye W., Li Q. Type synthesis of lower mobility parallel mechanisms: a review // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 32, 38.

34. Wolf A., Glozman D. Singularity analysis of large workspace 3RRRS parallel mechanism using line geometry and linear complex approximation // Journal of Mechanisms and Robotics. 2011. Vol. 3(1). Paper No 011004.

35. Janabi-Sharifi F., Shchokin B. A rotary parallel manipulator: modeling and workspace analysis // Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). 2004. Vol. 4. P. 3671-3677.

36. Shchokin B., Janabi-Sharifi F. Design and kinematic analysis of a rotary positioner // Robotica. 2007. Vol. 25(1). P. 75-85.

37. Rosyid A., El-Khasawneh B., Alazzam A. Review article: performance measures of parallel kinematic manipulators // Mechanical Sciences. 2020. Vol. 11. P. 49-73.

38. Khoshnoodi H., Hanzaki A.R., Talebi H.A. Kinematics, singularity study and optimization of an innovative spherical parallel manipulator with large workspace // Journal of Intelligent & Robotic Systems. 2018. Vol. 92. P. 309-321.

39. Wu G., Caro S., Bai S., Kepler J. Dynamic modeling and design optimization of a 3-DOF spherical parallel manipulator // Robotics and Autonomous Systems. 2014. Vol. 62(10). P. 1377-1386.

40. Liu X.-J., Wang J., Gao F., Wang L.-P. Mechanism design of a simplified 6-DOF 6-RUS parallel manipulator // Robotica. 2002. Vol. 20(1). P. 81-91.

41. Azulay H., Mahmoodi M., Zhao R., Mills J.K., Benhabib B. Comparative

analysis of a new 3×PPRS parallel kinematic mechanism // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2014. Vol. 30(4). P. 369-378.

42. Kim J., Park F.C., Ryu S.J., Kim J., Hwang J.C., Park C., Iurascu C.C. Design and analysis of a redundantly actuated parallel mechanism for rapid machining // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 2001. Vol. 17(4). P. 423-434.

43. Bai S., Hansen M.R. Evaluation of workspace of a spherical robotic wrist // *Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. 2007. P. 1-6.

44. Wu G., Bai S. Design and kinematic analysis of a 3-RRR spherical parallel manipulator reconfigured with four-bar linkages // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2019. Vol. 56. P. 55-65.

45. Luces M., Boyraz P., Mahmoodi M., Keramati F., Mills J.K., Benhabib B. An emulator-based prediction of dynamic stiffness for redundant parallel kinematic mechanisms // *Journal of Mechanisms and Robotics*. 2016. Vol. 8(2). Paper No 021021.

46. Anson M., Alamdari A., Krovi V. Orientation workspace and stiffness optimization of cable-driven parallel manipulators with base mobility // *Journal of Mechanisms and Robotics*. 2017. Vol. 9(3). Paper No 031011.

47. Merlet J.-P. *Parallel robots*. Springer. Dordrecht. Vol. 128. 2nd ed. 2006.

48. Rakotomanga N., Bonev I.A. A 3-RPR parallel mechanism with singularities that are self-motions // *Journal of Mechanisms and Robotics*. 2010. Vol. 2(3). Paper No 034502.

49. Kim J., Cho Y.M., Park F.C., Lee J.M. Design of a parallel mechanism platform for simulating six degrees-of-freedom general motion including continuous 360-degree spin // *CIRP Annals*. 2003. Vol. 52(1). P. 347-350.

50. Kim S.H., Shin H.P., In W.S., Kim J. Design of a 6 D.O.F. flight simulator based on a full spinning parallel mechanism platform // *AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit*. 2005. P. 1-8.

51. Kim S.H., Jeon D., Shin H.P., In W., Kim J. Design and analysis of decoupled parallel mechanism with redundant actuator // *International Journal of*

Precision Engineering and Manufacturing. 2009. Vol. 10(4). P. 93-99.

52. Ceccarelli M., Ottaviano E. A workspace evaluation of an eclipse robot // *Robotica*. 2002. Vol. 20(3). P. 299-313.

53. Rashoyan G.V., Lastochkin A.B., Glazunov V.A. Kinematic analysis of a spatial parallel structure mechanism with a circular guide // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2015. Vol. 44(7). P. 626-632.

54. Nag A., Mohan S., Bandyopadhyay S. Forward kinematic analysis of the 3-RPRS parallel manipulator // *Mechanism and Machine Theory*. 2017. Vol. 116. P. 262-272.

55. Laryushkin P.A., Zakharov M.N., Erastova K.G., Glazunov V.A. Spherical manipulator with parallel structure // *Russian Engineering Research*. 2017. Vol. 37(7). P. 585-588.

56. Aleshin A.K., Glazunov V.A., Shai O., Rashoyan G.V., Skvortsov S.A., Lastochkin A.B. Infinitesimal displacement analysis of a parallel manipulator with circular guide via the differentiation of constraint equations // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2016. Vol. 45(5). P. 398-402.

57. Glazunov V.A., Filippov G.S., Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Shalyukhin K.A., Skvortsov S.A., Antonov A.V., Terekhova A.N. Velocity analysis of a spherical parallel robot // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. Paper No 112012.

58. Mohan S., Corves B. Inverse dynamics and trajectory tracking control of a new six degrees of freedom spatial 3-RPRS parallel manipulator // *Mechanical Sciences*. 2017. Vol. 8. P. 235-248.

59. Ball R.S. A treatise on the theory of screws // Cambridge: Cambridge University Press. 1900.

60. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов // М.: Наука. 1982. 336 с.

61. Hunt K.H.. Structural kinematic of in-parallel-actuated robot arms // *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*. 1983. Vol. 105. P. 705-712.

62. Воробьев Е.И., Диментберг Ф.М. Теория пространственных

шарнирных механизмов // М.: Наука. 1991. 262 с.

63. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры // М.: Наука. 1991. 95 с.

64. Herve J.M., Sparacino F. Structural synthesis of parallel robots generating spatial translation // Proceedings of the 5th IEEE International Conference on Advanced Robotics. Pisa, Italy. 1991. P. 808-813.

65. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов // СибГГМА. 1994. 102 с.

66. Yang T.-L., Jin Q., Liu A.-X., Yao F.-H., Luo Y. Structure synthesis of 4-DOF (3-translation and 1-rotation) parallel robot mechanisms based on the units of single-opened-chain // Proceedings of the 2001 ASME Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference. Pittsburgh, PA, USA. 2001. Paper No DETC2001/DAC-21152.

67. Huang Z., Li Q.C. General methodology for the type synthesis of lower-mobility symmetrical parallel manipulators and several novel manipulators // The International Journal of Robotics Research. 2002. Vol. 21(2). P. 131-145.

68. Fang Y., Tsai L.-W. Structure synthesis of a class of 4-DOF and 5-DOF parallel manipulators with identical limb structures // The International Journal of Robotics Research. 2002. Vol. 21(9). P. 799-810.

69. Huang Z., Li Q.C. Type synthesis of symmetrical lower-mobility parallel mechanisms using the constraint-synthesis method // The International Journal of Robotics Research. 2003. Vol. 22(1). P. 59-79.

70. Li Q., Huang Z., Herve J.M. Type synthesis of 3R2T 5-DOF parallel mechanisms using the Lie group of displacements // IEEE Transactions on Robotics and Automation. 2004. Vol. 20. No. 2. P. 173-180.

71. Пейсах Э.Е. О структурном синтезе рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. 2005. № 1(3). С. 77-80.

72. Kong X., Gosselin C. Type synthesis of parallel mechanisms // Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2007. 276 p.

73. Фомин А.С., Киселев С.В., Олексенко А.В. Структурный анализ механизма Янсена // Вестник Сибирского государственного индустриального

университета. 2017. № 4(22). С. 51-53.

74. Kong X., Gosselin C.M., Richard P. Type synthesis of parallel mechanisms with multiple operation modes // *Journal of Mechanical Design*. 2007. Vol. 129. P. 595-601.

75. Lee C.-C., Herve J.M. Type synthesis of primitive Schoenflies-motion generators // *Mechanism and Machine Theory*. 2009. Vol. 44. Iss. 10. P. 1980-1997.

76. Малышев А.П. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структур // *Известия Томского технологического института*. 1923. Т. 44. Вып. 2. 95 с.

77. Киселев С.В., Брем И.В., Фомина О.А. Структурный анализ механизмов параллельной структуры с круговой направляющей // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2023. Вып. 52. № 7. С. 1-7.

78. 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*. 1990. № 1. С. 41-49.

79. Ceccarelli M. Fundamentals of the mechanics of robots // In: *Fundamentals of Mechanics of Robotic Manipulation. International Series on Microprocessor-Based and Intelligent Systems Engineering*. Vol. 27. Springer, Dordrecht. 2004.

80. Fomin A.S., Kiselev S.V., Jahr A., Sim H. Development of a novel linkage for low-profile sickle drive // *Proceedings of the 7th European Conference on Mechanism Science (EuCoMes-2018)*. Springer. Cham. 2019. P. 199-206.

81. Company O., Marquet F., Pierrot F. A new high-speed 4-dof parallel robot synthesis and modeling issues // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 2003. Vol. 19(3). P. 411-420.

82. Antonov A. Glazunov V. Position, velocity and workspace analysis of a novel 6-DOF parallel manipulator with “piercing” rods // *Mechanism and Machine Theory*. 2021. Vol. 161. Paper No 104300.

83. Antonov A., Fomin A., Glazunov V., Kiselev S., Carbone G. Inverse and forward kinematics and workspace analysis of a novel 5-DOF (3T2R) parallel-serial

(hybrid) manipulator // International Journal of Advanced Robotics Systems. 2021. Vol. 18(2). P. 1-14.

84. Fomin A.S., Kiselev S.V., Jahr A., Sim H. Development of the kinematic model of horizontal-set drive for blades of combine harvester thresher // Materialien zum wissenschaftlichen Seminar der Stipendiaten der Programme «Michail Lomonosov» und «Immanuel Kant». 2016. Vol. 12. P. 188-196.

85. Патент РФ на изобретение № 2677948 / Фомин А.С., Киселев С.В. Распределительный механизм с четырьмя выходными звеньями. Оп. 22.01.2019. Бюл. № 3.

86. Скворцов С.А. Кинематический анализ пространственных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и четырьмя кинематическими цепями // Справочник. Инженерный журнал. 2016. № 5. С. 16-21.

87. Киселев С.В., Антонов А.В., Фомин А.С. Роботы параллельной структуры с круговой направляющей: систематический обзор кинематических схем, методов синтеза и анализа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 1. С. 26-38.

88. Киселев С.В., Фомин А.С. Разработка складного механизма с круговой направляющей // Вестник Сибирского государственного индустриального университета. 2019. № 4(30). С. 32-33.

89. Патент РФ на изобретение № 2720270 / Фомин А.С., Киселев С.В. Складной механизм с шестью степенями свободы. Оп. 28.04.2020. Бюл. № 13.

90. Патент РФ на полезную модель № 214144 / Фомин А.С., Киселев С.В. Складной механизм параллельной структуры с круговой направляющей. Оп. 12.10.2022. Бюл. №29.

91. Патент РФ на полезную модель №218226 / Фомин А.С., Киселев С.В. Двухмодульный манипулятор параллельно-последовательной структуры. Оп. 16.05.2023. Бюл. № 14.

92. Wang Y., Belzile B., Angeles J., Li Q. Kinematic analysis and optimum design of a novel 2PUR-2RPU parallel robot // Mechanism and Machine Theory. 2019. Vol. 139. P. 407-423.

93. Arrouk K.A., Bouzgarrou B.C., Gogu G. CAD based unified graphical methodology for solving problems related to geometric and kinematic analysis of planar parallel robotic manipulators // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2016. Vol. 37. P. 302-321.

94. Fomin A., Kiselev S. Structural and kinematic analysis of a shaper linkage with four-bar Assur group // *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer. Switzerland. 2019. P. 1411-1419.

95. Диденко Е.В., Глазунов В.А., Филиппов Г.С. Кинематический анализ плоского механизма параллельной структуры с одной степенью свободы // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2018. №. 4. С. 52-60.

96. Zhu Q., Zhang Z. An efficient numerical method for forward kinematics of parallel robots // *IEEE Access*. 2019. Vol. 7. P. 128758-128766.

97. Sekiguchi M., Takesue N. Fast and robust numerical method for inverse kinematics with prioritized multiple targets for redundant robots // *Advanced Robotics*. 2019. Vol. 34, No. 1. P. 1068-1078.

98. Kim J., Park F.C. Direct kinematic analysis of 3-RS parallel mechanisms // *Mechanism and Machine Theory*. 2001. Vol. 36. Iss. 10. P. 1121-1134.

99. Roth B. Computations in kinematics // *Solid Mechanics and its Applications*. Springer. Dordrecht. 1993. Vol. 28. P. 3-14.

100. Niu X.M., Sakurai T. A method for finding the zeros of polynomials using a companion matrix // *Japan Journal of Industrial and Applied Mathematics*. 2003. Vol. 20, 239. P. 239-256.

101. Nanua P., Waldron K.J., Murthy V. Direct kinematic solution of a Stewart platform // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 1990. Vol. 6(4). P. 438-444.

102. Киселев С.В., Фомин А.С., Антонов А.В. Синтез, кинематическое и динамическое моделирование складных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2023. № 12. С. 20-27.

103. Bajpai A., Roth B. Workspace and mobility of a closed-loop // *The International Journal of Robotics Research*. 1986. Vol. 5(2). P. 130-142.
104. Liu X.J., Wang J., Gao F., Wang L.P. On the analysis of a new spatial three-degrees-of-freedom parallel manipulator // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 2001. Vol. 17(6). P. 959-968.
105. Bonev I.A., Gosselin C.M. Analytical determination of the workspace of symmetrical spherical parallel mechanisms // *IEEE Transactions on Robotics*. 2006. Vol. 22. No. 5. P. 1011-1017.
106. Saadatzi M.H., Masouleh M.T., Taghirad H.D. Workspace analysis of 5-PRUR parallel mechanisms // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2012. Vol. 28. Iss. 3. P. 437-448.
107. Jianxun F., Feng G. Designing a novel three-degree-of freedom parallel robot based on workspace // *International Journal of Advanced Robotic Systems*. 2016. Vol. 13(1). P. 1-14.
108. Antonov A., Fomin A., Glazunov V., Ceccarelli M. Workspace and performance analysis of a 6-DOF hexapod-type manipulator with a circular guide // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022. Vol. 236(18). P. 9951-9965.
109. Bonev I.A., Ryu J. A geometrical method for computing the constant-orientation workspace of 6-RRS parallel manipulators // *Mechanism and Machine Theory*. 2001. Vol. 36. Iss. 1. P. 1-13.
110. Agheli M., Nestinger S.S. Comprehensive closed-form solution for the reachable workspace of 2-RPR planar parallel mechanisms // *Mechanism and Machine Theory*. 2014. Vol. 74. P. 102-116.
111. Pond G., Carretero J.A. Quantitative dexterous workspace comparison of parallel manipulators // *Mechanism and Machine Theory*. 2007. Vol. 42. Iss. 10. P. 1388-1400.
112. Johnson A., Kong X., Ritchie J. Determination of the workspace of a three-degrees-of-freedom parallel manipulator using a three-dimensional computer-aided-design software package and the concept of virtual chains // *Journal of Mechanisms and Robotics*. 2016. Vol. 8. Paper No 024501.

113. Arrouk K.A., Bouzgarrou B.C., Gogu G. Workspace determination and representation of planar parallel manipulators in a CAD environment // Pisla D., Ceccarelli M., Husty M., Corves B. (Eds.). *New Trends in Mechanism Science. Mechanisms and Machine Science*. Springer. Dordrecht. 2010. Vol. 5. P. 605-612.

114. Yan S., Yi L. CAD Application to the analysis about the workspace of an asymmetric parallel robot influenced by the joints' distribution // *International Conference on Computer and Electrical Engineering*. Thailand, Phuket. 2008. P. 497-501.

115. Bonev I.A., Ryu J. A new approach to orientation workspace analysis of 6-DOF parallel manipulators // *Mechanisms and Machine Theory*. 2001. Vol. 36(1). P. 15-28.

116. Fomin A., Antonov A., Kiselev S. A new class of foldable mechanisms with a circular rail – FoldRail mechanisms // *Mechanism and Machine Theory*. 2023. Vol. 189. Paper No 105425.

117. Conconi M., Carricato M. A new assessment of singularities of parallel kinematic chains // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 2009. Vol. 25(4). P. 757-770.

118. Gibson I., Gao Z., Campbel I. A comparative study of virtual prototyping and physical prototyping // *International Journal of Manufacturing Technology and Management*. 2004. Vol. 6. P. 503-522.

119. Chen L. Daly M.C. Sabelhaus A.P., Janse van Vuuren L.A., Garnier H.J., Verdugo M.I., Tang E., Spangenberg C.U., Ghahani F., Agogino A.M., Agogino A.K. Modular elastic lattice platform for rapid prototyping of tensegrity robots // *Proceedings of the ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Volume 5B: 41st Mechanisms and Robotics Conference. Cleveland, Ohio, USA. August 6-9 2017.

120. Wallin T.J., Pikul J., Shepherd R.F. 3D printing of soft robotic systems // *Nature Reviews Materials*. 2018. Vol. 3. P. 84-100.

121. Gul J.Z., Sajid M., Rehman M.M., Siddiqui G.U., Shah I., Kim K.-H., Lee J.-W., Choi K.H. 3D printing for soft robotics – A review // *Science and*

Technology of Advanced Materials. 2018. Vol. 19. P. 243-262.

122. Skylar-Scott M.A., Mueller J., Visser C.W., Lewis J.A. Voxelated soft matter via multimaterial multinozzle 3D printing // *Nature*. 2019. Vol. 575. P. 330-335.

123. Lapeyre M., Rouanet P., Grizou J., Nguyen S., Depraetre F., Le Falher A., Oudeyer P.-Y. Poppy Project: Open-Source fabrication of 3D printed humanoid robot for science, education and art // *Proceedings of the Digital Intelligence*. Nantes, France. 17-19 September 2014.

124. Chavdarov I., Nikolov V., Naydenov B., Boiadjiev G. Design and control of an educational redundant 3D printed robot // *Proceedings of the International Conference on Software, Telecommunications and Computer Networks (SoftCOM)*. Split, Croatia. 19-21 September 2019.

125. Ficht G., Farazi H., Brandenburger A., Rodriguez D., Pavlichenko D., Allgeuer P., Hosseini M., Behnke S. NimbRo-OP2X: Adult-sized open-source 3D printed humanoid robot // *Proceedings of the 2018 IEEE-RAS 18th International Conference on Humanoid Robots (Humanoids)*. Beijing, China. 6-9 November 2018. P. 1-9.

126. Rahul K., Raheman H., Paradkar V. Design and development of a 5R 2DOF parallel robot arm for handling paper pot seedlings in a vegetable transplanter // *Computers and Electronics in Agriculture*. 2019. Vol. 166. Paper No 105014.

127. Tursynbek I., Niyetkaliye A., Shintemirov A. Computation of unique kinematic solutions of a spherical parallel manipulator with coaxial input shafts // *Proceedings of the 2019 IEEE 15th International Conference on Automation Science and Engineering (CASE)*. Vancouver, BC, Canada. 22-26 August 2019. P. 1524-1531.

128. Leal-Naranjo J.-A., Ceccarelli M., Torres-San-Miguel C.-R., Aguilar-Perez L.-A., Urriolagoitia-Sosa G., Urriolagoitia-Calderón G. Multi-objective optimization of a parallel manipulator for the design of a prosthetic arm using genetic algorithms // *Latin American Journal of Solids and Structures*. 2018. Vol. 15(3). e26.

129. Saafi H., Laribi M.A., Arsicault M., Zeghloul S. Optimal design of a new spherical parallel manipulator // *Proceedings of the 23rd International*

Conference on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region (RAAD). Smolenice, Slovakia. 3-5 September 2014. P. 1-6.

130. Grosch P., Di Gregorio R., Lopez J., Thomas F. Motion planning for a novel reconfigurable parallel manipulator with lockable revolute joints // Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Anchorage, AK, USA. 3-7 May 2010. P. 4697-4702.

131. Russo M., Ceccarelli M. Kinematic design of a tripod parallel mechanism for robotic legs // Dede M. Itik M., Lovasz E.C., Kiper G. (Eds). Proceedings of the 4th MeTrApp Conference. Poitiers, France. 22-24 May 2017. 2018. P. 121-130.

132. Pham M.T., Teo T.J., Yeo S.H., Wang P., Nai M.L.S. A 3-D printed Ti-6Al-4V 3-DOF compliant parallel mechanism for high precision manipulation // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2017. Vol. 22. P. 2359-2368.

133. Yao J., Zhang H., Xiang X., Bai H., Zhao Y. A 3-D printed redundant six-component force sensor with eight parallel limbs // Sensors and Actuators A: Physical. 2016. Vol. 247. P. 90-97.

134. Hollingum J. Features hexapods to take over industrial robot // Industrial Robot: An International Journal. 1997. Vol. 24(6). P. 428-431.

135. Gosselin C., Hamel J.F. The agile eye: a high-performance three-degree-of-freedom camera-orienting device // IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). San Diego, USA. 8-13 May 1994. P. 781-786.

136. Bruzzone L.E., Molfino R.M., Razzoli R.P. Modelling and design of parallel robot for laser cutting applications // Proceedings of IASTED International Conference on Modelling, Identification and Control (MIC2002). Innsbruck, Austria. February 18-21 2002. P. 518-522.

137. Liu X.-J., Jeong J. I., Kim J. A three translational DoFs parallel cube-manipulator // Robotica. 2003. Vol. 21, No. 6. P. 645-653.

138. Shen N., Geng L., Li J., Ye F., Yu Z., Wang Z. Improved stiffness modeling for an exechon-like parallel kinematic machine (PKM) and its application // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2020. Vol. 33, 40. P. 1-12.

139. Connolly C. ABB high-speed picking robots establish themselves in

food packaging // *Industrial Robot: An International Journal*. 2007. Vol. 34. No. 4. P. 281-284.

140. Meunier G., Boulet B., Member S. Control of an overactuated cable-driven parallel mechanism for a radio telescope application // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2009. Vol. 17. No. 5. P. 1043-1054.

141. Jones T.P., Dunlop G.R. Analysis of rigid-body dynamics for closed loop mechanisms - its application to a novel satellite tracking device // *Journal of Systems & Control Engineering*. 2003. Vol. 217. No. 4. P. 285-298.

142. Chablat D., Michel G., Bordure P., Venkateswaran S., Jha R. Workspace analysis in the design parameter space of a 2-DOF spherical parallel mechanism for a prescribed workspace: application to the otologic surgery // *Mechanism and Machine Theory*. 2021. Vol. 157. Paper No 104224.

143. Essomba T., Arevalo J.S., Laribi M.A. Kinematic optimization of a reconfigurable spherical parallel mechanism for robotic assisted craniotomy // *Journal of Mechanisms and Robotics*. 2019. Vol. 11(6). Paper No 060905.

144. Wapler M., Urban V., Weisener T., Stallkamp J., Dürr M., Hiller A. A Stewart platform for precision surgery // *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2003. Vol. 25. No. 4. P. 329-334.

Приложение А1

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник ЭСПЦ АО «ЕВРАЗ ЗСМК»



А.С. Песков

2022г.**А К Т**

**об использовании конструктивных схем
складного механизма с шестью степенями свободы и устройства для
пространственной ориентации объектов и методов их проектирования при
модернизации технологической установки по фрезерной обработке
металлических изделий**

Настоящим актом подтверждаем, что при участии Фомина А.С., старшего научного сотрудника Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) и Киселева С.В., младшего научного сотрудника Сибирского государственного индустриального университета (СибГИУ) была проведена модернизация технологической установки по фрезерной обработке металлических элементов и деталей сталеплавильных агрегатов участка по ремонту механического оборудования электросталеплавильного цеха (ЭСПЦ) АО «ЕВРАЗ ЗСМК». При модернизации были использованы конструктивные схемы складного механизма с шестью степенями свободы (патент РФ № 2720270) и устройства для пространственной ориентации объектов (патент РФ № 2674370), а также методы проектирования данных схем, разработанные Фоминым А.С. и Киселевым С.В.

Использование конструктивной схемы складного механизма и применение способа позиционирования его выходного звена обеспечили повышение точности заданного движения инструмента установки при изготовлении и обработке элементов и деталей. Использование устройства для

пространственной ориентации объектов позволило обеспечить задание дополнительной ориентации изготавливаемых и обрабатываемых частей сталеплавильных агрегатов на технологической установке, что повысило ее производительность.

В результате проведенной модернизации технологической установки количество брака при изготовлении и обработке металлических элементов и деталей сократилось на 0,8-1,5 %. За счет уменьшения временных затрат на обработку производительность установки выросла на 5-7 % в зависимости от вида деталей в пересчете на единицу времени работы оборудования. Установлено, что модернизированная технологическая установка обеспечивает более точное изготовление и обработку металлических элементов и деталей, что способствует снижению их износа в процессе эксплуатации.

Механик ЭСПЦ
АО «ЕВРАЗ ЗСМК»



Е.В. Кирилов

Приложение А2

УТВЕРЖДАЮ:

Технический руководитель по технико-

технологическому развитию

Алешин А.В.

«03» 10 2019 г.

А К Т

о принятии к производственному внедрению конструкции складного механизма с шестью степенями свободы и методов его расчета с целью усовершенствования технологии по обработке элементов и деталей горно-шахтного оборудования

Настоящий акт составлен о том, что конструкция складного механизма с шестью степенями свободы (патент России № 2720270 на изобретение), разработанная Фоминым А.С. и Киселёвым С.В. (сотрудники Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, ИМАШ РАН), принята к производственному внедрению в качестве системы для позиционирования, сопряженной со станком по обработке элементов и деталей горно-шахтного оборудования на участке по ремонту забойного оборудования ООО «Шахта «Алардинская» (г. Калтан).

Предложенная Фоминым А.С. и Киселёвым С.В. конструкция нового механизма позволяет обеспечить дополнительное смещение и наклоны обрабатываемых элементов и деталей горно-шахтного оборудования, что позволяет сократить количество манипуляций исполнительного инструмента станка и снизить общий объем временных затрат на проведение технологической операции.

Принципиальными конструктивными особенностями предложенного механизма являются полный спектр степеней свободы выходного звена и широкий диапазон его угла поворота и смещения относительно вертикальной оси, что достаточно важно при обработке элементов и деталей горно-шахтного оборудования, в том числе, имеющих увеличенные габаритные размеры.

Технический руководитель

Хромейчук С.Ю.

Начальник технического отдела

Ширшов М.К.



Приложение А3

УТВЕРЖДАЮ:

Первый проректор – проректор по
учебной работе МГТУ им. Н.Э. Баумана

д.т.н., Паладкин Б.В.

**СПРАВКА**

об использовании результатов диссертационной работы
Киселева Сергея Валерьевича *«Разработка и исследование складных
механизмов параллельной структуры, включающих круговую направляющую»*

Настоящая справка подтверждает, что результаты, полученные в диссертационной работе Киселева С.В., используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» на кафедре РКЗ «Основы конструирования машин» в рамках курса «Научно-исследовательская работа» и при подготовке выпускных квалификационных работ магистров, обучающихся по направлению 15.04.01 «Машиностроение».

Предложенные в диссертационной работе Киселева С.В. аналитические методы кинематического анализа, а также алгоритмы моделирования задач кинематики и динамики с применением САПР используются студентами при исследовании рабочих зон, особых положений и решении обратной и прямой кинематических задач для пространственных механизмов параллельной структуры.

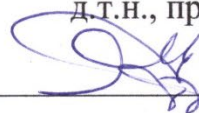
Заведующий кафедрой
РКЗ «Основы конструирования машин»,
д.т.н., профессор

Захаров М.Н.

Приложение А4

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора ИМАШ РАН
по научной работе
д.т.н., профессор



М.Н. Ерофеев

«24» ноября 2023 г.

АКТ

**о внедрении результатов диссертационной работы аспиранта
Киселева С.В. «Разработка и исследование складных механизмов
параллельной структуры, включающих круговую направляющую»
в научный и образовательный процесс ИМАШ РАН**

Настоящим актом подтверждаем, что результаты диссертационной работы аспиранта Киселева Сергея Валерьевича используются в научно-исследовательской работе сотрудников Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН), а также аспирантов, обучающихся по специальностям 2.5.4 – Роботы, мехатроника и робототехнические системы и 2.5.2 – Машиноведение. Результаты диссертационной работы также используются в образовательном процессе при чтении специальных дисциплин «Роботы, мехатроника и робототехнические системы» и «Машиноведение».

Ведущий научный сотрудник, д.т.н.  Алешин А.К.

Старший научный сотрудник, д.т.н.  Рашоян Г.В.

Зав. аспирантурой ИМАШ РАН  Комарова М.Н.

Приложение Б1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**НА ИЗОБРЕТЕНИЕ
№ 2677948**РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ С ЧЕТЫРЬМЯ
ВЫХОДНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный индустриальный университет", ФГБОУ ВО "СибГИУ" (RU)*

Авторы: *Фомин Алексей Сергеевич (RU),
Киселев Сергей Валерьевич (RU)*

Заявка № 2018119043

Приоритет изобретения 23 мая 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 22 января 2019 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 23 мая 2038 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

Приложение Б2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2720270

**СКЛАДНОЙ МЕХАНИЗМ С ШЕСТЬЮ СТЕПЕНЯМИ
СВОБОДЫ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Сибирский государственный индустриальный университет", ФГБОУ ВО "СибГИУ" (RU)*

Авторы: *Фомин Алексей Сергеевич (RU),
Киселев Сергей Валерьевич (RU)*

Заявка № 2019131491

Приоритет изобретения 04 октября 2019 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 28 апреля 2020 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 04 октября 2039 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 214144

**СКЛАДНОЙ МЕХАНИЗМ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ
СТРУКТУРЫ С КРУГОВОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) (RU)*

Авторы: *Фомин Алексей Сергеевич (RU), Киселёв Сергей Валерьевич (RU)*

Заявка № 2022108250

Приоритет полезной модели 29 марта 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 12 октября 2022 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 29 марта 2032 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



Приложение Б4

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 218226**ДВУХМОДУЛЬНЫЙ МАНИПУЛЯТОР
ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ
СТРУКТУРЫ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) (RU)*

Авторы: *Фомин Алексей Сергеевич (RU), Киселев Сергей Валерьевич (RU)*

Заявка № 2022128686

Приоритет полезной модели **07 ноября 2022 г.**
Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации **16 мая 2023 г.**
Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает **07 ноября 2032 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

