

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ  
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ ИМ. А.А. БЛАГОНРАВОВА  
РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК

На правах рукописи

**Скворцов Сергей Александрович**

**РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ  
СТРУКТУРЫ С КРУГОВОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ**

Специальность 05.02.18

Теория механизмов и машин

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук  
профессор Глазунов В. А.

Москва - 2017

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	4
Глава 1. Применение механизмов параллельной структуры в тренажерах.....	8
1.1. Тренажеры и современные средства обучения.....	8
1.2. Анализ механизмов параллельной структуры.....	17
Глава 2. Структурный анализ механизмов параллельной структуры с четырьмя соединительными кинематическими цепями и круговой направляющей.....	26
2.1. Структурный анализ механизма параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами.....	26
2.2. Структурный анализ механизма параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами.....	33
Глава 3. Кинематический анализ механизмов параллельной структуры с несколькими кинематическими цепями и круговой направляющей.....	39
3.1 Кинематический анализ пространственного механизма параллельной структуры с круговой направляющей.....	39
3.2. Кинематический анализ рабочей зоны пространственного механизма параллельной структуры с круговой направляющей с вращательными и поступательными двигателями .....	49
Глава 4. Решение задач о скоростях и положениях для механизмов параллельной структуры с круговой направляющей.....	62
4.1. Решение задач о положениях и скоростях для механизма типа «Ротопод».....	62
4.2. Решение задач о положениях и скоростях для механизма с четырьмя кинематическими цепями.....	70
Глава 5. Разработка действующей модели тренажера параллельной	

структуры.....	78
5.1. Обоснование выбора схемы натурной модели механизма.....	78
5.2. Характеристики действующей модели тренажера параллельной структуры.....	88
5.3. Элементы систем управления тренажера параллельной структуры.....	95
5.3.1. Двигатели модели тренажера .....	95
5.3.2. Блок питания и управления макетом .....	97
Заключение .....	103
Литература.....	105
Приложение .....	118

## ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы работы определяется необходимостью интенсивного развития отечественной машиностроительной отрасли, в частности автомобилестроения. При этом следует резко повысить надежность транспортных средств, а также безопасность их вождения. Для этого важно создание отечественных тренажеров, имитирующих поведение транспортных средств на различных дорогах.

Существующие тренажеры, применяемые для этих целей, как правило, построены на основе механизмов параллельной структуры, воспринимающих нагрузку подобно пространственным фермам. Это обстоятельство обуславливает высокую эффективность данных механизмов в смысле их грузоподъемности и точности имитирования различных дорожных условий. Вместе с тем, существующие тренажеры зачастую обладают существенным недостатком, связанным с недостаточными двигательными возможностями, в частности отсутствием возможности полного оборота вокруг вертикальной оси.

Кроме того, следует отметить, что динамика механизмов параллельной структуры изучена недостаточно полно. В мировой литературе довольно мало работ посвящено вопросам взаимного динамического влияния между степенями свободы, алгоритмам динамического управления, обеспечивающим динамическую точность требуемых движений выходного звена.

В связи с изложенным, тема данной работы, посвященная синтезу новых механизмов параллельной структуры для тренажеров, имитирующих транспортные средства, с учетом требований повышения их функциональных возможностей представляется актуальной.

Целью диссертационной работы является разработка структурных схем и исследование кинематических характеристик новых пространственных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и различным

числом кинематических цепей для тренажеров, связанных с имитацией движения транспортных средств.

Для достижения данной цели в работе необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать методику структурно-геометрического синтеза механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, предназначенные для тренажеров.

2. Разработать алгоритмы и программы решения обратных задач о положениях и построения рабочих зон механизмов параллельной структуры с круговой направляющей с учетом конструктивных ограничений.

3. Провести кинематический анализ, включая задачу о скоростях и итерационное решение прямой задачи о положениях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей.

4. Обосновать работоспособность натурного образца и исследовать его с точки зрения функциональных возможностей.

Научная новизна заключается в том, что:

1. Разработаны основы структурного синтеза механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, а также выявлены геометрические особенности построения этих устройств при разном количестве и виде кинематических цепей.

2. Разработаны методики решения обратных задач о положениях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и различными кинематическими цепями, а также найдены рабочие зоны этих устройств с учетом конструктивных параметров.

3. Разработаны методики итерационного решения прямых задач о положениях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей на основе дифференцирования уравнений связей и решения задачи о скоростях этих устройств.

4. Проведено теоретическое обоснование расположения кинематических цепей механизма, для исключения особых положений, и изготовлен натурный образец и определены его функциональные возможности.

Практическая значимость работы заключается в разработке методики исследования кинематических свойств механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, предназначенных для тренажеров, подготовки водителей наземных, воздушных и космических транспортных средств; в разработке натурной модели тренажера параллельной структуры с круговой направляющей по подготовке водителей транспортных средств. Она позволяет моделировать процесс движения автомобиля или самолета в различных режимах.

В работе применялись методы винтового исчисления, теории механизмов и машин, аналитической геометрии, компьютерного моделирования.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты исследований механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и четырьмя кинематическими цепями, имеющих повышенные функциональные характеристики, обусловленные возможностью полного кругового вращения.

2. Решение обратной задачи о положениях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей, которое может быть представлено аналитически решаемыми уравнениями, являющимися основой для определения рабочей зоны.

3. Итерационное решение прямой задачи о положениях для механизмов параллельной структуры с круговой направляющей методом Анджелеса-Госслена, который позволяет провести кинематический анализ, включающий задачу о скоростях.

4. Результаты, полученные на экспериментальной модели тренажера с четырьмя кинематическими цепями и круговой направляющей, обеспечивающей требуемые движения и параметры рабочей зоны, с учетом конструктивных

ограничений в кинематических цепях, оказывающих влияние на размеры рабочего пространства.

Степень достоверности научных положений и результатов.

Достоверность результатов обусловлена использованием общепринятых допущений, строгостью математических выкладок, основанных на фундаментальных законах механики и теории механизмов. Теоретические результаты частично подтверждены натурными и численными экспериментами.

Апробация работы: основные результаты диссертационной работы докладывались на научных форумах: Международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию ИМАШ РАН (Москва, 2013, ИМАШ РАН), Международном семинаре по ТММ им. И.И. Артоболевского (Москва, 2015, ИМАШ РАН), на Международном симпозиуме по сильно-нелинейным системам (Москва, DYVIS-2015), на семинаре по автоматизации производственных процессов в Пензенском государственном университете (г. Пенза, 2015 г.), на семинаре кафедры робототехники в МГТУ «СТАНКИН» (г. Москва, 2016 г.).

## **ГЛАВА 1.**

### **ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ В ТРЕНАЖЕРАХ**

В данной главе рассматриваются механизмы параллельной структуры, которые находят применение в технологических, испытательных, измерительных, обучающих системах. Весьма важно то, что характеристики этих устройств позволяют имитировать различные режимы движения летательных аппаратов или наземных транспортных средств, что необходимо при создании тренажеров, предназначенных для обучения пилотов и водителей транспортных средств.

#### **1.1. Тренажеры и современные средства обучения**

Важным фактором обучения и профессиональной подготовки высококвалифицированных специалистов по вождению различных транспортных средств является наличие в образовательной программе тренажеров и симуляторов. Таким образом, достигается более эффективная имитация состояния дорожного полотна и климатических условий, а также решения различных ситуационных задач для тестирования восприятия опасности водителем, без нанесения материального и психологического вреда участникам подготовительного курса процесса обучения. Различными компаниями в автомобильной промышленности тренажеры применяются, например, для исследования влияния человеческого фактора на процесс вождения, с целью контроля производительности труда, выбора экономичного и экологического режима движения, а также с целью медицинских исследований. Важной составляющей является обучение вождению людей с ограниченными физическими возможностями, в частности с ампутированными конечностями. Однако в целом, применение транспортных тренажеров преследует главную цель повысить безопасность дорожного движения.



В мировой практике автомобилестроения комплексный анализ и учет результатов тренажерных исследований компаниям производителям дает возможность разносторонне оценить функциональные возможности новых автомобилей, а также разрабатывать более эффективные и передовые системы. В результате применения мощных компьютерных систем и программного обеспечения достигается поразительная воображение реалистичность происходящего на мониторе симулятора.

Существуют различные типы транспортных тренажеров: мототренажеры, автотренажеры, автобусные симуляторы, трековые симуляторы и т.д., каждый из которых предназначен для подготовки водителей соответствующей отрасли. В транспортных тренажерах относительные перемещения кабины транспортного средства и дорожного полотна вместе с окружающей средой достигаются путем применения различных много подвижных пространственных механических систем, в основе которых лежат робототехнические комплексы. Поэтому, по числу степени подвижности транспортные тренажеры подразделяются на одно, двух, трех, четырех, пяти и т.д. подвижные. Следует отметить, что транспортные тренажеры производят практически во всех развитых странах.

Разработкой тренажеров и их составных частей занимаются около 700 компаний со всего мира и примерно половина из них находятся в США, за ними следуют Великобритания, Германия, Франция, Нидерланды, Россия и т.д. В области производства динамических платформ различной комплектации следует отметить компанию «MOOG» (США) (рис 1.1) (<http://www.moog.com/products/motion-systems/motion-bases/>; 07.07.2016)

Из производителей тренажеров нужно отметить компанию «Simoforx» ([www.simworx.com.au](http://www.simworx.com.au); 07.07.2016) Австралия, производящей как простые симуляторы (рис. 1.2), так и профессиональные тренажеры для обучения вождению (рис. 1.3) и подготовки спортивных автогонщиков (рис. 1.4).



Рис. 1.1. Динамическая платформа компании «MOOG» (США)



Рис. 1.2. Простой симулятор компании «Simoforx» для обучения водителей



Рис. 1.3. Тренажер «Simoforx» для подготовки профессиональных водителей



Рис. 1.4. Тренажер «Simoforx» для подготовки спортивных автогонщиков

Другим известным производителем автотренажеров и программного обеспечения для них является компания «ADHLabs» ([www.adhlabs.com](http://www.adhlabs.com); 07.07.2016) из Индии. В частности, это тренажеры для подготовки водителей грузовых машин (рис. 1.5) и (рис. 1.6).



Рис. 1.5. Тренажер для подготовки водителей грузовых машин



Рис. 1.6. Простой симулятор для подготовки водителей грузовых машин

Крупнейшим европейским производителем тренажеров и программ для управления ими является французская компания, производящая тренажерные комплексы, для обучения вождению (рис. 1.7) и (рис. 1.8) «ECAFAROS» ([www.ecafaros.com](http://www.ecafaros.com); 07.07.2016).



Рис. 1.7. Тренажерный комплекс для обучения вождению «ECAFAROS»



Рис. 1.8. Симулятор для обучения вождению «ECAFAROS»



Многочисленные производители из Китая предлагают большой ассортимент автотренажеров для обучения вождению и для индустрии развлечения. Однако следует отметить, что эти тренажеры достаточно однообразны и не отличаются конструктивно. Одной из наиболее успешных компаний, производящих автотренажеры и симуляторы в Китае, является «Beijing Sunheart Simulation Technology Co» («Beijing Sunheart Simulation Technology Co.», Ltd. 07.07.2016) Тренажеры данной компании предназначены для обучения водителей грузовых, легковых автомобилей и спорт-каров (рис. 1.9–1.12).



Рис 1.9. Тренажер для обучения водителей грузовых машин



Рис. 1.10. Симулятор для обучения водителей легковых машин



Рис. 1.11. Тренажер для обучения водителей легковых машин



Рис. 1.12. Тренажер для обучения водителей легковых спорт-каров

Новый класс тренажеров для широкого круга задач предлагает американская компания «Mikrolar Inc» (<http://mikrolar.com/>; 07.07.2016). Особенностью данных тренажеров является применение механизмов параллельной структуры, в частности гексопода и ротопода (рис. 1.13–1.14).



Рис. 1.13. Тренажер для широкого круга задач на базе гексопода (США)



Рис.1.14. Механизм параллельной структуры, ротопод (США)

Таким образом, приведенные примеры доказывают практическую возможность и целесообразность использования различных тренажеров и симуляторов для соответствующего уровня подготовки водителей транспортных средств. Обучение при помощи тренажеров кандидатов в водители транспортных средств отечественного и иностранного производства – позволяет решить очень важную для сельскохозяйственного, промышленного и оборонного комплекса страны задачу – подготовка квалифицированных кадров, способных работать на современном оборудовании.



## 1.2. Анализ механизмов параллельной структуры

Характеристики механизмов параллельной структуры имеют преимущества по сравнению с механизмами последовательной структуры: высокой жесткостью, что обусловлено работой телескопического устройства на растяжение-сжатие и равномерным распределением усилий по всей структуре; более высокая точность позиционирования; при одинаковом весе механизмов увеличенная грузоподъемность; крепить на неподвижном основании приводные узлы и снижает влияния сил инерции звеньев механизма при движении; при меньшей массе выходного звена обеспечивать более высокие скорости перемещений и ускорения; резко снижать металлоемкость [12...23].

Кинематические схемы механизмов параллельной структуры имеют классификацию по числу степеней свободы выходного звена, но возможны и другие варианты. В справочнике [12] описана классификация этих механизмов на основе соответствия группам винтов, а также предложена классификация в соответствии с типом связей, обладающих только поступательными степенями свободы [24].

Рассмотрим механизмы параллельной структуры с разным количеством степеней свободы.

Большинство тренажеров построено по схеме платформы Гоффа (рис. 1.15).



Рис. 1.15. Тренажер на платформе Гоффа-Стюарта

Платформа Гоффа-Стюарта, созданная в 1954 г., является одним из первых параллельных роботов [25;26;95]. Данный механизм параллельной структуры остается одним из самых востребованных в различных вариантах и ему посвящено множество научных публикаций [27...31]. Платформа Гоффа состоит из неподвижного основания и подвижного выходного звена, которые соединены шестью кинематическими цепями, обладает шестью степенями свободы. Звенья соединяют основание с выходным звеном посредством сферических пар. Перемещение и ориентация выходного звена в пространстве осуществляется, путем изменения длины звеньев у кинематических цепей.

Другим решением использования механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы является робот НЕХА (рис. 1.16).

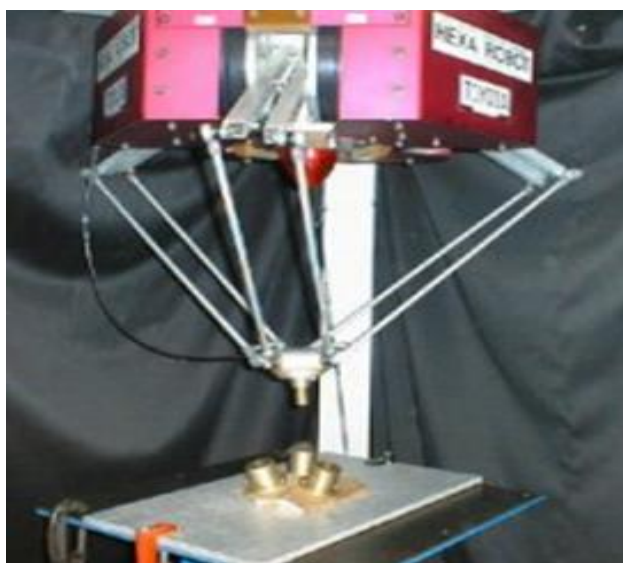


Рис. 1.16. Робот НЕХА

Представленный манипулятор имеет шесть кинематических цепей, в каждой цепи используются сферические пары [32...39]. Робот НЕХА может применяться в технологических, испытательных, измерительных системах, а также для выполнения подъемно-транспортных операций.

На рис. 1.17 представлен симулятор движения с шестью степенями свободы, который имеет шесть кинематических цепей. Этот механизм, изобретен

Д. Мархегиани (США), применяется для разного рода тренажеров (симуляторов) и для технологических установок [120].

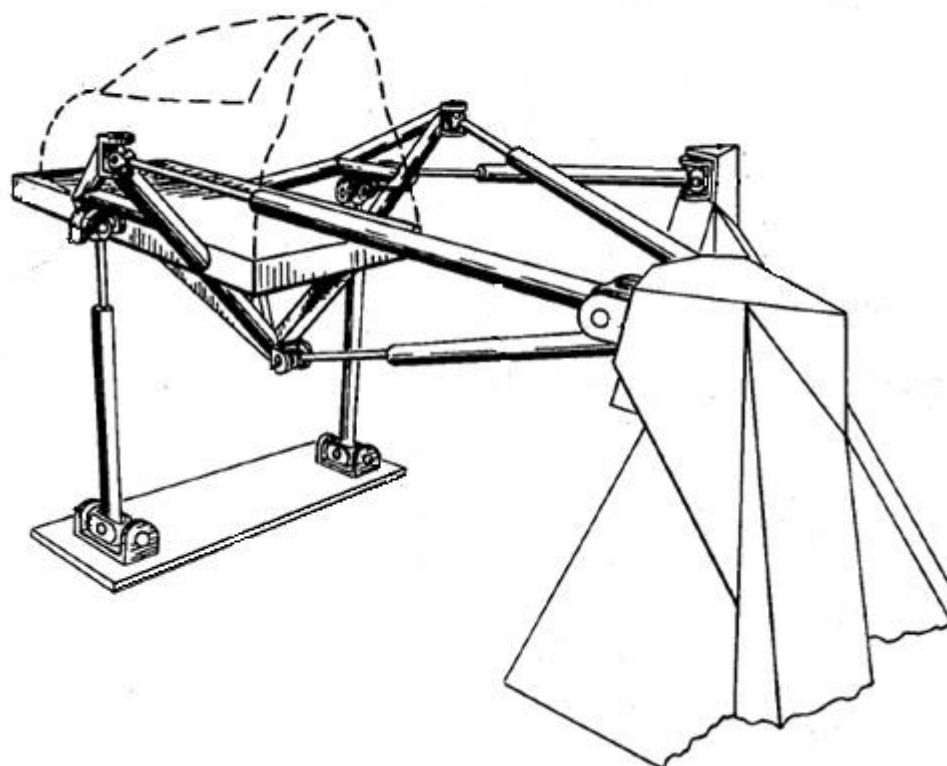


Рис. 1.17. Симулятор движения

Кроме механизмов с шестью степенями свободы, также находят применение роботы, имеющие меньшее количество степеней свободы: пять [32...39], четыре [40...45], три [45...50], две [49...59].

Приведем пример механизма с пятью степенями свободы в качестве манипулятора, кинематическую схему которого представим на рис. 1.18.

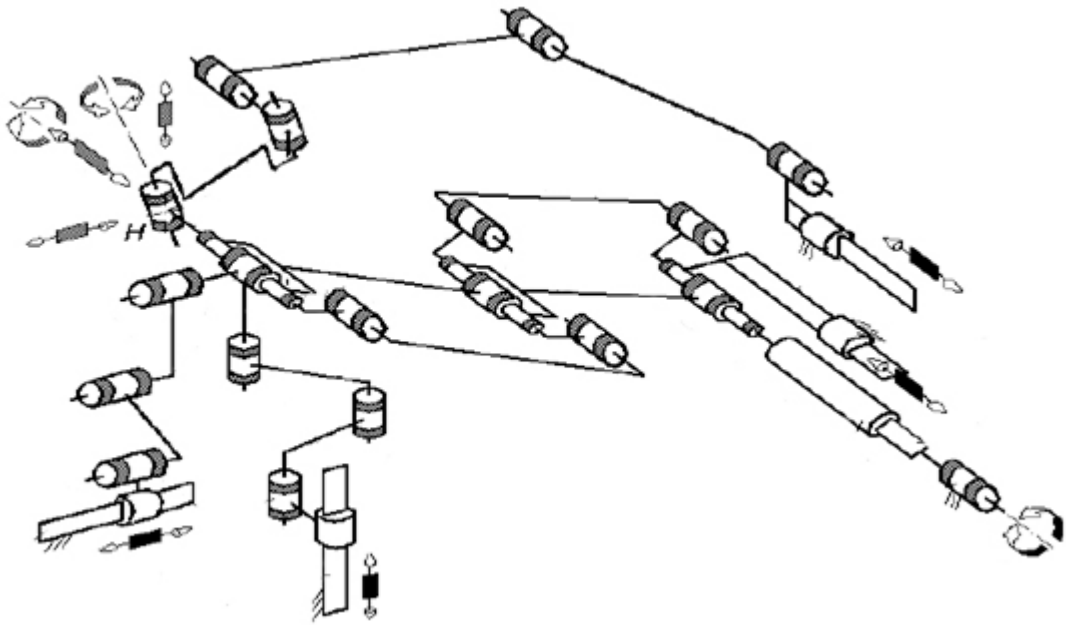


Рис. 1.18. Кинематическая схема манипулятора с пятью степенями свободы

Механизм имеет кинематические цепи с четырьмя входными призматическими и одной вращательной парами. Выходное звено механизма имеет три поступательные и две вращательные степени свободы [28].

Механизмом с четырьмя степенями свободы является робот PAMINSA (рис. 1.19).

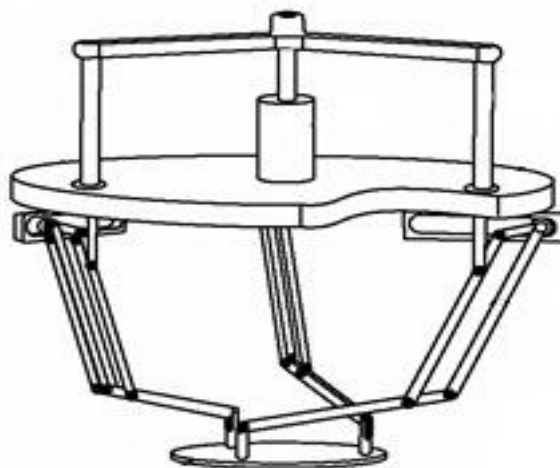


Рис. 1.19. Робот PAMINSA

Этот механизм включает неподвижное основание, подвижное выходное

звено, три кинематические цепи, каждая из которых содержит механизмы пантографов. В этом манипуляторе выходное звено обладает тремя поступательными и одной вращательной степенью свободы благодаря установленным трем вращательным и одному линейному приводам. Этот механизм предложил В. Аракелян (Франция) [4;81;82].

Определенный интерес представляют механизмы с тремя степенями свободы, у них движения выходного звена могут определяться различными сочетаниями вращательных и поступательных степеней свободы [3].

Механизм, представленный на рис. 1.20, имеет три кинематические цепи с шестью степенями свободы. Этот механизм позиционирования, изобрел Акира Таремото (Япония) [119].

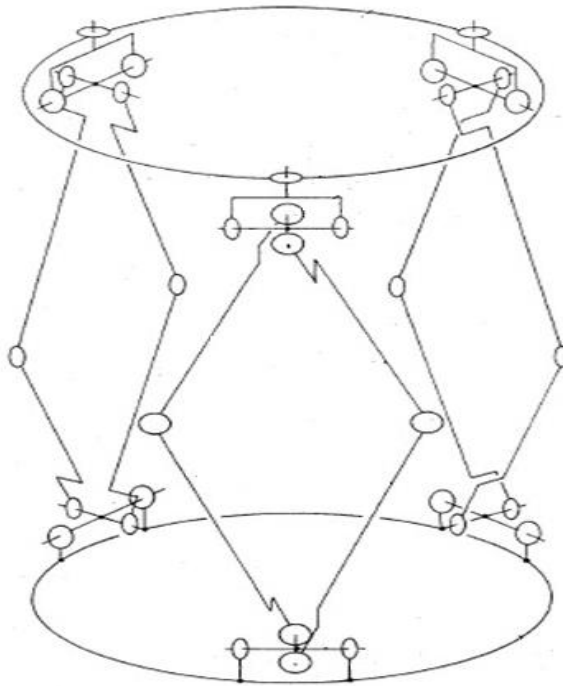


Рис. 1.20. Механизм позиционирования Акира Таремото

На рис. 1.21 представлена кинематическая схема механизма, который имеет три кинематические цепи с тремя степенями свободы. Этот механизм, изобрел Роберт Алет (Франция) [112], применяется для тренажеров (симуляторов) обучения водителей транспортных средств.

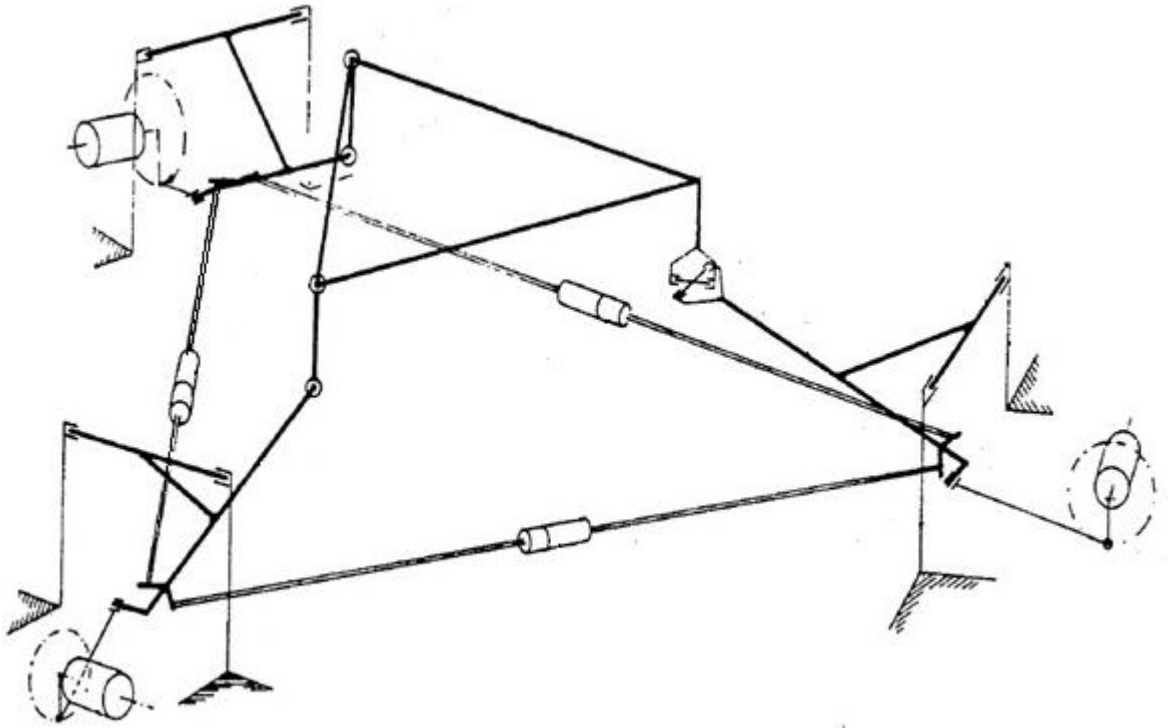


Рис. 1.21. Кинематическая схема механизма с тремя степенями свободы

Механизм на рис. 1.22 имеет три кинематические цепи с тремя степенями свободы [104].



Рис. 1.22. Тренажер для обучения водителей

Выходное звено данного механизма может совершать вращательные движения вокруг горизонтальных осей и перемещение вдоль вертикальной оси.

Этот робот назвали трипод, изобрел Хант (Австралия), применяется для тренажеров и технологических установок.

Широкое применение в тренажерах и технологических установках находят механизмы параллельной структуры с двумя степенями свободы. На рис. 1.23 представлен симулятор изобретателя Гильберта Берни (Бельгия) [112].

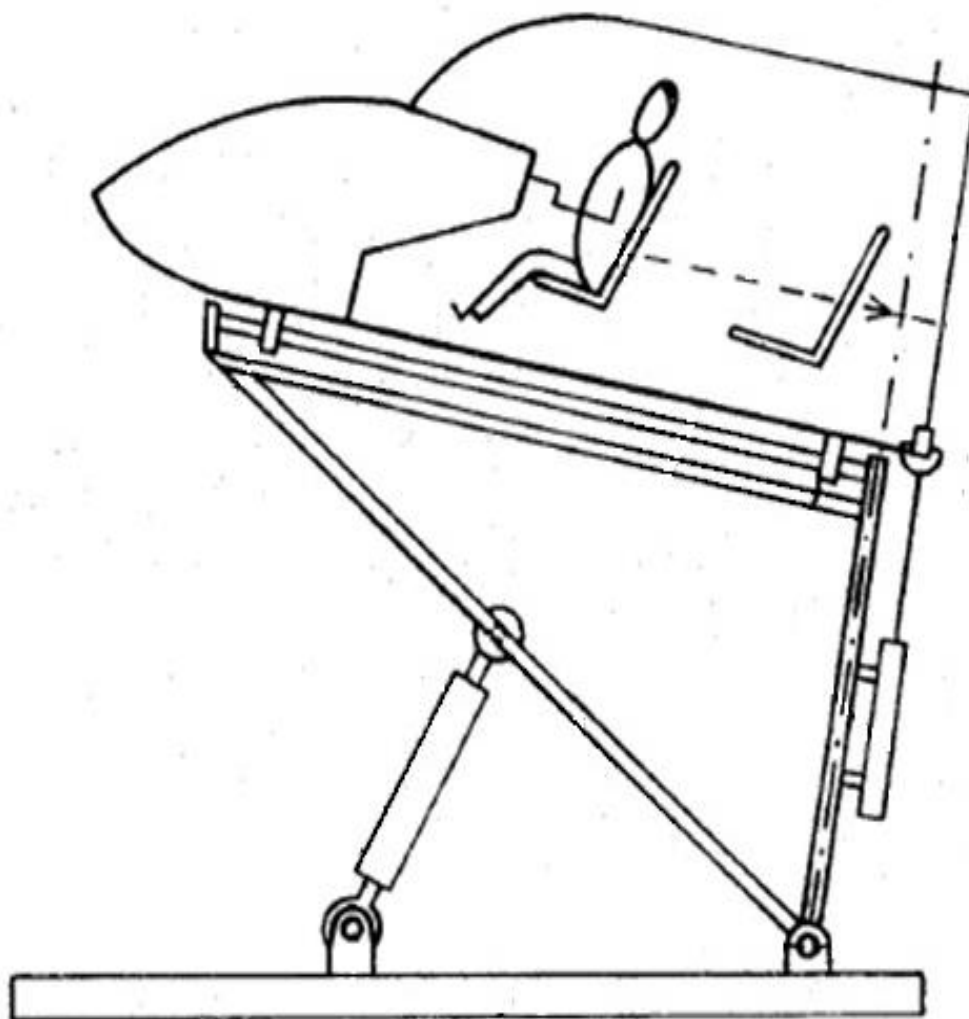


Рис. 1.23. Симулятор для подготовки пилотов

Симулятор используется для подготовки пилотов, имеет две кинематические цепи с двумя степенями свободы, который позволяет осуществлять поворот по тангажу и крену.





действующая на входное звено в рамках некоторой степени свободы любая нагрузка при кинематической развязке, воспринимается только одним соответствующим приводом от промежуточных звеньев.

Очередным недостатком таких механизмов является наличие особых (сингулярных) положений, в которых возможна потеря степени свободы либо управляемости выходного звена. Необходимо применение специальных алгоритмов управления или использование дополнительных приводов [9;11;18;27;41] при переходе через точки или зоны особых положений, что позволяет создать механизмы, в которых зоны особых положений минимизированы или отсутствуют [22; 23; 24; 31; 32; 35; 36; 58].

Таким образом, использование механизмов параллельной структуры в тренажерах (симуляторах) представляется перспективным и отвечающим мировым тенденциям роботизации. При этом существующие тренажеры не позволяют имитировать движение транспортных средств из-за отсутствия кругового вращения вокруг вертикальной оси.

Как показал анализ, для создания обучающих систем (тренажеров) требуются механизмы параллельной структуры с повышенными функциональными возможностями, которые имеют шесть степеней свободы и круговое вращение.

## ГЛАВА 2.

### СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С ЧЕТЫРЬМЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ И КРУГОВОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

В этой главе рассматриваются вопросы структурного анализа и синтеза механизмов параллельной структуры с четырьмя кинематическими цепями, кинематической развязкой и разным числом степеней свободы. Эти устройства могут использоваться в различных автоматизированных системах – измерительных, технологических, транспортных, обучения. Отличительной особенностью данных механизмов является наличие круговой направляющей.

#### 2.1. Структурный анализ механизма параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами

В данном параграфе представим методику структурного анализа и синтеза механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами, выполняющих пространственные движения, при этом используем структурную формулу Сомова – Малышева для пространственных механизмов [7],

$$W=6n-5p_{5i}-4p_{4i}-3p_{3i}-2p_{2i}-p_{1i},$$

где  $n$  – число звеньев;  $p_{5i}, p_{4i}, p_{3i}, p_{2i}, p_{1i}$  – число кинематических пар с 1, 2, 3, 4, 5 подвижностями в  $i$ -й кинематической цепи.

Вначале рассмотрим механизм с круговой направляющей, который может быть пригоден для различных тренажеров.

Пространственный механизм параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами (рис. 2.1), имеет основание 1 для кругового движения в виде круговой направляющей, выходное звено 2, выполненное в виде круга, четыре кинематические цепи, каждая из которых

содержит входное звено 3, 3', 3'', 3''' в виде каретки, установленной на круговом основании 1, начальную вращательную кинематическую пару 4, 4' и начальную сферическую кинематическую пару 4'', 4''', сопряженные с каретками входного звена 3, 3', 3'', 3'''.

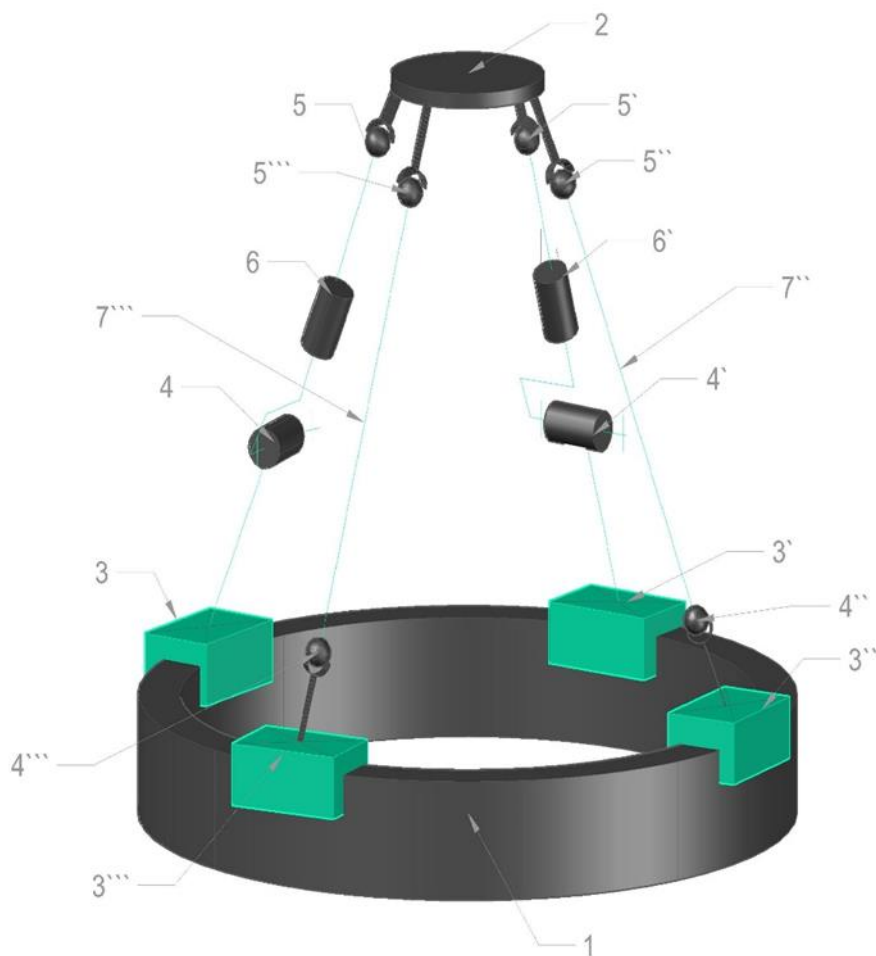


Рис. 2.1. Механизм параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами.

В этом пространственном механизме имеются сферические пары 5, 5', 5'', 5''', сопряженные с выполненным в виде круга выходным звеном 2, между начальными вращательными кинематическими парами в двух кинематических цепях 4, 4' и конечными сферическими парами 5, 5' расположены промежуточные поступательные кинематические пары 6, 6', в третьей кинематической цепи

начальная сферическая кинематическая пара 4'' сопряжена посредством промежуточного звена 7'' с конечной сферической кинематической парой 5''. Механизм снабжен четвертой кинематической цепью, выполненной аналогично третьей кинематической цепи и включающей аналогичные элементы – начальную сферическую кинематическую пару 4''', сопряженную с кареткой входного звена 3''' и конечную сферическую кинематическую пару 5''', сопряженную с выходным звеном 2 в виде круга, соединённых между собой промежуточным звеном 7'''.

Пространственный механизм с шестью степенями свободы (рис. 2.1.1) работает следующим образом: относительно основания 1, выходное звено 2 перемещается под действием кинематических цепей. При этом движение передается от входного звена, выполненного в виде каретки 3, 3', 3'', 3''', установленной на основании 1, на начальную вращательную кинематическую пару 4, 4', 4'', 4''', сопряженную с входным звеном 3, 3', 3'', 3''' и конечную сферическую пару 5, 5', 5'', 5''' сопряженную с выходным звеном 2, причем в двух кинематических цепях, начальная вращательная кинематическая пара передает движение конечной кинематической паре 5, 5' через поступательную кинематическую пару 6, 6' в третьей кинематической цепи движение от начальной кинематической пары выполненной в виде сферической кинематической пары 4'' передается на конечную сферическую пару 5'' через промежуточное звено 7'', в четвертой кинематической цепи, выполненной аналогично третьей кинематической цепи и включающей аналогичные элементы – движение от начальной кинематической пары 4''', сопряженной с входным звеном 3''' и выполненной в виде сферической кинематической пары передается на конечную сферическую пару 5''' через промежуточное звено 7''' и далее на выходное звено 2.

В пространственный механизм параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами, с шестью степенями свободы входят 12 звеньев:

- первое звено – это основание 1 для кругового движения в виде круговой направляющей;
- второе звено – это выходное звено 2 которое перемещается под действием кинематических цепей;
- третье звено представляет собой каретку 3;
- четвертое звено – это соединение между кинематическими парами 4 и 6;
- пятое звено представляет собой соединение между кинематическими парами 6 и 5;
- шестое звено представляет собой каретку 3’;
- седьмое звено представляет собой соединение между кинематическими парами 4’ и 6’;
- восьмое звено представляет собой соединение между кинематическими парами 6’ и 5’;
- девятое звено представляет собой каретку 3’’;
- десятое звено – это соединение между сферическими парами 4’’ и 5’’;
- одиннадцатое звено представляет собой каретку 3’’’;
- двенадцатое звено – это соединение между сферическими парами 4’’’ и 5’’’.

Данный пространственный механизм имеет 8 кинематических пар пятого класса (одноподвижных пар):

- четыре пары – это соединения между основанием 1 и каретками 3, 3’, 3’’, 3’’’;
- четыре пары – это вращательные кинематические пары 4, 4’ и поступательные пары 6, 6’.

Этот пространственный механизм имеет 6 кинематических пар третьего класса (трехподвижных пар):

- шесть сферических пар 4’’, 4’’’, 5, 5’, 5’’, 5’’’.

Теперь можно рассмотреть структуру данного механизма, используя приведенную выше структурную формулу.

$$W=6(12-1) -5 \times 8 -3 \times 6 = 8$$

Таким образом, число степеней свободы равно восьми.

В пространственном механизме параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами, с восемью степенями свободы заменяем конечные сферические кинематические пары  $5''$ ,  $5'''$  на кинематические пары с пальцами для исключения лишней подвижности (рис. 2.2).

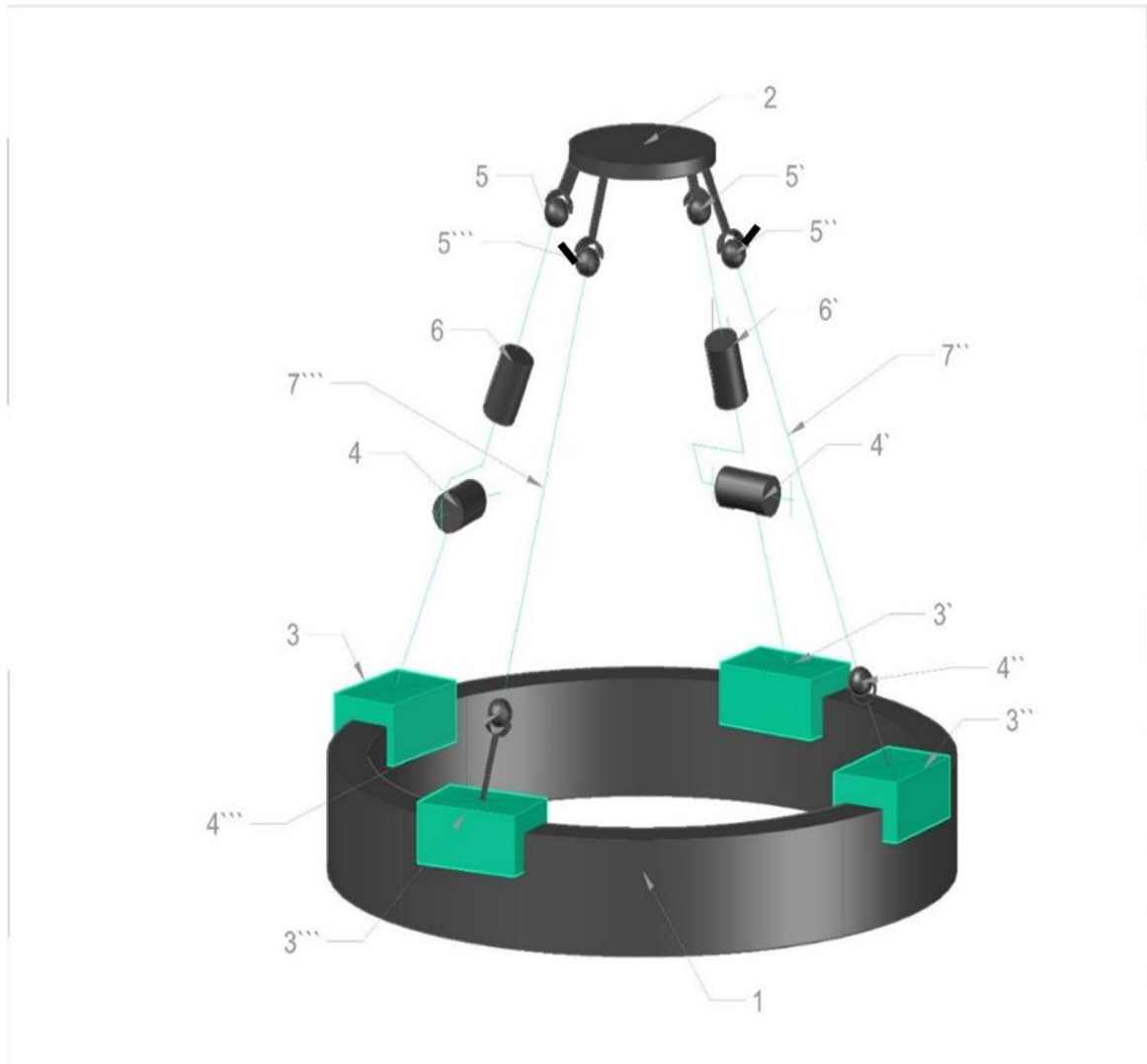


Рис. 2.2. Механизм параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами с пальцами в сферических парах

В измененный пространственный механизм (рис. 2.2) входят также 12 звеньев, но сферические пары  $5''$ ,  $5'''$  заменены на сферические кинематические пары с пальцами. Остальные элементы в этом механизме остались без изменения.

В измененном пространственном механизме появились 2 кинематические пары четвертого класса (двухподвижные пары), кинематические пары с пальцами

5'', 5''' и остались 4 кинематические пары третьего класса (трехподвижные пары), сферические пары 4'', 4''', 5, 5'.

Рассмотрим структуру измененного механизма, при этом используем структурную формулу.

$$W=6(12-1) - 5 \times 8 - 4 \times 2 - 3 \times 4 = 6$$

Таким образом, число степеней свободы равно шести.

Представим данный механизм как совокупность кинематических винтов, соответствующих кинематическим парам этого устройства.

Рассмотрим плюккеровы координаты ортов осей кинематических пар, чтобы определить работоспособность данных механизмов. Для этого каждой кинематической паре ставится в соответствие орт ее оси и определяются плюккеровы координаты этих ортов. Полученное построение приведено на рис. 2.3.

Далее рассмотрим плюккеровы координаты единичных винтов осей кинематических пар механизма, в котором четыре кинематические цепи не налагают связи (рис. 2.3). Единичные винты, характеризующие положения осей кинематических пар, имеют координаты:

$$\begin{aligned} & \mathbf{E}_{11} (0, 0, 1, 0, 0, 0), \mathbf{E}_{12} (e_{12x}, e_{12y}, 0, 0, 0, e^o_{12z}), \mathbf{E}_{13} (0, 0, 0, e^o_{13x}, e^o_{13y}, e^o_{13z}), \mathbf{E}_{14} (1, 0, \\ & 0, 0, e^o_{14y}, e^o_{14z}), \mathbf{E}_{15} (0, 1, 0, e^o_{15x}, 0, e^o_{15y}), \mathbf{E}_{16} (0, 0, 1, e^o_{16x}, e^o_{16y}, 0), \mathbf{E}_{21} (0, 0, 1, 0, 0, \\ & 0), \mathbf{E}_{22} (e_{22x}, e_{22y}, 0, 0, 0, e^o_{22z}), \mathbf{E}_{23} (0, 0, 0, e^o_{23x}, e^o_{23y}, e^o_{23z}), \mathbf{E}_{24} (1, 0, 0, 0, e^o_{24y}, e^o_{24z}), \\ & \mathbf{E}_{25} (0, 1, 0, e^o_{25x}, 0, e^o_{25y}), \mathbf{E}_{26} (0, 0, 1, e^o_{26x}, e^o_{26y}, 0), \mathbf{E}_{31} (0, 0, 1, 0, 0, 0), \mathbf{E}_{32} (1, 0, 0, 0, \\ & e^o_{32y}, e^o_{32z}), \mathbf{E}_{33} (0, 1, 0, e^o_{33x}, 0, e^o_{33y}), \mathbf{E}_{34} (0, 0, 1, e^o_{34x}, e^o_{34y}, 0), \mathbf{E}_{35} (1, 0, 0, 0, e^o_{35y}, \\ & e^o_{35z}), \mathbf{E}_{36} (0, 1, 0, e^o_{36x}, 0, e^o_{36y}), \mathbf{E}_{37} (0, 0, 1, e^o_{37x}, e^o_{37y}, 0) \end{aligned}$$

(последний вектор можно не принимать во внимание),  $\mathbf{E}_{41} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{42} (1, 0, 0, 0, e^{o_{42y}}, e^{o_{42z}})$ ,  $\mathbf{E}_{43} (0, 1, 0, e^{o_{43x}}, 0, e^{o_{43y}})$ ,  $\mathbf{E}_{44} (0, 0, 1, e^{o_{44x}}, e^{o_{44y}}, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{45} (1, 0, 0, 0, e^{o_{45y}}, e^{o_{45z}})$ ,  $\mathbf{E}_{46} (0, 1, 0, e^{o_{46x}}, 0, e^{o_{46y}})$ ,  $\mathbf{E}_{47} (0, 0, 1, e^{o_{47x}}, e^{o_{47y}}, 0)$  (последний вектор можно также не принимать во внимание).

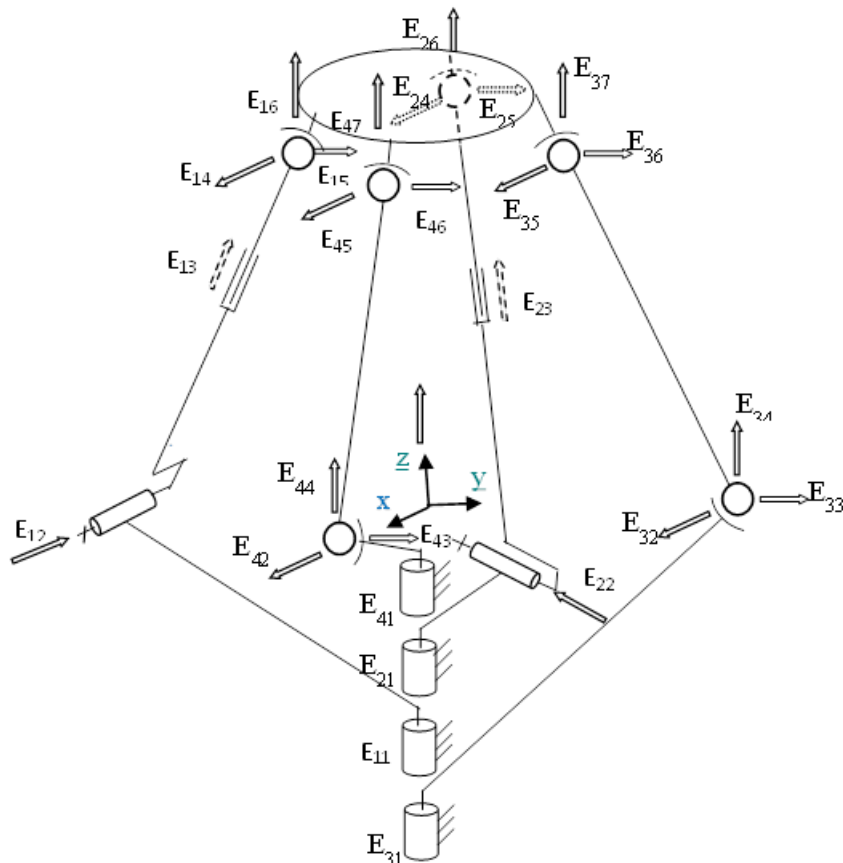


Рис. 2.3. Структурная схема механизма параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами

## 2.2. Структурный анализ механизма параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами

Теперь рассмотрим пространственный механизм параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами, с шестью степенями свободы (рис. 2.4), который имеет основание 1 для кругового движения в виде круговой направляющей, выходное звено 2 выполненное в виде круга, три кинематические цепи, каждая из которых содержит входное звено 3, 3', 3'', 3''' в



виде каретки, установленной на круговом основании 1,

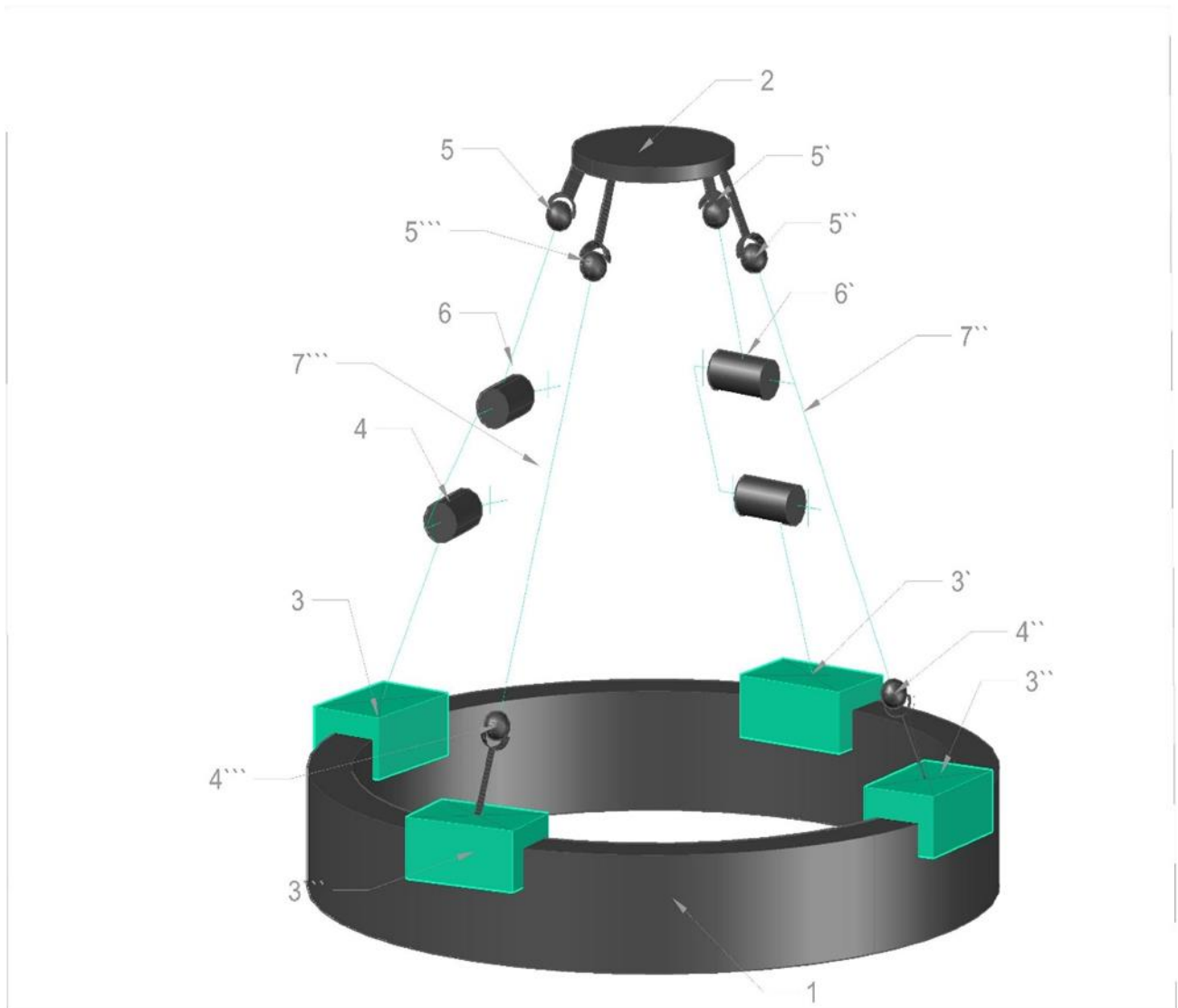


Рис. 2.4. Механизм параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами

начальную вращательную кинематическую пару 4, 4' и начальную сферическую кинематическую пару 4'', 4''', сопряженные с каретками входного звена 3, 3', 3'', 3'''. В этом пространственном механизме имеются сферические пары 5, 5', 5'', 5''', сопряженные с выполненным в виде круга выходным звеном 2, причем между начальными вращательными кинематическими парами в двух кинематических цепях 4, 4' и конечными сферическими парами 5, 5' расположены промежуточные вращательные кинематические пары 6, 6', в третьей кинематической цепи

начальная сферическая кинематическая пара 4'' сопряжена посредством промежуточного звена 7'' с конечной сферической кинематической парой 5''. Механизм снабжен четвертой кинематической цепью, выполненной аналогично третьей кинематической цепи и включающей аналогичные элементы – начальную сферическую кинематическую пару 4''', сопряженную с кареткой входного звена 3''' и конечную сферическую кинематическую пару 5''', сопряженную с выходным звеном 2 в виде круга, соединённых между собой промежуточным звеном 7'''.

Пространственный механизм с шестью степенями свободы (рис. 2.4) работает следующим образом: относительно основания 1, выходное звено 2 перемещается под действием кинематических цепей. При этом движение передается от входного звена, выполненного в виде каретки 3, 3', 3'', 3''', установленной на основании 1, на начальную вращательную кинематическую пару 4, 4', 4'', 4''', сопряженную с входным звеном 3, 3', 3'', 3''' и конечную сферическую пару 5, 5', 5'', 5''' сопряженную с выходным звеном 2, причем в двух кинематических цепях, начальная вращательная кинематическая пара передает движение конечной кинематической паре 5, 5' через вращательную кинематическую пару 6, 6', в третьей кинематической цепи движение от начальной кинематической пары выполненной в виде сферической кинематической пары 4'' передается на конечную сферическую пару 5'' через промежуточное звено 7'', в четвертой кинематической цепи, выполненной аналогично третьей кинематической цепи и включающей аналогичные элементы – движение от начальной кинематической пары 4''', сопряженной с входным звеном 3''' и выполненной в виде сферической кинематической пары передается на конечную сферическую пару 5''' через промежуточное звено 7''' и далее на выходное звено 2.

В пространственный механизм параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами, с шестью степенями свободы входят 12 звеньев:

- первое звено – это основание 1 для кругового движения в виде круговой направляющей;
- второе звено – это выходное звено 2 которое перемещается под действием кинематических цепей;
- третье звено представляет собой каретку 3;
- четвертое звено – это соединение между кинематическими парами 4 и 6;
- пятое звено представляет собой соединение между кинематическими парами 6 и 5;
- шестое звено представляет собой каретку 3’;
- седьмое звено представляет собой соединение между кинематическими парами 4’ и 6’;
- восьмое звено представляет собой соединение между кинематическими парами 6’ и 5’;
- девятое звено представляет собой каретку 3’’;
- десятое звено – это соединение между сферическими парами 4’’ и 5’’;
- одиннадцатое звено представляет собой каретку 3’’’;
- двенадцатое звено – это соединение между сферическими парами 4’’’ и 5’’’.

Данный пространственный механизм имеет 8 кинематических пар пятого класса (одноподвижных пар):

- четыре пары – это соединения между основанием 1 и каретками 3, 3’, 3’’, 3’’’;
- четыре пары – это вращательные кинематические пары 4, 4’, 6, 6’.

Этот пространственный механизм имеет 6 кинематических пар третьего класса (трехподвижных пар):

- шесть сферических пар 4’’, 4’’’, 5, 5’, 5’’, 5’’’.

Теперь можно рассмотреть структуру данного механизма, используем приведенную выше структурную формулу:

$$W=6(12-1) -5 \times 8 -3 \times 6 = 8.$$

Таким образом, число степеней свободы равно восьми.

В пространственном механизме параллельной структуры с круговой направляющей и поступательными приводами, с восемью степенями свободы заменяем конечные сферические кинематические пары  $5''$ ,  $5'''$  на кинематические пары с пальцами, для исключения лишней подвижности механизма (рис. 2.5).

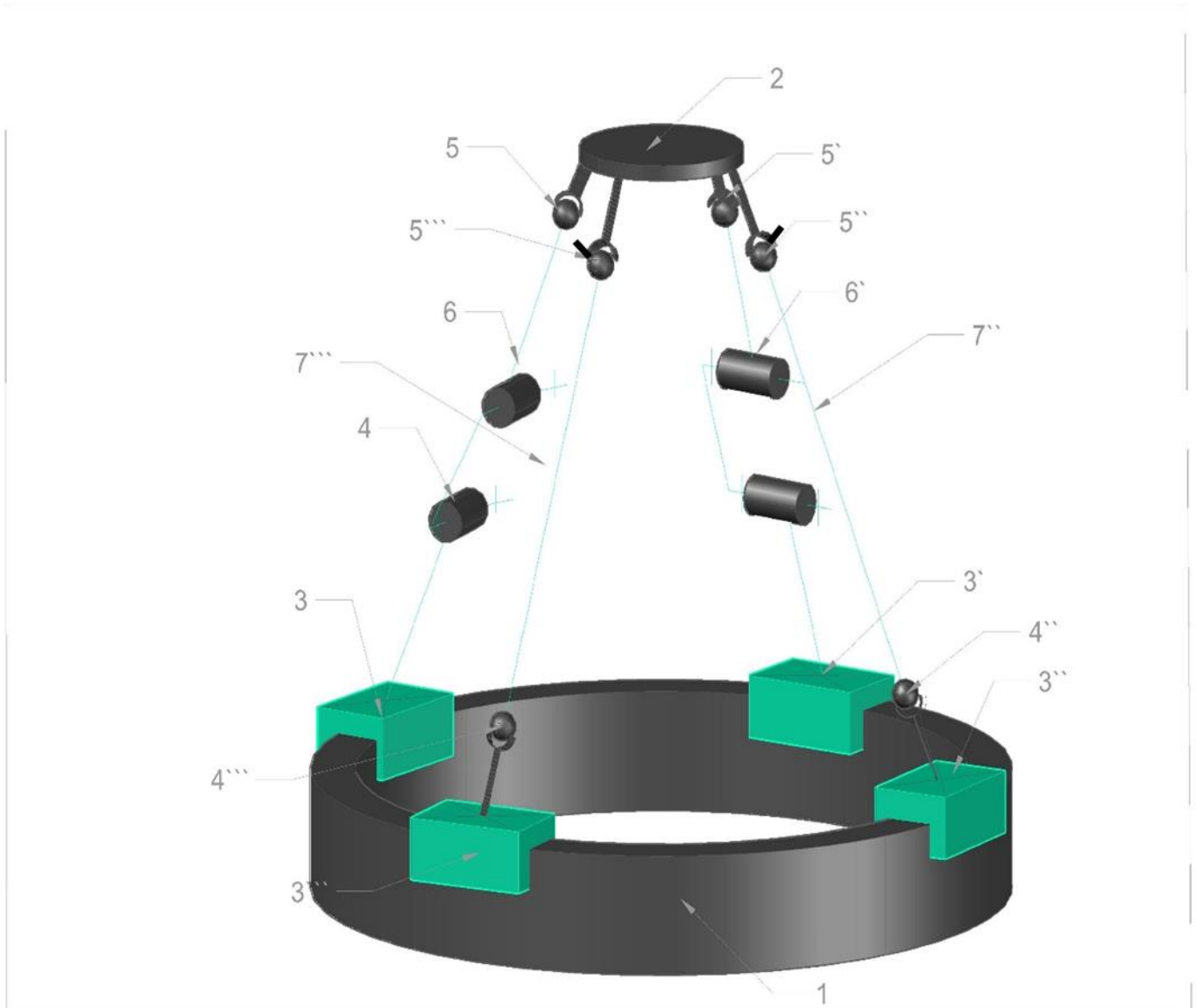


Рис. 2.5. Механизм параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами с пальцами в сферических парах

В измененный пространственный механизм (рис. 2.5) входят также 12 звеньев, но сферические пары  $5''$ ,  $5'''$  заменены на сферические кинематические пары с пальцами. Остальные элементы в этом механизме остались без изменения.

В измененном пространственном механизме появились 2 кинематические пары четвертого класса (двухподвижные пары), кинематические пары с пальцами 5'', 5''' и остались 4 кинематические пары третьего класса (трехподвижные пары), сферические пары 4'', 4''', 5, 5'.

Рассмотрим структуру измененного механизма, при этом для определения количества степеней свободы механизма используем структурную формулу:

$$W=6(12-1) -5\times 8-4\times 2-3\times 4=6.$$

Таким образом, число степеней свободы равно шести.

Представим данный механизм как совокупность кинематических винтов, соответствующих кинематическим парам этого устройства.

Рассмотрим плюккеровы координаты ортов осей кинематических пар, чтобы определить работоспособность данных механизмов. Для этого каждой кинематической паре ставится в соответствие орт ее оси и определяются плюккеровы координаты этих ортов. Полученное построение приведено на рис. 2.6.

Рассмотрим плюккеровы координаты единичных винтов осей кинематических пар механизма, в котором четыре кинематические цепи не налагают связи (рис. 2.6). Единичные винты, характеризующие положения осей кинематических пар, имеют координаты:

$\mathbf{E}_{11} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{12} (e_{12x}, e_{12y}, 0, 0, 0, e^o_{12z})$ ,  $\mathbf{E}_{13} (e_{13x}, e_{13y}, 0, 0, 0, e^o_{13z})$ ,  $\mathbf{E}_{14} (1, 0, 0, 0, e^o_{14y}, e^o_{14z})$ ,  $\mathbf{E}_{15} (0, 1, 0, e^o_{15x}, 0, e^o_{15y})$ ,  $\mathbf{E}_{16} (0, 0, 1, e^o_{16x}, e^o_{16y}, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{21} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{22} (e_{22x}, e_{22y}, 0, 0, 0, e^o_{22z})$ ,  $\mathbf{E}_{23} (e_{23x}, e_{23y}, 0, 0, 0, e^o_{23z})$ ,  $\mathbf{E}_{24} (1, 0, 0, 0, e^o_{24y}, e^o_{24z})$ ,  $\mathbf{E}_{25} (0, 1, 0, e^o_{25x}, 0, e^o_{25y})$ ,  $\mathbf{E}_{26} (0, 0, 1, e^o_{26x}, e^o_{26y}, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{31} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{32} (1, 0, 0, 0, e^o_{32y}, e^o_{32z})$ ,  $\mathbf{E}_{33} (0, 1, 0, e^o_{33x}, 0, e^o_{33y})$ ,  $\mathbf{E}_{34} (0, 0, 1, e^o_{34x}, e^o_{34y}, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{35} (1, 0, 0, 0, e^o_{35y}, e^o_{35z})$ ,  $\mathbf{E}_{36} (0, 1, 0, e^o_{36x}, 0, e^o_{36y})$ ,  $\mathbf{E}_{37} (0, 0, 1, e^o_{37x}, e^o_{37y}, 0)$  (последний вектор можно не принимать во внимание),  $\mathbf{E}_{41} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{42} (1, 0, 0, 0, e^o_{42y}, e^o_{42z})$ ,  $\mathbf{E}_{43} (0, 1, 0, e^o_{43x}, 0, e^o_{43y})$ ,  $\mathbf{E}_{44} (0, 0, 1, e^o_{44x}, e^o_{44y}, 0)$ ,  $\mathbf{E}_{45} (1, 0, 0, 0, e^o_{45y}, e^o_{45z})$ ,  $\mathbf{E}_{46} (0, 1, 0, e^o_{46x}, 0, e^o_{46y})$ ,  $\mathbf{E}_{47} (0, 0, 1, e^o_{47x}, e^o_{47y}, 0)$  (последний вектор можно также не принимать во внимание).

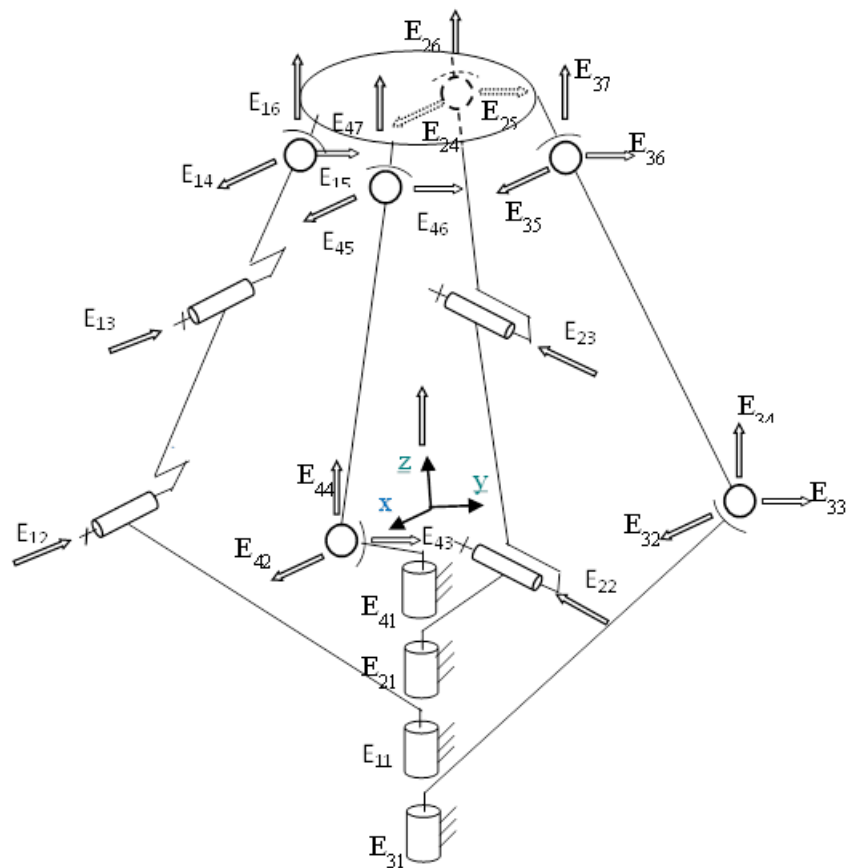


Рис. 2.6. Структурная схема механизма параллельной структуры с круговой направляющей и вращательными приводами

Проведен структурный синтез механизмов с круговой направляющей и четырьмя соединительными цепями.

Таким образом, механизмы параллельной структуры с круговой направляющей могут стать эффективным средством в повышении функциональных возможностей для подготовки водителей транспортных средств. При этом целесообразно использовать метод винтового исчисления для определения связей, налагаемых кинематическими цепями.

### ГЛАВА 3.

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С НЕСКОЛЬКИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ И КРУГОВОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

### 3.1. Кинематический анализ пространственного механизма параллельной структуры с круговой направляющей

В данном параграфе рассматривается механизм параллельной структуры с круговой направляющей на которой установлены двигатели, что обеспечивает выходному звену полный поворот относительно вертикальной оси. Механизмы с этими свойствами весьма необходимы для различных симуляторов, тренажеров, имитирующих движения летательных аппаратов или наземных транспортных средств [1...7].

Ранее известные схемы платформ Гауфа и Стюарта не позволяют обеспечить необходимую область рабочего пространства выходного звена (не достаточные углы поворота выходного звена). Схема манипулятора Ротопод [16; 24;69;112;120] позволяет исключить этот недостаток.

Манипулятор Ротопод представляет собой механизм параллельной структуры с шестью степенями свободы, имеет шесть кинематических цепей. Каждая из шести кинематических цепей содержит одну вращательную пару и две сферические пары, входные вращательные пары (каретки) перемещаются по круговой направляющей и снабжены приводом (рис.3.1).

Сферические пары выходного звена обозначим точками  $A_1, A_2, \dots, A_6$ , точками  $B_1, B_2, \dots, B_6$  обозначим входные вращательные пары (каретки), за  $L$  – примем длину штанги, обозначим радиус основания –  $R$ , а радиус выходного звена –  $r$ . Рассмотрим схему механизма с заданными параметрами в метрах:  $L = 1,0$ ;  $R = 1,0198$ ;  $r = 0,95$ .

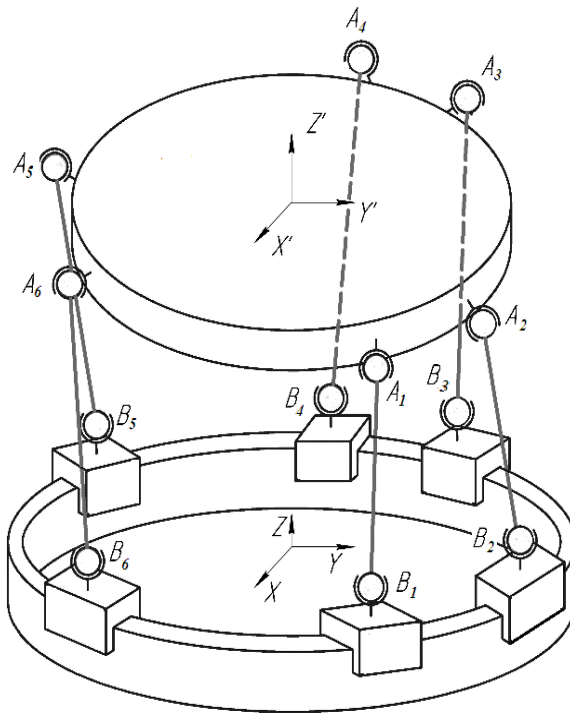


Рис. 3.1. Механизм параллельной структуры с шестью степенями свободы и шестью кинематическими цепями

Ставим задачу определения рабочей зоны выходного звена механизма, но для этого нам необходимо решить задачу о положениях выходного звена данного механизма.

Запишем матрицу  $P_1$ , которая описывает координаты точек  $A_1, A_2, \dots, A_6$  выходного звена в подвижной системе координат, согласно заданных параметров данного механизма (рис. 3.2):

$$P_1 = \begin{pmatrix} 0,8746 & 0,8746 & -0,3996 & -0,475 & -0,475 & -0,3996 \\ -0,0435 & 0,0435 & 0,7792 & 0,7357 & -0,7357 & -0,7792 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Шесть столбцов этой матрицы задают последовательно координаты точек центров крепления на выходном звене  $A_1, A_2, \dots, A_6$ .

Далее определим матрицу перехода из подвижной системы координат выходного звена в неподвижную систему координат основания.



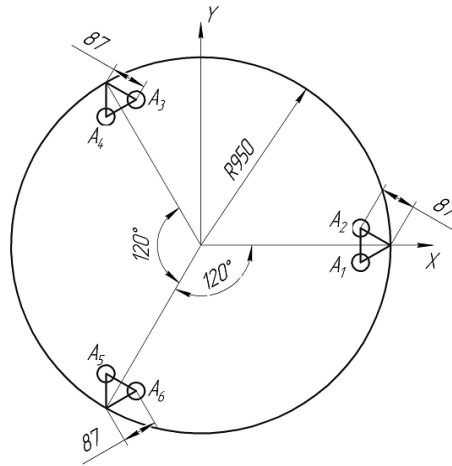


Рис. 3.2. Расположение сферических шарниров на выходном звене

Этот переход представим, как последовательное вращение вокруг оси  $OX$  на угол  $\alpha$ , вокруг оси  $OY$  на угол  $\beta$  и вокруг оси  $OZ$  на угол  $\gamma$ , после чего сместим на величину  $x_1, y_1, z_1$  соответственно по осям  $OX, OY, OZ$ .

Запишем матрицы описывающие заданные повороты:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x_1 \\ 0 & 1 & 0 & y_1 \\ 0 & 0 & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матрица перехода  $M$ , описывающая переход из подвижной системы координат выходного звена в неподвижную систему координат основания, получена в результате последовательного перемножения этих матриц в обратном порядке матриц:

$$M = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cos \beta & \cos \gamma \sin \beta \sin \alpha - \sin \gamma \cos \alpha & \sin \gamma \sin \alpha + \cos \gamma \cos \alpha \sin \beta & x_1 \\ \sin \gamma \cos \beta & \cos \gamma \cos \alpha + \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha & \sin \gamma \cos \alpha \sin \beta - \cos \gamma \sin \alpha & y_1 \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \alpha & \cos \beta \cos \alpha & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Координаты выходного звена в неподвижной системе основания, будут определены произведением переходной матрицы –  $M$  и матрицы координат точек выходного звена в подвижной системе координат –  $P_1$ :

$$A = M \times P_1 \tag{3.1}$$

Для того, чтобы решить обратную задачу о положениях для данного механизма, нам необходимо определить обобщенные координаты углов  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_6$  между положительным направлением оси  $X$  и радиусами – векторами  $OB$  точек ( $B_1, B_2, \dots, B_6$ ) положения кареток.

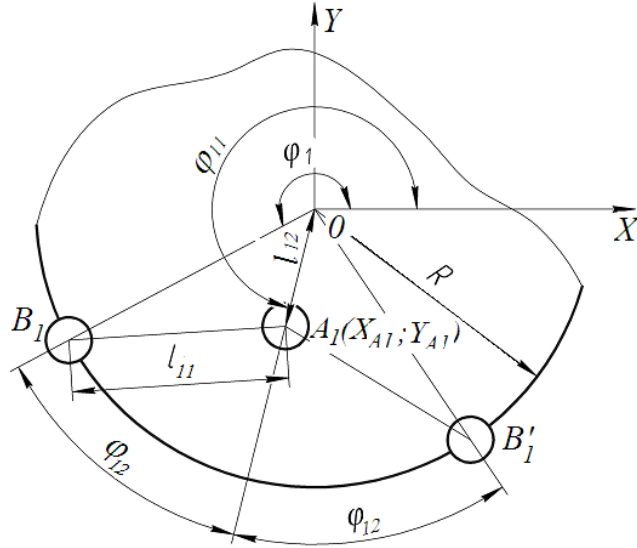


Рис. 3.3. Расположение кареток на основании для решения задачи о положениях

Из рис. 3.3 определим значение угла  $\varphi_{11}$  – это угол между радиус–вектором  $l_{12}$  (проекция точки  $A_1$  на плоскость  $XOY$ ) и положительным направлением оси  $X$  неподвижной системы координат основания. От места нахождения в плоскости основания  $XOY$  проекции точки  $A_1$  зависит знак угла  $\varphi_{11}$  (знак + или знак – перед координатой  $Y_{A1}$ ):

если  $Y_{A1} > 0$ , то  $\varphi_{11} = \arccos\left(\frac{X_{A1}}{l_{12}}\right)$ ; если  $Y_{A1} < 0$ , то  $\varphi_{11} = 2\pi - \arccos\left(\frac{X_{A1}}{l_{12}}\right)$ ,

где  $l_{12}$  – расстояние в неподвижной системе координат от центра системы координат до проекции точки  $A_1$  на плоскости  $XOY$  (рис. 3.3):

$$l_{12} = \sqrt{X_{A1}^2 + Y_{A1}^2}$$

Определим угол  $\varphi_{12}$  из треугольника  $OA_1B_1$  (рис. 3.3):

$$\varphi_{12} = \arccos\left(\frac{R^2 + l_{12}^2 - l_{11}^2}{2 \cdot R \cdot l_{12}}\right),$$

где  $l_{11}$  – расстояние в неподвижной системе координат от проекции точки  $A_1$  до каретки точки  $B_1$  на плоскости  $XOY$  (рис. 3.4):

$$l_{11} = \sqrt{L^2 - Z_{A1}^2}$$

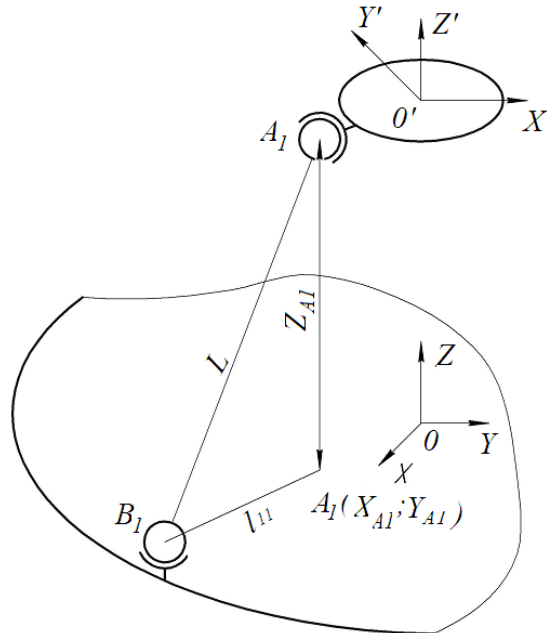


Рис. 3.4. Схема звена механизма для определения ограничений

Из рис. 3.3 видно, что задача имеет два решения, можно принять угол  $\varphi_{12}$  по ходу часовой стрелки точка  $B_1$ , так и угол  $\varphi_{12}$  против хода часовой стрелки точка  $B_1'$ . Выбор расположения опорных точек (кареток) определяет устойчивость механизма.

Для придания устойчивости конструкции механизма, чтобы исключить пересечение промежуточных звеньев, необходимо произвести симметричную расстановку кареток  $B_1, B_2, \dots, B_6$  на основании. Предлагаем каретки  $B_i$  с чётным порядковым индексом ( $i=2,4,6$ ) установить в одном направлении (против хода часовой стрелки), а каретки  $B_i$  с нечётным индексом ( $i=1,3,5$ ) установить в другом направлении (по ходу часовой стрелки).

Определяем обобщенные координаты по формуле:

$$\varphi_i = \varphi_{i1} \pm \varphi_{i2}'$$

Знак + для нечётных индексов ( $i=1,3,5$ ), а знак – для чётных индексов ( $i=2,4,6$ ).

Что бы определить границы рабочей зоны данного механизма нам необходимо просканировать положения выходного звена внутри параллелепипеда по шести координатам. Для этого вводим ряд геометрических ограничений, связанных с реализацией положения и определения границ.

В качестве таких критериев выступают:

- ограничения размеров кинематических звеньев (длин штанг);
- угол (max, min) расположения соседних кареток по окружности основания;
- не пересечение кинематических звеньев;
- угол (max, min) наклона кинематических звеньев по отношению к нормали выходного звена и основания в шаровых шарнирах;
- близость или равенство нулю определителя матрицы плюккеровых координат ортов осей штанг;
- недопустимость расположения проекции центра масс выходного звена вне шестигранника, образованного на основании точками кареток.

Найдём решения каждой из этих задач.

Ограничением по длине штанги является максимальное удаление точек  $A_1, A_2, \dots, A_6$  по координате  $Z$ . Удаление не должно превышать длину штанги  $Z_{A1} < L$ .

Углы (max, min) между осями соседних кареток ограничены. Решаем проверочную задачу: не меньше ли угол между каретками допустимой величины  $12^\circ$ . Для этого рассматриваем векторное произведение радиус-векторов. Из конструктивных соображений, минимальный угол сближения в градусах должен быть больше или равен  $12^\circ$ .

Векторное произведение  $V_{12}$  между точками  $B_1$  и  $B_2$ , соответствующее центральному углу можно записать следующим образом:

$$V_{12} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \sin \varphi_1 \\ 0 & 0 & -\cos \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

Далее находим угол  $UV_{12} = \arcsin(V_{123})$ , где  $UV_{12}$  угол между радиус-векторами точек основания  $B_1$  и  $B_2$ , выраженный в радианах. Условие

максимального сближения кареток переводим в градусы и получаем:

$$\angle B_1OB_{2min} = \frac{180^\circ}{\pi} \arcsin(V_{123}) \geq 120^\circ$$

Решаем задачу: соответствует ли угол расположения соседних кареток максимальному значению и не превышает ли этот угол допустимое значение  $120^\circ$ . Для этого рассматриваем скалярное произведение радиус-векторов точек основания  $B_1$  и  $B_2$ :

$$S_{12} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

$$\angle B_1OB_{2max} = \frac{180^\circ}{\pi} \arccos(H_{12}) \leq 120^\circ,$$

максимально допустимый угол по конструктивным соображениям принимаем  $120^\circ$ .

Проверяем условие не пересечения кинематических цепей (штанг) между собой. Будет обусловлено пересечение кинематических цепей, если при решении уравнения (3.2), векторное произведение меньше нуля.

Решим задачу по определению угла наклона кинематической цепи (штанги)  $A_1B_1$  по отношению к нормали выходного звена и основания (рис.3.4). Через скалярное произведение между осью  $Z'$  и вектором  $A_1B_1$  определим угол по отношению к нормали выходного звена, угол по отношению к нормали основания в шарнирах находим, соответственно, через скалярное произведение между осью  $Z$  и вектором  $A_1B_1$ .

Формируем матрицу  $B$  координат точек основания:

$$B = \begin{pmatrix} R \cdot \cos \varphi_1 & R \cdot \cos \varphi_2 & R \cdot \cos \varphi_3 & R \cdot \cos \varphi_4 & R \cdot \cos \varphi_5 & R \cdot \cos \varphi_6 \\ R \cdot \sin \varphi_1 & R \cdot \sin \varphi_2 & R \cdot \sin \varphi_3 & R \cdot \sin \varphi_4 & R \cdot \sin \varphi_5 & R \cdot \sin \varphi_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Запишем матричное уравнение:  $K = A - B$  (3.3)

Из данного уравнения определим векторы  $A_1B_1$  (шесть столбцов матрицы  $K$ ), где матрица  $A$  (координаты выходного звена в неподвижной системе координат основания) получена из уравнения (3.1). В матрице  $K$  четвертая строка вспомогательная. Определим угол между штангой  $A_1B_1$  и нормалью к плоскости  $XOY$ . Для определения угла используем скалярное произведение вектора  $A_1B_1$  на орт оси  $Z$ . Угол между этими векторами не должен превышать  $11^\circ$  для данного механизма:

$$U_{\text{осн}} = \frac{180^\circ}{\pi} \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{L} \begin{pmatrix} K_{11} \\ K_{12} \\ K_{31} \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \right) \right) \leq 11^\circ,$$

где координатами вектора  $A_1B_1$  являются элементы матрицы  $K$  и находятся из

уравнения (3.3). Вектор  $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$ , является ортом оси  $Z$ .

Угол между штангой  $A_1B_1$  (вектором) и нормалью к плоскости подвижного выходного звена, не должен превышать  $22^\circ$ :

$$U_{\text{в.з.}} = \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{L} \begin{pmatrix} K_{11} \\ K_{12} \\ K_{31} \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} Z'_x \\ Z'_y \\ Z'_z \end{pmatrix} \right) \right) \times \frac{180^\circ}{\pi} \leq 22^\circ,$$

где координатами вектора  $A_1B_1$  являются элементы матрицы  $K$ . Вектор  $\begin{pmatrix} Z'_x \\ Z'_y \\ Z'_z \end{pmatrix}$

является ортом оси  $Z'$ , определяется из произведения:

$$M \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix},$$

где  $M$  – переходная матрица.

Чтобы произвести проверку близости к особому положению, формируем матрицу плюккеровых координат единичных винтов, которые направлены вдоль осей всех шести кинематических цепей:

$$E = \begin{pmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & X_1^0 & Y_1^0 & Z_1^0 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & X_2^0 & Y_2^0 & Z_2^0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ X_6 & Y_6 & Z_6 & X_6^0 & Y_6^0 & Z_6^0 \end{pmatrix},$$

где элементами матрицы являются плюккеровы координаты единичных базисных векторов силовых винтов (соответствующих орт).

Определим координаты векторной части единичного винта, проходящего через ось штанги  $A_1B_1$  (первая строка):

$(X_1, Y_1, Z_1) = (A_1B_{1x}/L, A_1B_{1y}/L, A_1B_{1z}/L)$ , где  $A_1B_{1x}$ ,  $A_1B_{1y}$ ,  $A_1B_{1z}$  – координаты определяются матрицей  $K$ .

Определим координаты моментной части для единичного винта, проходящего через ось штанги  $A_1B_1$  (первая строка):

$$\begin{pmatrix} X_1^0 & Y_1^0 & Z_1^0 \end{pmatrix}^T = \begin{pmatrix} 0 & -B_{31} & B_{21} \\ B_{31} & 0 & -B_{11} \\ -B_{21} & B_{11} & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} A_1B_{1x} \\ A_1B_{1y} \\ A_1B_{1z} \end{pmatrix}.$$

Плюккервы координаты для остальных единичных векторов определяются аналогично.

Что бы проверить близость к особым положениям, необходимо вычислить значение определителя данной матрицы, он не должен равен нулю:

$$\det(E) \neq 0.$$

Проверка о недопустимости расположения проекции центра масс выходного звена вне шестигранника, образованного на основании точками кареток  $B_1, B_2, \dots, B_6$ . Предотвращение опрокидывающего момента, возникающего от силы веса является целью данной проверки. Для выполнения проверки нам необходимо сформировать вектор координат центра масс выходного звена в подвижной системе координат  $X'Y'Z'$ , вектор  $G$ :

$$G \times \begin{pmatrix} G_x \\ G_y \\ G_z \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Координаты центра масс в неподвижной системе координат  $XYZ$  определим по формуле:  $G_0 = M \times G$ .

Запишем векторное произведение вектора  $B_1B_2$  (хорды) и вектора  $B_1C$ , где точка  $C$  проекция центра масс выходного звена на плоскость основания  $XOY$ :

$$B_1B_2 \times B_1C > 0.$$

Точка  $C$  расположена всегда левее хорды  $B_1B_2$  (внутри шестигранника), если выше записанное векторное произведение положительно. Если векторное произведение будет меньше нуля, то центр масс точка  $C$  будет расположена правее хорды  $B_1B_2$  (вне шестигранника).

Проверка этого условия необходима для всех хорд, образующих шестигранник.

Данный алгоритм применяем для нахождения рабочей зоны механизма с указанными выше параметрами в метрах:  $r = 0,95$ ;  $R = 1,0198$ ;  $L = 0,98$ . При сканировании используем следующий шаг в метрах:

- с интервалом 0,05 будем сканировать точки вдоль оси  $OX$ ;
- с интервалом 0,1 будем сканировать точки вдоль оси  $OY$ ;
- с интервалом 0,01 будем сканировать точки вдоль оси  $OZ$ .

Сечение рабочего пространства с учетом конструктивных ограничений представлено на рис. 3.5. Рабочее пространство представляет собой тело вращения вокруг оси  $Z$ .

Таким образом, в данном параграфе представлено решение задачи о положениях механизма параллельной структуры с круговой направляющей и приводами в виде кареток, перемещающимися по этой направляющей. Рассмотрены все ограничения, определяемые конструкцией элементов механизма.



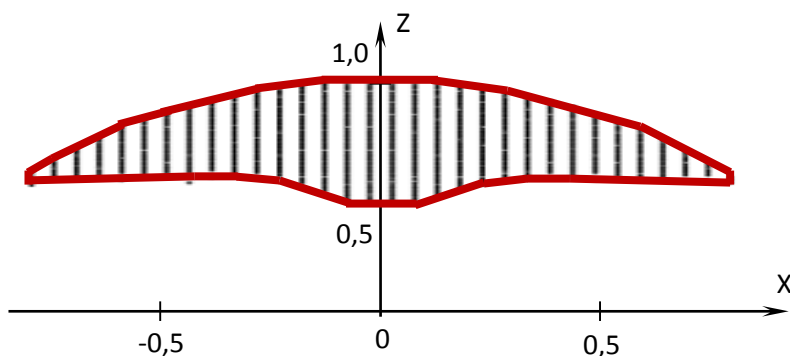


Рис.3.5. Сечение рабочего пространства механизма с шестью кинематическими цепями

Определена рабочая зона выходного звена механизма, величина которой зависит от конструктивных ограничений.

### **3.2. Кинематический анализ рабочей зоны пространственного механизма параллельной структуры с круговой направляющей, вращательными и поступательными двигателями**

Рассматривается механизм параллельной структуры, для которого четыре двигателя установлены на круговой направляющей, а два линейных двигателя установлены в двух кинематических цепях между вращательными и сферическими кинематическими парами. Это позволяет обеспечить полный поворот выходного звена вокруг вертикальной оси. Данное свойство весьма важно для тренажеров, имитирующих движение транспортных средств. Анализ рабочей зоны для данного механизма, как и любого другого пространственного механизма, является характеризующим техническим параметром.

Данный тип манипулятора представляет собой механизм параллельной структуры с шестью степенями свободы, четырьмя кинематическими цепями, две из которых содержат по одной вращательной паре с установленным линейным приводом между вращательной и сферической парами, две другие

кинематические цепи имеют только сферические пары (рис.3.6). При этом две кинематические цепи с линейными двигателями находятся рядом. Таким образом, достигается аналогия с конструкцией автомобиля, в котором передние и задние подвески колес имеют разные конструкции, отличающейся друг от друга по динамическим нагрузкам. Работа механизма может быть представлена так: движение передается от входных звеньев, выполненных в виде четырех кареток на начальные вращательные кинематические и сферические пары. Далее движение передаётся через промежуточные поступательные и сферические пары на выходное звено.

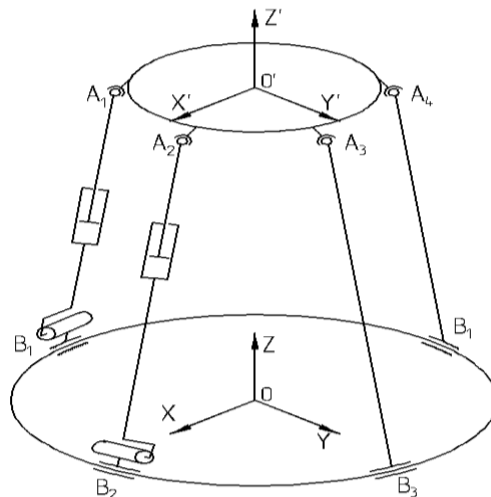


Рис. 3.6. Механизм параллельной структуры с поступательными приводами и круговой направляющей

Введем следующие обозначения. Точки  $A_1, A_2, A_3, A_4$  обозначают сферические пары, выходного звена, точки  $B_1, B_2, B_3, B_4$  обозначают положение кареток основания,  $L$  – длина промежуточного звена – для двух штанг,  $L_{max}, L_{min}$  – предельные длины промежуточного звена – для двух других штанг,  $R$  – радиус окружности основания, по которой перемещаются каретки,  $r$  – радиус окружности платформы (выходного звена). Рассмотрим схему механизма с заданными параметрами в метрах:  $L = 1,0$ ;  $R = 1,0198$ ;  $r = 0,95$ ;  $L_{max} = 1,05$ ;  $L_{min} = 0,95$ .

Для нахождения рабочей зоны необходимо решить обратную задачу о положениях выходного звена. Для этого нужно определить матрицу перехода из системы координат выходного звена в систему координат основания.

Представим этот переход как последовательное вращение на угол  $\alpha$  вокруг оси  $OX$ , затем на угол  $\beta$  вокруг оси  $OY$  и на угол  $\gamma$  вокруг оси  $OZ$ , после чего проведем смещение на величину  $x_1, y_1, z_1$  вдоль соответственно осей  $OX, OY, OZ$ .

Записываем матрицы, описывающие поворот относительно оси  $OX$  на угол  $\alpha$ , относительно оси  $OY$  на угол  $\beta$ , относительно оси  $OZ$  на угол  $\gamma$ , а так же матрицу описывающую линейное смещение на величину  $x_1, y_1, z_1$  вдоль координатных осей  $OX, OY, OZ$ :

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x_1 \\ 0 & 1 & 0 & y_1 \\ 0 & 0 & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

В итоге получаем матрицу  $M$ , которая описывает переход из подвижной системы координат выходного звена в систему координат основания и является результатом перемножения этих матриц в обратном порядке. Матрица перехода  $M$  имеет следующий вид:

$$M = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cos \beta & \cos \gamma \sin \beta \sin \alpha - \sin \gamma \cos \alpha & \sin \gamma \sin \alpha + \cos \gamma \cos \alpha \sin \beta & x_1 \\ \sin \gamma \cos \beta & \cos \gamma \cos \alpha + \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha & \sin \gamma \cos \alpha \sin \beta - \cos \gamma \sin \alpha & y_1 \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \alpha & \cos \beta \cos \alpha & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матрица  $P_1$ , описывающая координаты точек  $A_i$  ( $i=1, 2, 3, 4$ ) в подвижной системе координат, согласно параметрам рассматриваемого выходного звена механизма, приведенного на рис. 3.7, примет следующий вид:

$$P_1 = \begin{pmatrix} -0,672 & -0,672 & 0,672 & 0,672 \\ 0,672 & -0,672 & -0,672 & 0,672 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

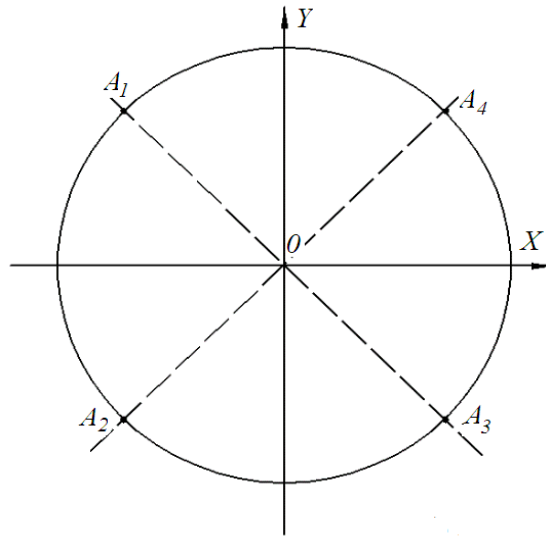


Рис. 3.7. Выходное звено механизма

Столбцы с первого по четвертый, этой матрицы, задают последовательно координаты точек центров крепления на платформе (центры сферических шарниров)  $A_1, A_2, A_3, A_4$ .

Координаты центров шарниров платформы в системе координат основания определяются путем перемножения переходной матрицы  $M$  и матрицы  $P_1$  – координат точек платформы в подвижной системе координат:

$$A = M \times P_1 \quad (3.4)$$

Решением обратной задачи о положениях для механизма является определение обобщенных координат  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  углов между положительным направлением оси  $X$  и радиусами – векторами  $OB_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) точек  $B_1, B_2, B_3, B_4$  соответствующих положениям кареток и длин –  $L_1, L_2$  расстояний между точками  $A_1$  и  $B_1, A_2$  и  $B_2$ .

С начала определим обобщенную координату  $\varphi_1$ . Так как ось не приводной вращательной кинематической пары перпендикулярна радиус- вектору  $OB_1$  в точке  $B_1$  круговой направляющей, то достаточно находить координаты проекции точки  $A_1$  в плоскости  $XOY$  неподвижной системе координат, соединить точки  $O$  начало неподвижной системы координат и проекции точки  $A_1$ , далее продолжить

прямую до пересечения с окружностью радиуса  $R$  в точке  $B_1$  (рис. 3.8).

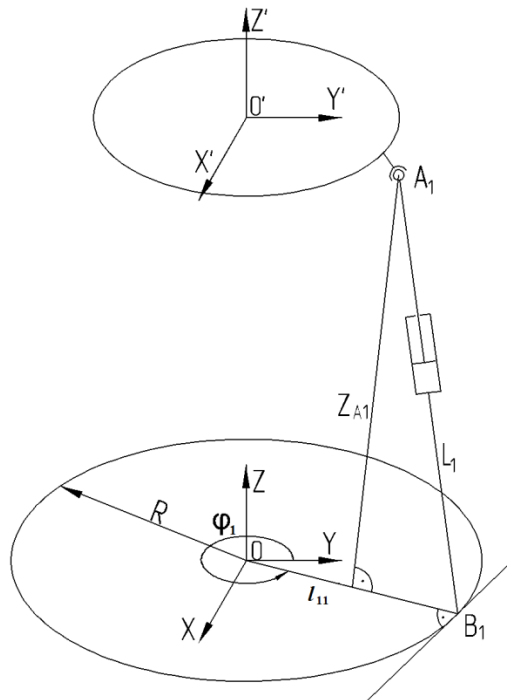


Рис. 3.8. Схема звена механизма для определения обобщенных координат углов

Определим значение угла  $\varphi_1$  (рис. 3.8), представляющего угол между радиус вектором  $l_{11}$  – проекции точки  $A_1$  на плоскости  $XOY$  и положительным направлением оси  $X$  неподвижной системы координат. В зависимости от того, в каком квадранте находится проекция точки  $A_1$  в плоскости основания  $XOY$  (индикатором является знак  $+$  или  $-$  перед координатой  $Y_{A1}$ ) угол определится следующим образом:

если  $Y_{A1} > 0$ , тогда обобщённая координата  $\varphi_1 = \arccos\left(\frac{X_{A1}}{l_{11}}\right)$ ,

если  $Y_{A1} < 0$ , тогда обобщённая координата  $\varphi_1 = 2\pi - \arccos\left(\frac{X_{A1}}{l_{11}}\right)$ .

Далее определим линейную обобщенную координату  $L_1$ :

$L_1 = \sqrt{(R-l_{11})^2 + Z_{A1}^2}$ , где  $l_{11} = \sqrt{X_{A1}^2 + Y_{A1}^2}$  представляет расстояние от центра системы координат до проекции точки  $A_1$  на плоскости  $XOY$ . Для определения обобщенных координат  $\varphi_2$  и  $L_2$  алгоритм аналогичный.

Далее определим обобщенную координату  $\varphi_3$  (обобщенная координата  $\varphi_4$  получается аналогично).

Из рис. 3.9 определим дополнительный угол  $\varphi_{13}$  и в зависимости от того, в каком квадрате окажется проекция точки  $A_3$  угол определяется по одному из ниже приведённых уравнений:

$$\text{при } Y_{A3} > 0, \varphi_{13} = \arccos\left(\frac{X_{A3}}{l_{13}}\right),$$

$$\text{при } Y_{A3} < 0, \varphi_{13} = 2\pi - \arccos\left(\frac{X_{A3}}{l_{13}}\right),$$

где  $l_{13}$  представляет расстояние от начала неподвижной системы координат до проекции точки  $A_3$  на плоскости  $XOY$ :

$$l_{13} = \sqrt{X_{A3}^2 + Y_{A3}^2}$$

Определим значение угла  $\varphi_3$  (рис.3.9), представляющего угол между радиус-вектором  $l_{13}$  – проекции точки  $A_3$  на плоскости  $XOY$  и положительным направлением оси  $X$  неподвижной системы координат. В зависимости от того, в каком квадрате находится проекция точки  $A_3$ .

Из треугольника  $OA_3B_3$  определим значение угла  $\varphi_{33}$  (рис. 3.9):

$$\varphi_{33} = \arccos\left(\frac{R^2 + l_{13}^2 - l_{33}^2}{2Rl_{13}}\right),$$

$$\text{где } l_{33} = \sqrt{L_3^2 - Z_{A3}^2}.$$

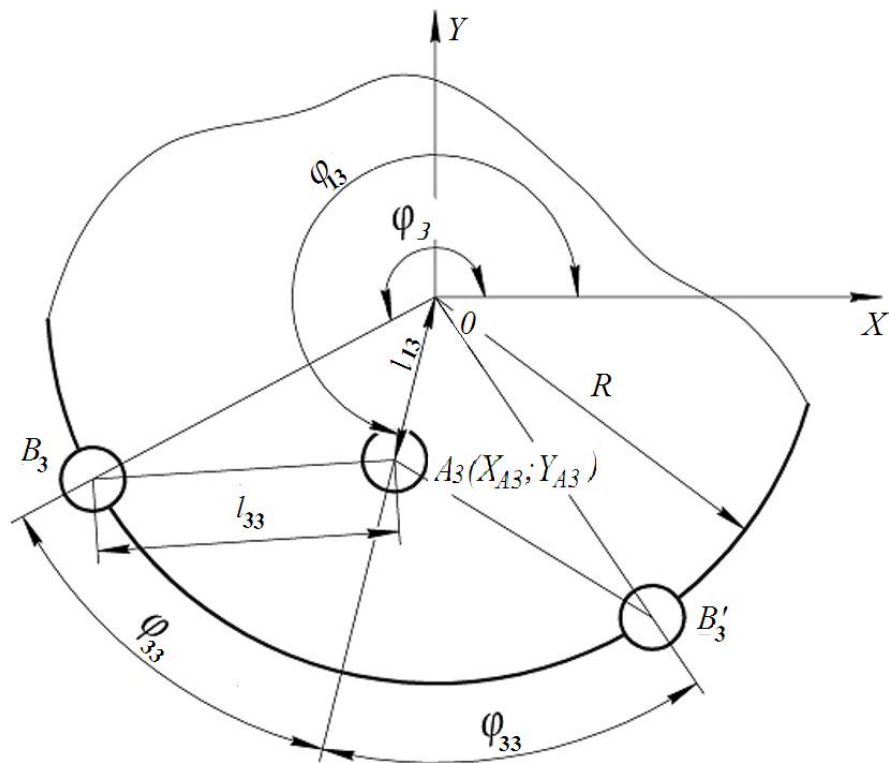


Рис. 3.9. Схема расположения кареток для определения обобщенных координат углов

Из рис.3.9 видно, что из-за неоднозначности решения угол можно установить как по ходу часовой стрелки (положение  $B_i$ ), так и против хода часовой стрелки (положение  $B'_i$ ). Для того, чтобы исключить пересечение кинематических цепей – штанг, а также для симметричной расстановки кареток на основании (точек  $B_3, B_4$ ), предлагается точки  $B_i$  с нечетным индексом установить по ходу часовой стрелки, а с четным порядковым индексом против хода часовой стрелки. Такое расположение точек на основании придаст устойчивости конструкции механизма.

Таким образом, обобщенная  $\varphi_3$  координата определяется следующим образом:

$$\varphi_3 = \varphi_{13} \pm \varphi_{33}.$$

Знак (+) для обобщенной координаты  $\varphi_3$  и (-) для  $\varphi_4$  обобщенной координаты.

Для моделирования границ рабочей зоны данного механизма также

предлагается просканировать выходным звеном по шести координатам внутри параллелепипеда, введя ряд геометрических ограничений, связанных с реализацией положения для определения границ.

В качестве критериев выступают: ограничения длин соединительных штанг, максимальный и минимальный угол расположения соседствующих кареток по дуге окружности основания, не пересечение соединительных штанг, максимальный и минимальный угол наклона соединительных штанг по отношению к нормали к платформе и основанию в шаровых шарнирах, близость или равенство нулю, а также смена знака определителя матрицы плюккеровых координат ортов осей штанг, недопустимость расположения проекции центра масс выходного звена, вне четырехугольника, образованного точками кареток на основании.

Рассмотрим решение первой из этих задач. Критерием ограничения по длине соединительной подцепи является максимальное удаление точек  $A_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 4$ ) по координате  $Z_{Ai}$ . Это удаление не должно превышать длину штанги, а именно  $Z_{Ai} < L$  (рис.3.8), где  $Z_{Ai}$  элементы третьей строки уравнения (3.1), для цепей постоянной длины и  $L_{1\min} < L_1 < L_{1\max}$  и  $L_{2\min} < L_2 < L_{2\max}$ , для цепей с приводными поступательными парами – звено содержащее привод не может растянуться больше допустимой длины и сжаться меньше минимальной.

Максимальный и минимальный угол между осями соседствующих кареток также ограничены. Для решения данной задачи (наименьшее допустимое значение угол  $12^0$ ), рассматриваем векторное произведение радиус-векторов точек. Исходя из конструктивных соображений, минимальный угол сближения в градусах не должен быть меньше  $12^0$ . Векторное произведение  $T_{12}$ , соответствующее центральному углу между точками  $B_1$  и  $B_2$ , равно:

$$T_{12} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \sin \varphi_1 \\ 0 & 0 & -\cos \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.5)$$



Далее находим угол  $UT_{12}$  между радиус-векторами точек базы  $B_1$  и  $B_2$ , измеренный в градусах, а условие максимального сближения соседствующих кареток примет следующий вид:

$$UT_{12} = \frac{180^0}{\pi} \arcsin(T_{123}) \geq 12^0$$

Рассматривая скалярное произведение, которое меняет знак при переходе через  $90^0$ , определяем угол, который не должен превышать допустимое значение  $120^0$ , выбранный по конструктивным соображениям.

$$H_{12} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

$$UH_{12} = \frac{180^0}{\pi} \arccos(H_{123}) \leq 120^0$$

Если векторное произведение (3.5) меньше нуля, нарушается условие не пересечения штаг (кинематических цепей).

Для определения угла между штангой  $A_iB_i$  и нормалью к платформе (выходному звену) находим скалярное произведение между этими векторами. Для этого формируется матрица  $B$  координат точек базы:

$$B = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & \cos \varphi_2 & \cos \varphi_3 & \cos \varphi_4 \\ \sin \varphi_1 & \sin \varphi_2 & \sin \varphi_3 & \sin \varphi_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Далее находим матрицу  $K$ :

$$K = A - B \tag{3.6}$$

Определим векторы  $A_iB_i$ , представляющие шесть столбцов матрицы  $K$ , где матрица  $A$  получена из решения уравнения (3.4). При этом в матрице  $K$  четвертая строка вспомогательная. Определим угол между штангой  $A_1B_1$  и нормалью к плоскости  $XOY$ . Для этого используем скалярное произведение вектора  $A_1B_1$  и

орта оси  $Z$ , для рассматриваемого механизма угол между этими векторами не должен превышать  $11^\circ$ :

$$U_{осн} = \frac{180^\circ}{\pi} \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{L} \begin{pmatrix} K_{11} \\ K_{12} \\ K_{13} \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \right) \right) \leq 11^\circ.$$

Элементы матрицы  $K$  являются координатами вектора  $A_1B_1$  и определяются из уравнения (3.6), а вектор столбец  $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$  является ортом оси  $Z$ .

Угол между штангой  $A_1B_1$  (вектором) и нормалью к плоскости подвижной платформы, с которой связана подвижная система координат, не должен превышать  $22^\circ$  и определяется следующим уравнением:

$$U_{в.з.} = \frac{180^\circ}{\pi} \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{L} \begin{pmatrix} K_{11} \\ K_{21} \\ K_{31} \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} Z'_x \\ Z'_y \\ Z'_z \end{pmatrix} \right) \right) \leq 22^\circ$$

Элементы матрицы  $K$  вновь являются координатами вектора  $A_1B_1$ , вектор  $\begin{pmatrix} Z'_x \\ Z'_y \\ Z'_z \end{pmatrix}$  является ортом оси  $Z'$ , определяемым из соотношения

$$M \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix},$$

где  $M$  – переходная матрица, полученная выше.

Проверка близости к особому положению анализируется путём составления матрицы плюккеровых координат единичных векторов силовых винтов, которые направлены вдоль осей четырех цепей (штанг) и определяются для каждого положения [29]. Матрица плюккеровых координат имеет следующий вид:

$$E = \begin{pmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & X_1^0 & Y_1^0 & Z_1^0 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & X_2^0 & Y_2^0 & Z_2^0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ X_6 & Y_6 & Z_6 & X_6^0 & Y_6^0 & Z_6^0 \end{pmatrix}$$

Все элементы матрицы  $E$  – это плюккеровы координаты соответствующих ортов. Для единичного винта, проходящего через ось кинематической цепи (штанги)  $A_1B_1$  (первая строка), определяются следующим образом:

а) координаты векторной части будут

$$(x_1, y_1, z_1) = (A_1B_{1x}/L, A_1B_{1y}/L, A_1B_{1z}/L),$$

в которой координаты  $A_1B_{1x}$ ,  $A_1B_{1y}$ ,  $A_1B_{1z}$  определяются матрицей  $K$ ,

б) моментная часть плюккеровых координат будет

$$\begin{pmatrix} x_1^0 & y_1^0 & z_1^0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & -B_{31} & B_{21} \\ B_{31} & 0 & -B_{11} \\ -B_{21} & B_{11} & 0 \end{pmatrix}.$$

Плюккервы координаты остальных единичных векторов определяются аналогично.

Индикатором близости к особым положениям является равенство нулю определителя матрицы плюккеровых координат. Вычисляем значение определителя данной матрицы, который не должен быть равен нулю:

$$|\det(E)| \geq 0.$$

Последняя проверка – это недопустимость расположения проекции центра масс выходного звена, вне четырехугольника, образованного точками кареток на основании заключается в следующем. Проекция центра масс выходного звена механизма должна располагаться внутри четырехугольника, образованного точками  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ ,  $B_4$ . Целью данной проверки является предотвращение опрокидывающего момента, возникающего от силы веса в случае, если указанное условие не выполнено. Для осуществления данной проверки формируется вектор  $G$  координат центра масс выходного звена в подвижной системе координат  $X'Y'Z'$

$$G \times \begin{pmatrix} G_x \\ G_y \\ G_z \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Далее, перемножая переходную матрицу  $M$  и вектор  $G$  определим координаты центра масс в неподвижной системе координат  $XYZ$ :

$$G_0 = M \times G.$$

Следующим шагом нужно составить векторное произведение вектора  $B_1B_2$  (хорды, соединяющей точки  $B_1$  и  $B_2$ ) и вектора  $B_1C$ , соединяющего точку  $B_1$  с точкой  $C$  проекции центра масс выходного звена на плоскость основания  $XOY$ :

$$B_1B_2 \times B_1C > 0.$$

Если последнее произведение положительно, то точка  $C$  расположена левее хорды  $B_1B_2$ . В противном случае центр масс будет располагаться правее хорды  $B_1B_2$ . Это значит, что векторное произведение будет меньше нуля. Это условие необходимо проверить для всех хорд, образующих упомянутый четырехугольник на основании механизма.

Рассмотрим численный пример. Будем рассматривать конкретную схему механизма со следующими параметрами:

$$L = 1 \text{ м}; R = 1,0198 \text{ м}; r = 0,95 \text{ м}; L_{max} = 1,05 \text{ м}; L_{min} = 0,95 \text{ м}.$$

Будем использовать следующий шаг (м):

- точки вдоль оси  $OX$  будем сканировать с интервалом 0,05 м,
- точки вдоль оси  $OY$  будем сканировать с интервалом 0,1 м,
- точки вдоль оси  $OZ$  будем сканировать с интервалом 0,01 м.

Сечение рабочего пространства с учетом конструктивных ограничений представлено на рис. 3.10. Рабочее пространство представляет собой тело вращения вокруг оси  $Z$ .

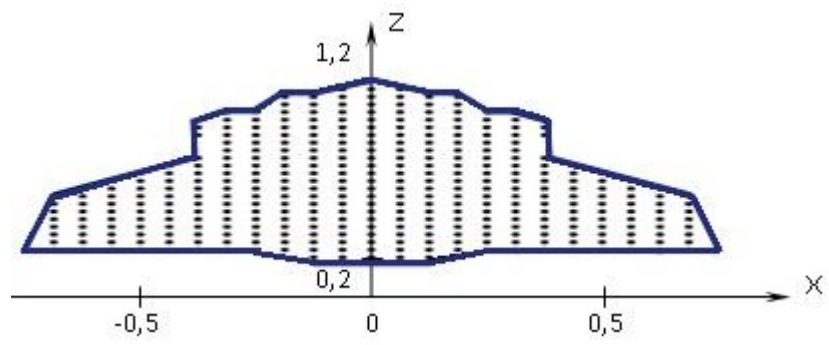


Рис. 3.10. Сечение рабочего пространства механизма с четырьмя кинематическими цепями.

## ГЛАВА 4.

### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ О СКОРОСТЯХ И ПОЛОЖЕНИЯХ ДЛЯ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С КРУГОВОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

В данной главе решены задачи о скоростях и положениях для механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Рассмотрены два механизма, с шестью и четырьмя кинематическими цепями.

#### 4.1. Решение задач о скоростях и положениях для механизма типа «Ротопод»

Рассмотрим решение задачи о скоростях для механизма типа «Ротопод» (рис. 4.1), со следующими параметрами:  $L = 0,98$  м;  $R = 1,0198$  м; где  $L$  – длины штанг,  $R$  – радиус окружности основания,  $r$  – радиус окружности выходного звена.

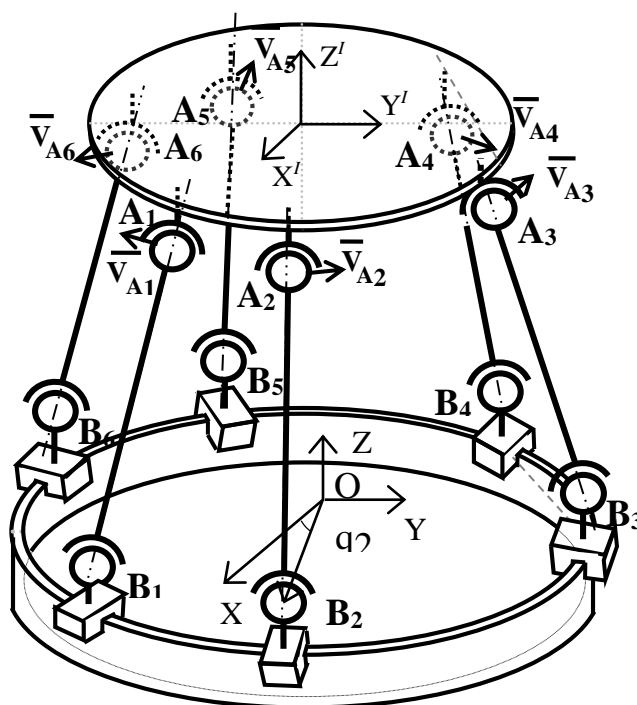


Рис. 4.1. Механизм «Ротопод»

Координаты точек  $A_i$  выходного звена в подвижной системе координат запишем в виде матрицы, центров сферических шарниров выходного звена на окружности радиусом  $r = 0,95$  м.:

$$P_1 = \begin{pmatrix} r - 0,087 \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) & r - 0,087 \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) & -r \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,087 \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \\ -0,0435 & 0,0435 & r \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) - 0,087 \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \\ -r \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) & -r \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) & -r \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,087 \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \\ r \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) - 0,087 & -r \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,087 & -r \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,087 \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Для исследуемого механизма координаты имеют значения:

$$P_1 = \begin{pmatrix} 0,8746 & 0,8746 & -0,3996 & -0,475 & -0,475 & -0,3996 \\ -0,0435 & 0,0435 & 0,7792 & 0,7357 & -0,7357 & -0,7792 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Переведем координаты точек выходного звена из подвижной в неподвижную систему координат основания. Представим переход как последовательность трех вращательных движений – вначале поворот вокруг оси  $OX$  на угол  $\alpha$ , затем на угол  $\beta$  вокруг оси  $OY$  и на угол  $\gamma$  вокруг оси  $OZ$ , и трех поступательных – последовательное смещение на  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $z_1$  вдоль соответственно осей  $OX$ ,  $OY$ ,  $OZ$ .

Матрица  $M$ , описывающая переход из подвижной системы к системе координат основания имеет следующий вид:

$$M = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cos \beta & \cos \gamma \sin \beta \sin \alpha - \sin \gamma \cos \alpha & \sin \gamma \sin \alpha + \cos \gamma \cos \alpha \sin \beta & x_1 \\ \sin \gamma \cos \beta & \cos \gamma \cos \alpha + \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha & \sin \gamma \cos \alpha \sin \beta - \cos \gamma \sin \alpha & y_1 \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \alpha & \cos \beta \cos \alpha & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Запишем матричное произведение  $M \times P_1$ , получим координаты точек выходного звена в неподвижной системе координат  $XYZ$  основания.

Для решения задачи о скоростях запишем уравнения связей, которые имеют вид неявных функций, описывающих положения штанг ротопода (рис. 4.1).

Уравнение связи в неявном виде для каждой штанги  $A_i B_i$  имеет вид:

$$F_i = [(A_{ix} - R \cdot \cos(q_i))^2 + (A_{iy} - R \cdot \sin(q_i))^2 + (A_{iz})^2 - L^2] = 0, \quad (4.1)$$

где  $i = 1, 2, \dots, 6$ ;

$A_{ix}$  – координата точки  $A_i$  по оси  $X$ ;

$A_{iy}$  – координата точки  $A_i$  по оси  $Y$ ;

$A_{iz}$  – координата точки  $A_i$  по оси  $Z$ ;

$q_i$  – обобщенная координата – угол радиус-вектора точки  $A_i$  по отношению положительного направления оси  $OX$  (занимаемой кареткой).

Задача о скоростях решается методом Д. Анджелеса и К. Госслена, который основан на дифференцировании уравнений связей (4.1).

$$\left( \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \right) d\alpha + \left( \frac{\partial F_1}{\partial \beta} \right) d\beta + \dots + \left( \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \right) dq_1 = 0$$

$$\left( \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} \right) d\alpha + \left( \frac{\partial F_2}{\partial \beta} \right) d\beta + \dots + \left( \frac{\partial F_2}{\partial q_2} \right) dq_2 = 0$$

$$\left( \frac{\partial F_3}{\partial \alpha} \right) d\alpha + \left( \frac{\partial F_3}{\partial \beta} \right) d\beta + \dots + \left( \frac{\partial F_3}{\partial q_3} \right) dq_3 = 0$$

$$\left( \frac{\partial F_4}{\partial \alpha} \right) d\alpha + \left( \frac{\partial F_4}{\partial \beta} \right) d\beta + \dots + \left( \frac{\partial F_4}{\partial q_4} \right) dq_4 = 0$$

$$\left( \frac{\partial F_5}{\partial \alpha} \right) d\alpha + \left( \frac{\partial F_5}{\partial \beta} \right) d\beta + \dots + \left( \frac{\partial F_5}{\partial q_5} \right) dq_5 = 0$$



$$\left(\frac{\partial F_6}{\partial \alpha}\right)d\alpha + \left(\frac{\partial F_6}{\partial \beta}\right)d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_6}{\partial q_6}\right)dq_6 = 0$$

Соотношения для полных дифференциалов представим в матричной форме:

$$A \times V = (-B) \times \omega \quad (4.2),$$

где  $A$  – матрица частных производных от неявной функции  $F_i$  по  $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$ ;

$$A = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_1}{\partial \beta} & \frac{\partial F_1}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_1}{\partial x} & \frac{\partial F_1}{\partial y} & \frac{\partial F_1}{\partial z} \\ \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_2}{\partial \beta} & \frac{\partial F_2}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_2}{\partial x} & \frac{\partial F_2}{\partial y} & \frac{\partial F_2}{\partial z} \\ \frac{\partial F_3}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_3}{\partial \beta} & \frac{\partial F_3}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_3}{\partial x} & \frac{\partial F_3}{\partial y} & \frac{\partial F_3}{\partial z} \\ \frac{\partial F_4}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_4}{\partial \beta} & \frac{\partial F_4}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_4}{\partial x} & \frac{\partial F_4}{\partial y} & \frac{\partial F_4}{\partial z} \\ \frac{\partial F_5}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_5}{\partial \beta} & \frac{\partial F_5}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_5}{\partial x} & \frac{\partial F_5}{\partial y} & \frac{\partial F_5}{\partial z} \\ \frac{\partial F_6}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_6}{\partial \beta} & \frac{\partial F_6}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_6}{\partial x} & \frac{\partial F_6}{\partial y} & \frac{\partial F_6}{\partial z} \end{pmatrix}$$

$V$  – вектор абсолютных скоростей центра выходного звена;

$$V = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix}$$

$B$  – матрица частных производных от неявной  $F_i$  функции по обобщенным координатам  $q_i$ ;

$$B = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial F_2}{\partial q_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \frac{\partial F_3}{\partial q_3} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \frac{\partial F_4}{\partial q_4} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \frac{\partial F_5}{\partial q_5} & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_6}{\partial q_6} \end{pmatrix}$$

$\omega$  – вектор обобщенных скоростей во вращательных шарнирах  $Bi$  ;

$$\omega = \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix},$$

Матрицы  $A$  и  $B$  отображают свойства механизма и взаимное расположение кинематических цепей. Как известно, вырожденность матрицы  $B$  свидетельствует об особом положении первого типа, когда механизм теряет одну или несколько степеней свободы, а при вырожденности матрицы  $A$  механизм приобретает неуправляемую подвижность, что соответствует о вырожденности второго типа. Возможен случай третьего типа, когда обе матрицы вырождены.

Определим частные производные от неявной функции по абсолютным и обобщенным координатам при конкретных параметрах механизма (рис. 4.1).

Для первой кинематической цепи имеем:

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} = F_{11} = 2 \cdot (0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\gamma) \cdot 0,0435 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma)) \cdot [1,0198 \cdot \cos(q) - x \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot (0,435 \cdot \sqrt{3-1,024}) + (-0,435) \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + 0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta)]$$

$\cos(\gamma)] + 2 \cdot (-0,435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\gamma) + 0,0435 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)) \cdot [1,0198 \cdot \sin(q) -$   
 $y + \cos(\beta) \cdot \sin(\gamma) \cdot (0,0435 \cdot \sqrt{3} - 1,024) + 0,0435 \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) + 0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)] -$   
 $0,087 \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) \cdot [z - 0,0435 \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) + \sin(\beta) \cdot (0,0435 \cdot \sqrt{3} - 1,024)];$

$\partial F_1 / \partial \beta = F_{12}; \partial F_1 / \partial \gamma = F_{13}; \partial F_1 / \partial x = F_{14}; \partial F_1 / \partial y = F_{15}; \partial F_1 / \partial z = F_{16}; \partial F_1 / \partial q_1 = F_{17}.$

Соответственно для второй кинематической цепи будет:

$$\partial F_2 / \partial \alpha = F_{21}; \partial F_2 / \partial \beta = F_{22} \text{ и т.д.}$$

Аналогично записываются формулы для остальных четырех кинематических цепей.

Решим задачу, задавая следующие координаты положения центра выходного звена относительно неподвижной системы координат:

$$x=0; y=0; z=0,7; \alpha=0; \beta=0; \gamma=0.$$

Из уравнения (4.1) при заданных параметрах получим значения обобщенных координат  $q_i$ .

$$q_1=5,53; q_2=0,754; q_3=1,341; q_4=2,848; q_5=3,435; q_6=4,942.$$

Запишем матрицы  $A$  и  $B$ :

$$A = \begin{pmatrix} -0,061 & -1,328 & 1,259 & 0,409 & 1,308 & 1,4 \\ 0,061 & -1,328 & -1,260 & 0,411 & -1,309 & 1,4 \\ 1,181 & -0,611 & 1,863 & -2,360 & 0,290 & 1,4 \\ 1,120 & 0,717 & 0,674 & -1,489 & 1,009 & 1,4 \\ -1,120 & 0,717 & 1,864 & 0,928 & -2,190 & 1,4 \\ -1,181 & -0,611 & -1 & -1,338 & 0,299 & 1,4 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -1,259 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1,260 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1,863 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1,478 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1,864 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1,259 \end{pmatrix}$$

Используя значения матриц  $A$  и  $B$ , получаем выражения для скоростей:

$$\begin{pmatrix} -0,061 & -1,328 & 1,259 & 0,409 & 1,308 & 1,4 \\ 0,061 & -1,328 & -1,260 & 0,411 & -1,309 & 1,4 \\ 1,181 & -0,611 & 1,863 & -2,360 & 0,290 & 1,4 \\ 1,120 & 0,717 & 0,674 & -1,489 & 1,009 & 1,4 \\ -1,120 & 0,717 & 1,864 & 0,928 & -2,190 & 1,4 \\ -1,181 & -0,611 & -1 & -1,338 & 0,299 & 1,4 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} = \\
 - \begin{pmatrix} -1,259 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1,260 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1,259 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1,259 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1,260 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1,259 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix}$$

Таким образом решив задачу о скоростях, далее решаем задачу о положениях.

Применим полученные выражения для решения прямой задачи о положениях. Можно взять некоторое начальное положение, для которого известны как обобщенные, так и абсолютные координаты, и далее, давая малые приращения обобщенным координатам, находим приращения абсолютных координат. Из указанного ранее положения дадим приращения обобщенным координатам, равные 0,1 рад, и найдем приращения абсолютных координат:

$$\begin{pmatrix} -0,061 & -1,328 & 1,259 & 0,409 & 1,308 & 1,4 \\ 0,061 & -1,328 & -1,260 & 0,411 & -1,309 & 1,4 \\ 1,181 & -0,611 & 1,863 & -2,360 & 0,290 & 1,4 \\ 1,120 & 0,717 & 0,674 & -1,489 & 1,009 & 1,4 \\ -1,120 & 0,717 & 1,864 & 0,928 & -2,190 & 1,4 \\ -1,181 & -0,611 & -1,259 & -1,338 & 0,299 & 1,4 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \gamma \end{pmatrix} =$$

$$- \begin{pmatrix} -1,259 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1,260 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1,259 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1,259 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1,260 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1,259 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \end{pmatrix}$$

$$\Delta V = \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0,1 \end{pmatrix}$$

Вектор столбец  $\Delta V$  свидетельствует, что выходное звено механизма совершает вращение вокруг оси  $Z$  на угол  $0,1$  рад.

В результате решения получаем значения абсолютных координат, и таким образом, прямая задача решена.

$$x_1 = x + \Delta x = 0; y_1 = y + \Delta y = 0; z_1 = z + \Delta z = 0,7;$$

$$\alpha_1 = \alpha + \Delta \alpha = 0; \beta_1 = \beta + \Delta \beta = 0; \gamma_1 = \gamma + \Delta \gamma = 0,1$$

Таким образом, представлено итерационное решение задачи о бесконечно малых перемещениях и соответственно о скоростях механизма параллельной структуры с круговой направляющей. Задача решена на основе дифференцирования уравнений связей.

#### 4.2. Решение задач о скоростях и положениях для механизма с четырьмя кинематическими цепями

В данном параграфе рассмотрим решение задачи о скоростях для механизма с четырьмя кинематическими цепями (рис. 4.2). В двух цепях имеем лишь вращательные приводы (каретки). В двух цепях кроме вращательных двигателей, имеются еще и поступательные. Рассматриваем схему механизма в котором были заданы геометрические размеры механизма со следующими параметрами:

$$R = 3 \text{ м}; r = \sqrt{5} \text{ м}; L = 1 \text{ м}; L_{\max} = 1,2 \text{ м}; L_{\min} = 0,2 \text{ м}.$$

Задача о скоростях для механизма с четырьмя кинематическими цепями и круговой направляющей решается аналогично предыдущей задаче.

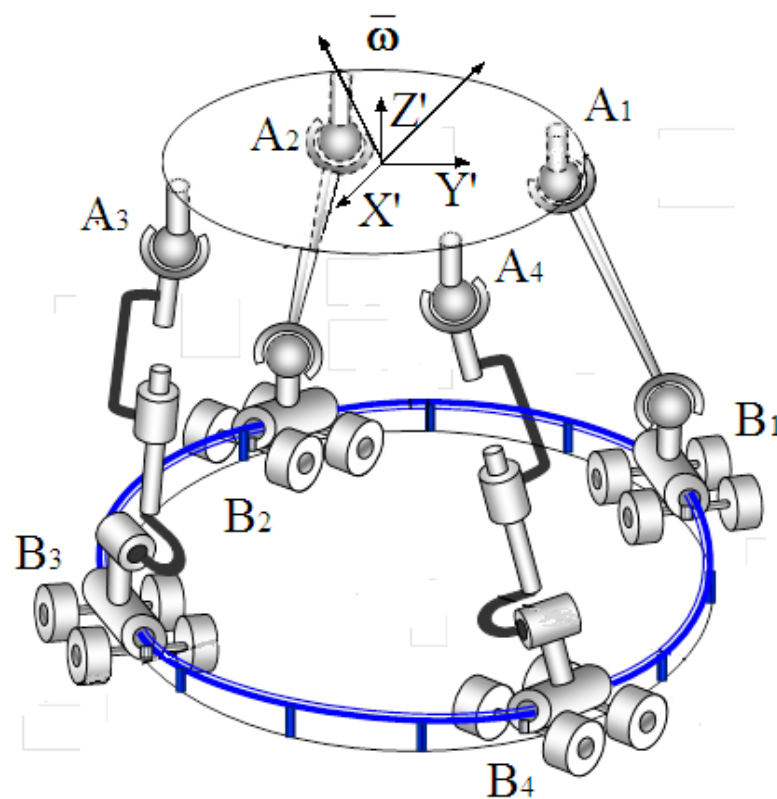


Рис. 4.2. Механизм параллельной структуры с круговой направляющей и четырьмя кинематическими цепями

Для исследуемого механизма координаты точек  $A_i$  выходного звена имеют значения:

$$P_1 = \begin{pmatrix} -1 & 1 & 1 & -1 \\ -2 & -2 & 2 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Переведем координаты точек выходного звена из подвижной в неподвижную систему координат основания. Представим переход как последовательность трех вращательных движений – вначале поворот вокруг оси  $OX$  на угол  $\alpha$ , затем на угол  $\beta$  вокруг оси  $OY$  и на угол  $\gamma$  вокруг оси  $OZ$ , и трех поступательных – последовательное смещение на  $x_1, y_1, z_1$  вдоль соответственно осей  $OX, OY, OZ$ .

Матрица  $M$ , описывающая переход из подвижной системы к системе координат основания имеет следующий вид:

$$M = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cos \beta & \cos \gamma \sin \beta \sin \alpha - \sin \gamma \cos \alpha & \sin \gamma \sin \alpha + \cos \gamma \cos \alpha \sin \beta & x_1 \\ \sin \gamma \cos \beta & \cos \gamma \cos \alpha + \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha & \sin \gamma \cos \alpha \sin \beta - \cos \gamma \sin \alpha & y_1 \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \alpha & \cos \beta \cos \alpha & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Запишем матричное произведение  $M \times P_1$ , получим координаты точек выходного звена в неподвижной системе координат  $XYZ$  основания.

Для решения задачи о скоростях запишем уравнения связей, которые имеют вид неявных функций, описывающих положения штанг ротопода (рис.4.2).

Уравнение связи в неявном виде для первых двух штанг  $A_1B_1$  и  $A_2B_2$  с постоянной длиной имеет вид:

$$F_1 = [(A_{1x} - R \cdot \cos(q_1))^2 + (A_{1y} - R \cdot \sin(q_1))^2 + (A_{1z})^2 - L^2] = 0,$$

$$F_2 = [(A_{2x} - R \cdot \cos(q_2))^2 + (A_{2y} - R \cdot \sin(q_2))^2 + (A_{2z})^2 - L^2] = 0.$$

Запишем уравнение связи в неявном виде для двух других штанг  $A_3B_3$  и  $A_4B_4$  с переменной длиной:

$$F_3 = [(A_{3x} - R \cdot \cos(q_3))^2 + (A_{3y} - R \cdot \sin(q_3))^2 + (A_{3z})^2 - q_5^2] = 0$$

$$F_4 = [(A_{4x} - R \cdot \cos(q_4))^2 + (A_{4y} - R \cdot \sin(q_4))^2 + (A_{4z})^2 - q_6^2] = 0$$

$A_{ix}$  – координата точки  $A_i$  по оси  $X$ ;

$A_{iy}$  – координата точки  $A_i$  по оси  $Y$ ;

$A_{iz}$  – координата точки  $A_i$  по оси  $Z$ ;

$q_i$  – обобщенная координата – угол радиус-вектора точки  $A_i$  по отношению положительного направления оси  $OX$  (занимаемой кареткой).

Задача о скоростях решается методом Д. Анджелеса и К. Госслена, который основан на дифференцировании уравнений связей (4.1).

$$\left(\frac{\partial F_1}{\partial \alpha}\right) d\alpha + \left(\frac{\partial F_1}{\partial \beta}\right) d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_1}{\partial q_1}\right) dq_1 = 0$$

$$\left(\frac{\partial F_2}{\partial \alpha}\right) d\alpha + \left(\frac{\partial F_2}{\partial \beta}\right) d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_2}{\partial q_2}\right) dq_2 = 0$$

$$\left(\frac{\partial F_3}{\partial \alpha}\right) d\alpha + \left(\frac{\partial F_3}{\partial \beta}\right) d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_3}{\partial q_3}\right) dq_3 = 0$$

$$\left(\frac{\partial F_4}{\partial \alpha}\right) d\alpha + \left(\frac{\partial F_4}{\partial \beta}\right) d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_4}{\partial q_4}\right) dq_4 = 0$$

$$\left(\frac{\partial F_5}{\partial \alpha}\right) d\alpha + \left(\frac{\partial F_5}{\partial \beta}\right) d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_5}{\partial q_5}\right) dq_5 = 0$$

$$\left(\frac{\partial F_6}{\partial \alpha}\right) d\alpha + \left(\frac{\partial F_6}{\partial \beta}\right) d\beta + \dots + \left(\frac{\partial F_6}{\partial q_6}\right) dq_6 = 0$$

Соотношения для полных дифференциалов представим в матричной форме:

$$A \cdot V = (-B) \cdot \omega,$$

где  $A$  – матрица частных производных от неявной функции  $F_i$  по  $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$ ;



$$A = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_1}{\partial \beta} & \frac{\partial F_1}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_1}{\partial x} & \frac{\partial F_1}{\partial y} & \frac{\partial F_1}{\partial z} \\ \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_2}{\partial \beta} & \frac{\partial F_2}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_2}{\partial x} & \frac{\partial F_2}{\partial y} & \frac{\partial F_2}{\partial z} \\ \frac{\partial F_3}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_3}{\partial \beta} & \frac{\partial F_3}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_3}{\partial x} & \frac{\partial F_3}{\partial y} & \frac{\partial F_3}{\partial z} \\ \frac{\partial F_4}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_4}{\partial \beta} & \frac{\partial F_4}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_4}{\partial x} & \frac{\partial F_4}{\partial y} & \frac{\partial F_4}{\partial z} \\ \frac{\partial F_5}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_5}{\partial \beta} & \frac{\partial F_5}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_5}{\partial x} & \frac{\partial F_5}{\partial y} & \frac{\partial F_5}{\partial z} \\ \frac{\partial F_6}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_6}{\partial \beta} & \frac{\partial F_6}{\partial \gamma} & \frac{\partial F_6}{\partial x} & \frac{\partial F_6}{\partial y} & \frac{\partial F_6}{\partial z} \end{pmatrix}$$

$B$  – матрица частных производных от неявной  $F_i$  функции по обобщенным координатам  $q_i$ ;

$$B = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial F_2}{\partial q_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \frac{\partial F_3}{\partial q_3} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \frac{\partial F_4}{\partial q_4} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \frac{\partial F_5}{\partial q_5} & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_6}{\partial q_6} \end{pmatrix}$$

$V$  – вектор абсолютных скоростей центра выходного звена;

$$V = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix},$$

$\omega$  – вектор обобщенных скоростей во вращательных шарнирах  $Bi$  ;

$$\omega = \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix},$$

Матрицы  $A$  и  $B$  отображают свойства механизма и взаимное расположение кинематических цепей. Как известно, вырожденность матрицы  $B$  свидетельствует об особом положении первого типа, когда механизм теряет одну или несколько степеней свободы, а при вырожденности матрицы  $A$  механизм приобретает неуправляемую подвижность, что соответствует о вырожденности второго типа. Возможен случай третьего типа, когда обе матрицы вырождены.

Определим частные производные от неявной функции по абсолютным и обобщенным координатам при конкретных параметрах механизма (рис. 4.2).

Для первой кинематической цепи имеем:

$$\begin{aligned} \partial F_1 / \partial \alpha &= F_{11}; \quad \partial F_1 / \partial \beta = F_{12}; \quad \partial F_1 / \partial \gamma = F_{13}; \quad \partial F_1 / \partial x = F_{14}; \quad \partial F_1 / \partial y = F_{15}; \quad \partial F_1 / \partial z = F_{16}; \\ \partial F_1 / \partial q_1 &= F_{17}. \end{aligned}$$

Соответственно для второй кинематической цепи будет:

$$\partial F_2 / \partial \alpha = F_{21}; \quad \partial F_2 / \partial \beta = F_{22} \text{ и т.д.}$$

Для третьей кинематической цепи имеем:

$$\begin{aligned} \partial F_3 / \partial \alpha &= F_{31}; \quad \partial F_3 / \partial \beta = F_{32}; \quad \partial F_3 / \partial \gamma = F_{33}; \quad \partial F_3 / \partial x = F_{34}; \quad \partial F_3 / \partial y = F_{35}; \quad \partial F_3 / \partial z = F_{36}; \\ \partial F_3 / \partial q_3 &= F_{37}; \quad \partial F_3 / \partial q_5 = F_{38}. \end{aligned}$$

Соответственно для четвертой кинематической цепи будет:

$$\partial F_4/\partial\alpha=F_{41}; \partial F_4/\partial\beta=F_{42}; \text{ и т.д.}$$

Решим задачу, задавая следующие координаты положения центра выходного звена относительно неподвижной системы координат:

$$x=0; y=0; z=0,172; \alpha=0; \beta=0; \gamma=0.$$

Из уравнения (4.1) при заданных параметрах получим значения обобщенных координат  $q_i$ .

$$q_1=1,107; q_2=2,034; q_3=4,373; q_4=5,052; q_5=0,783; q_6=0,783.$$

Запишем матрицы  $A$  и  $B$ :

$$A = \begin{pmatrix} 0,688 & -0,688 & 0 & -0,684 & -1,366 & 0,344 \\ 0,688 & 0,344 & 0 & 0,684 & -1,366 & 0,344 \\ -0,688 & 0,344 & -1,663 & 0 & 1,658 & 0,344 \\ -0,688 & -0,344 & 1,66 & 0 & 1,657 & 0,344 \\ 0 & 0 & -5,589 & 2,235 & -1,118 & 0 \\ 0 & 0 & 5,594 & -2,238 & -1,118 & 0 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -1,566 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1,566 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1,663 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1,66 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5,588 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -5,598 \end{pmatrix}$$

Используя значения матриц  $A$  и  $B$ , получаем выражения для скоростей:

$$\begin{pmatrix} 0,688 & -0,688 & 0 & -0,684 & -1,366 & 0,344 \\ 0,688 & 0,344 & 0 & 0,684 & -1,366 & 0,344 \\ -0,688 & 0,344 & -1,663 & 0 & 1,658 & 0,344 \\ -0,688 & -0,344 & 1,66 & 0 & 1,657 & 0,344 \\ 0 & 0 & -5,589 & 2,235 & -1,118 & 0 \\ 0 & 0 & 5,594 & -2,238 & -1,118 & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} =$$

$$- \begin{pmatrix} -1,566 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1,566 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1,663 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1,66 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5,588 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -5,598 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix}$$

Таким образом решив задачу о скоростях, далее решаем задачу о положениях.

Применим полученные выражения для решения прямой задачи о положениях. Можно взять некоторое начальное положение, для которого известны как обобщенные, так и абсолютные координаты, и далее, давая малые приращения обобщенным координатам, находим приращения абсолютных координат. Из указанного ранее положения дадим приращения обобщенным координатам, равные 0,1 рад, и найдём приращения абсолютных координат:

$$\begin{pmatrix} 0,688 & -0,688 & 0 & -0,684 & -1,366 & 0,344 \\ 0,688 & 0,344 & 0 & 0,684 & -1,366 & 0,344 \\ -0,688 & 0,344 & -1,663 & 0 & 1,658 & 0,344 \\ -0,688 & -0,344 & 1,66 & 0 & 1,657 & 0,344 \\ 0 & 0 & -5,589 & 2,235 & -1,118 & 0 \\ 0 & 0 & 5,594 & -2,238 & -1,118 & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \gamma \end{pmatrix} =$$

$$- \begin{pmatrix} -1,566 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1,566 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1,663 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1,66 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5,588 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -5,598 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\Delta V = \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0,1 \end{pmatrix}$$

Из вектор столбца  $\Delta V$  видно, что выходное звено механизма совершает вращение вокруг оси  $Z$  на угол  $0,1$  рад.

Определяем в результате решения значения абсолютных координат, и таким образом решена прямая задача.

$$x_1 = x + \Delta x = 0; y_1 = y + \Delta y = 0; z_1 = z + \Delta z = 0,172;$$

$$\alpha_1 = \alpha + \Delta \alpha = 0; \beta_1 = \beta + \Delta \beta = 0; \gamma_1 = \gamma + \Delta \gamma = 0,1$$

Таким образом, представлено итерационное решение задач о бесконечно малых перемещениях и соответственно о скоростях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Задачи решены путем дифференцирования уравнений связей.

## ГЛАВА 5. РАЗРАБОТКА ДЕЙСТВУЮЩЕЙ МОДЕЛИ ТРЕНАЖЕРА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ

### 5.1. Обоснование выбора схемы натурной модели механизма

Обоснование работоспособности механизма проведем на основании винтового исчисления. Во второй главе был проведен структурный синтез, а также были указаны кинематические винты соответствующие кинематическим парам каждой цепи. Теперь на этой основе уясним функциональные возможности.

Рассмотрим одну кинематическую цепь, содержащую каретку (вращательная кинематическая пара с вертикальной осью), а также две сферические кинематические пары – это соответствует механизму ротопода (рис. 5.1).

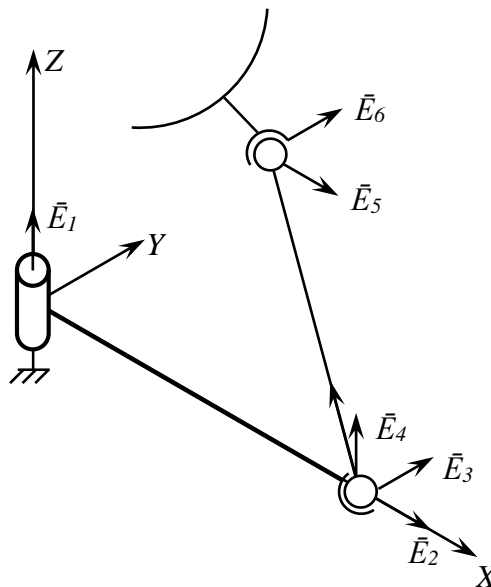


Рис. 5.1. Кинематическая цепь ротопода.

Неподвижная система координат расположена таким образом, что ось  $Z$  совпадает с осью вращательной пары, ось  $X$  в данном конкретном положении расположена по радиусу, соединяющему начало координат со сферической парой. Данной цепи соответствует шесть вращательных кинематических пар с единичными винтами –  $\vec{E}_1 \div \vec{E}_6$ . Расположение винта –  $\vec{E}_1$  очевидно, остальные вращательные пары направим вдоль оси координат. Определитель данной матрицы равен: 0, что свидетельствует о неработоспособности механизма:

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0,5 \end{vmatrix} = 0$$

В данном случае точки  $A$  и  $B$ , являющиеся центрами сферических пар, лежат в одной плоскости, проходящей через ось  $Z$ . Точка  $B$  имеет координаты (1; 0; 0), точка  $A$  имеет координаты (0,5; 0; 1). Равенство нулю определителя говорит о сингулярности первого типа, когда потеряна одна степень свободы. В силу этого необходимо изменить положение точки  $A$  относительно точки  $B$ .

Пусть например, точка  $A$  сместилась и имеет координаты (0,5; 0,2; 1). В этом случае плюккеровы координаты единичных векторов осей первых четырех кинематических пар будут иметь неизменное значение, а для того чтобы найти плюккеровы координаты ортов пятой и шестой осей найдем векторные произведения:

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ 0,5 & 0,2 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = i \cdot 0 + j \cdot 1 + k \cdot -0,2$$

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ 0,5 & 0,2 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = i \cdot -1 + j \cdot 0 + k \cdot 0,5$$

Здесь вторая строка определяет координаты точки  $A$ , а третья строка определяет координаты единичного вектора соответствующей кинематической пары. Определитель данной матрицы равен:  $-0,2$ , т.е. не равен нулю, что свидетельствует о работоспособности механизма:

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -0,2 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0,5 \end{vmatrix} = -0,2 \neq 0$$

Таким образом, в рабочем положении точки  $A$  и  $B$  не должны лежать в одной плоскости.

Рассмотрим другую кинематическую цепь, содержащую три вращательные и одну сферическую пары (рис. 5.2).

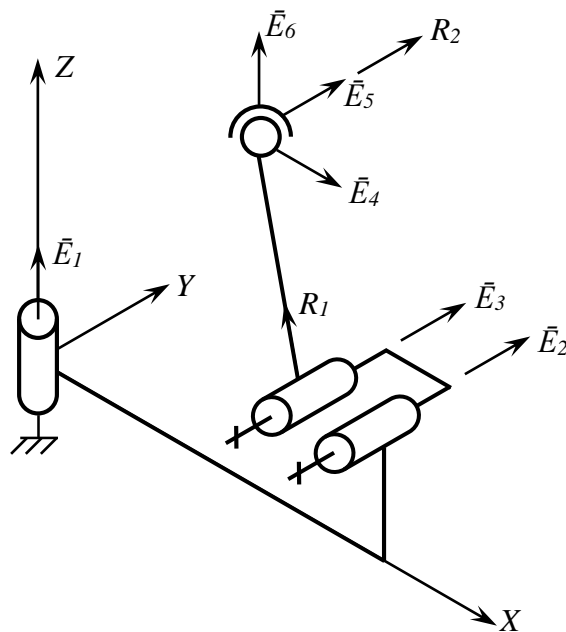


Рис. 5.2. Кинематическая цепь с тремя вращательными и одной сферической парой

Неподвижная система координат снова расположена таким образом, что ось  $Z$  совпадает с осью вращательной пары, ось  $X$  в данном конкретном положении



расположена по радиусу, соединяющему начало координат со второй вращательной парой, третья вращательная пара расположена параллельно оси второй вращательной пары. Данной цепи соответствует шесть вращательных кинематических пар с единичными винтами  $\vec{E}_1 \div \vec{E}_6$ . Расположение винта  $\vec{E}_1$  снова соответствует оси  $Z$ , остальные вращательные пары расположены параллельно оси  $Y$ , три кинематические пары с единичными винтами  $\vec{E}_4, \vec{E}_5, \vec{E}_6$  расположены параллельно осям координат.

Определитель данной матрицы равен:  $-0,25$ , т.е. не равен нулю, что свидетельствует о работоспособности механизма:

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0,5 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0,5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -0,5 & 0 \end{vmatrix} = -0,25 \neq 0$$

В данном случае точка  $A$  лежит в плоскости проходящей через ось  $Z$ , однако сингулярность первого типа отсутствует. Таким образом, такое расположение кинематических пар вполне работоспособно.

Отметим, что в качестве второго привода кинематической цепи по рис.5.2 может выступать линейный двигатель, от этого результат, связанный с отсутствием сингулярности не изменится.

Далее рассмотрим расположение кинематических цепей, которое должно обеспечить работоспособность робототехнической системы в целом. Как отмечалось, кинематическая цепь, содержащая одну вращательную и две сферические пары, должна располагаться так что бы  $A$  и  $B$  не были бы расположены в плоскости, содержащей ось  $Z$ . Это одно из условий расположения кинематических цепей. Другим условием является не вырожденность системы силовых винтов действующих между кинематическими цепями и выходным звеном. В противном случае имело бы место сингулярность второго типа.

Найдем силовой винт, передаваемый кинематической цепью по рис. 5.1 на выходное звено. Этот силовой винт должен быть взаимен ортам осей не приводных кинематических пар данной цепи. Таковыми ортами являются  $\vec{E}_2 \div \vec{E}_6$  (см. рис. 5.1). Вполне очевидно, что силовой винт, взаимный этим пяти ортам, это силовой винт нулевого параметра (сила) расположенная по оси, проходящей через точки  $A$  и  $B$ . Плюккерovy координаты этого силового винта определяются как координаты вектора и момента относительно начала координат.

Для кинематической цепи по рис. 5.2 должны иметь место два силовых винта, взаимных ортам осей не приводных пар. Таковых кинематических пар четыре  $\vec{E}_3 \div \vec{E}_6$ . Очевидно, что одним из силовых винтов будет сила, расположенная по оси проходящей через точки  $A$  и  $B$ . Второй силовой винт это сила, проходящая через точку  $A$  и параллельная оси единичного вектора  $\vec{E}_3$  – она параллельна горизонтальной плоскости. Найдя указанные силовые винты можно уяснить работоспособность данного устройства.

Целесообразно рассмотреть еще кинематическую цепь, в которой между точками  $B$  и  $A$  расположен линейный двигатель (рис. 5.3).

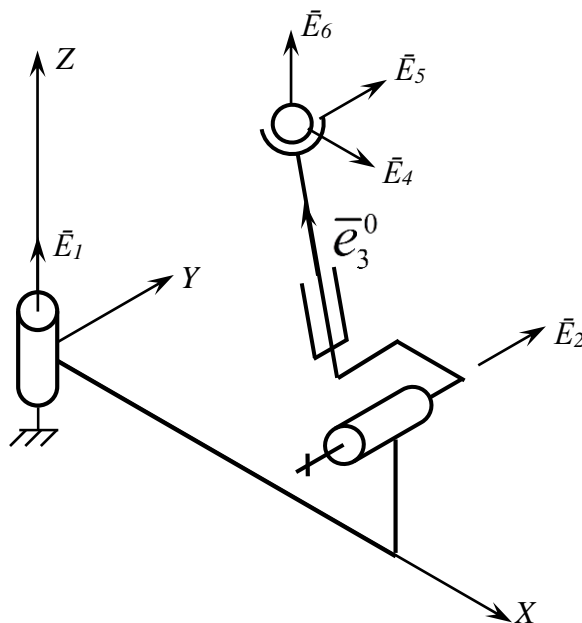


Рис. 5.3. Кинематическая цепь с двумя вращательными, поступательной и сферической парами

Неподвижная система координат расположена аналогичным образом. Данной цепи соответствует пять вращательных кинематических пар с единичными винтами  $\vec{E}_1, \vec{E}_2, \vec{E}_4, \vec{E}_5, \vec{E}_6$  и одна поступательная пара, соответствующая винту  $\vec{E}_3$ . Расположение винта  $\vec{E}_1$  снова соответствует оси  $Z$ , ось вращательной пары  $\vec{E}_2$  расположена параллельно оси  $Y$ , три кинематические пары с единичными винтами  $\vec{E}_4, \vec{E}_5, \vec{E}_6$  расположены параллельно осям координат.

Целесообразно рассмотреть еще кинематическую цепь, в которой между точками  $B$  и  $A$  расположен линейный двигатель (рис. 5.3).

Неподвижная система координат расположена аналогичным образом. Данной цепи соответствует пять вращательных кинематических пар с единичными винтами  $\vec{E}_1, \vec{E}_2, \vec{E}_4, \vec{E}_5, \vec{E}_6$  и одна поступательная пара, соответствующая винту  $\vec{E}_3$ . Расположение винта  $\vec{E}_1$  снова соответствует оси  $Z$ , ось вращательной пары  $\vec{E}_2$  расположена параллельно оси  $Y$ , три кинематические пары с единичными винтами  $\vec{E}_4, \vec{E}_5, \vec{E}_6$  расположены параллельно осям координат. В данном случае точки  $A$  и  $B$  лежат в одной плоскости, проходящей через ось  $Z$ . Точка  $B$  имеет координаты  $(1; 0; 0)$ , точка  $A$  имеет координаты  $(0,5; 0; 1)$ . Индикатором близости к особым положениям является равенство нулю определителя матрицы плюккеровых координат. Определитель данной матрицы равен:  $0,625$ , т.е. не равен нулю, что свидетельствует о работоспособности механизма:

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -0,5 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0,5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -0,5 & 0 \end{vmatrix} = 0,625 \neq 0$$

Для схемы натурной модели тренажера выбираем четыре кинематические цепи, две из которых соответствуют рис. 5.1 и две соответствуют рис. 5.2. Определенная рабочая зона для этой структурной схемы механизма (рис. 3.10) обеспечивает наибольший объем рабочего пространства, что свидетельствует о целесообразности выбора схемы для тренажера.

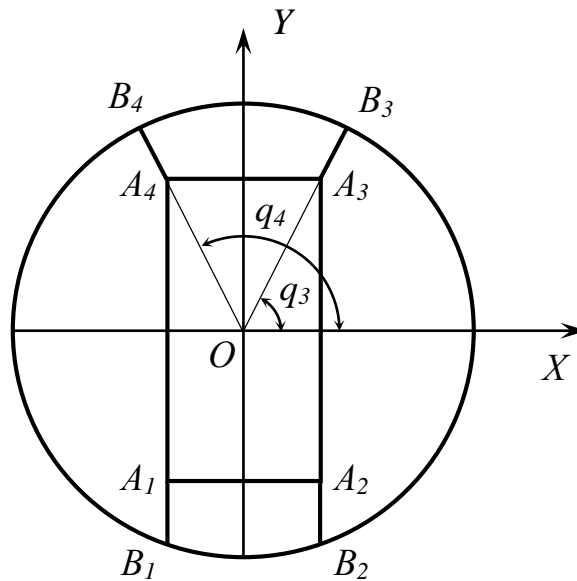


Рис. 5.4. Схема механизма тренажера

Затем задав геометрические размеры схемы механизма тренажера в масштабе 1:20 (рис. 5.4) проверяем работоспособность механизма с выбранными кинематическими цепями. Положение выходного звена (автомобиля) характеризуется координатами точек  $A_1 \div A_4$ . Точка  $A_1$  имеет координаты  $(-1; -2; 1)$  (м); точка  $A_2$  имеет координаты  $(1; -2; 1)$  (м);  $A_3 - (1; 2; 1)$ ;  $A_4 - (-1; 2; 1)$ . Будем считать, что координата  $Z$  всех этих точек равна одному метру. Найдем координаты точек  $B_1 \div B_4$ . Точка  $B_1$  имеет координаты  $(-1; -\sqrt{(3^2 - 1)} = -2,828; 0)$ . Соответственно точка  $B_2$  имеет координаты  $(1; -2,828; 0)$ . Согласно тому, что точки  $A_3$  и  $B_3$  расположены на одной прямой, проходящей через точку  $O$ , получаем следующие координаты точки  $B_3$   $\left(\frac{3}{\sqrt{5}} = 1,3416; \frac{6}{\sqrt{5}} = 2,6833\right)$  (м).

Соответственно этому точка  $B_4$  имеет координаты  $\left(-\frac{3}{\sqrt{5}}=1,3416; \frac{6}{\sqrt{5}}=2,6833\right)$ .

Считаем, что координаты  $Z$  всех точек  $B$  равны нулю.

Теперь мы должны найти силовые винты. Для этого нужно знать длины звеньев кинематических цепей. Используем теорему Пифагора. Для первой цепи длина стержня, соединяющего точки  $A_1$  и  $B_1$  будет равна

$$l_1 = \sqrt{1^2 + (\sqrt{(3^2 - 1)} - 2)^2} = 1,298$$

Соответственно для второй цепи  $l_2=l_1=1,298$  (м).

Для третьей цепи: длина  $l_3$  (переменная величина)  $=\sqrt{(3-\sqrt{5})^2 + 1^2} = 1,259$  (м).

Для четвертой цепи; длина  $l_4=l_3=1,259$  (м).

Отметим, что обобщённые координаты, характеризующие поворот кареток цепей 1, 2, 3 и 4, могут быть найдены из координат точек  $B_1; B_2; B_3$  и  $B_4$ , соответственно:  $q_1 = \arctg y_{b1}/x_{b1} + \pi$ ;  $q_2 = -\arctg y_{b2}/|x_{b2}|$ ;

$$q_3 = \arctg y_{b3}/x_{b3}; q_4 = \pi - \arctg y_{b4}/|x_{b4}|.$$

$$q_1 = \arctg |-2,828/|-1| + \pi = 4,371; \quad q_2 = -\arctg |-2,828/|1| = -1,231;$$

$$q_3 = \arctg 2,683/1,342 = 1,107; \quad q_4 = \pi - \arctg |2,683/|-1,342| = 2,033.$$

Рассмотрим определение плюккеровых координат силовых винтов. Для первой кинематической цепи координаты единичного вектора будут иметь значения:  $X_1 = (x_{a1} - x_{b1})/l_1$ ;  $Y_1 = (y_{a1} - y_{b1})/l_1$ ;  $Z_1 = (z_{a1} - z_{b1})/l_1$ .

$$X_1=0; Y_1=0,638; Z_1=0,77.$$

Координаты моментной части  $(X_1^0; Y_1^0; Z_1^0)$  будут иметь значения, соответствующие векторному произведению радиуса вектора точки  $B_1$  ( $A_1$ ) на единичный вектор найденный выше. Для данного случая координаты моментной части будут иметь значения:

$$\begin{pmatrix} X_{B_1} \\ Y_{B_1} \\ Z_{B_1} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 \\ -2,828 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0,638 \\ 0,77 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -2,178 \\ 0,77 \\ -0,638 \end{pmatrix}$$

Для второй кинематической цепи координаты единичного вектора будут иметь значения:  $X_2 = (x_{a2} - x_{b2})/l_2$ ;  $Y_2 = (y_{a2} - y_{b2})/l_2$ ;  $Z_2 = (z_{a2} - z_{b2})/l_2$ .

$$X_2=0; Y_2=0,638; Z_2=0,77.$$

Координаты моментной части  $(X_2^0; Y_2^0; Z_2^0)$  будут иметь значения, соответствующие векторному произведению радиуса вектора точки  $B_2$  ( $A_2$ ) на единичный вектор найденный выше. Для данного случая координаты моментной части будут иметь значения:

$$\begin{pmatrix} X_{B_2} \\ Y_{B_2} \\ Z_{B_2} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ Z_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 \\ -2,828 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0,638 \\ 0,77 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -2,178 \\ 0,77 \\ -0,638 \end{pmatrix}$$

Для третьей кинематической цепи будут иметь место два силовых винта. Один из них направлен вдоль оси линейного двигателя, а второй, как это следует из анализа кинематических винтов, будет проходить через точку  $A_3$  параллельно касательной к окружности, имеющей центр в точке  $O$ . В соответствии с этим, координаты единичного вектора первого винта будут иметь значения:  $X_{31} = (x_{a3} - x_{b3})/l_3$ ;  $Y_{31} = (y_{a3} - y_{b3})/l_3$ ;  $Z_{31} = (z_{a3} - z_{b3})/l_3$ .

$$X_{31} = -0,272; Y_{31} = -0,542; Z_{31} = 0,794.$$

Координаты моментной части  $(X_{31}^0; Y_{31}^0; Z_{31}^0)$  будут иметь значения, соответствующие векторному произведению радиуса вектора точки  $B_3$  ( $A_3$ ) на единичный вектор найденный выше. Для данного случая координаты моментной части будут иметь значения:

$$\begin{pmatrix} X_{B_3} \\ Y_{B_3} \\ Z_{B_3} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_{31} \\ Y_{31} \\ Z_{31} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1,342 \\ 2,683 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -0,272 \\ -0,542 \\ 0,794 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2,13 \\ 0,894 \\ 2,235 \end{pmatrix}$$

Для второго винта третьей кинематической цепи координаты векторной части  $(X_{32}; Y_{32}; Z_{32})$  будут иметь значения соответственно  $(\frac{2}{\sqrt{5}}; \frac{-1}{\sqrt{5}}; 0)$ :  $X_{32}=0,894$ ;  $Y_{32}=-0,447$ ;  $Z_{32}=0$ .

Координаты моментной части  $(X_{32}^0; Y_{32}^0; Z_{32}^0)$  будут иметь значения, соответствующие векторному произведению радиуса вектора точки  $A_3$  (здесь нельзя брать точку  $B_3$ ) на единичный вектор найденный выше. Для данного случая координаты моментной части будут иметь значения:

$$\begin{pmatrix} X_{A_3} \\ Y_{A_3} \\ Z_{A_3} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_{32} \\ Y_{32} \\ Z_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0,894 \\ -0,447 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,447 \\ 0,894 \\ 2,235 \end{pmatrix}$$

Для четвертой кинематической цепи будут иметь место два силовых винта. Один из них направлен вдоль оси линейного двигателя, а второй, как это следует из анализа кинематических винтов, будут проходить через точку  $A_4$  параллельно касательной к окружности, имеющей центр в точке  $O$ . В соответствии с этим, координаты единичного вектора первого винта будут иметь значения:  $X_{41} = (x_{a4} - x_{b4})/l_4$ ;  $Y_{41} = (y_{a4} - y_{b4})/l_4$ ;  $Z_{41} = (z_{a4} - z_{b4})/l_4$ .  
 $X_{41} = 0,272$ ;  $Y_{41} = -0,542$ ;  $Z_{41} = 0,794$ .

Координаты моментной части  $(X_{41}^0; Y_{41}^0; Z_{41}^0)$  будут иметь значения, соответствующие векторному произведению радиуса вектора точки  $B_4$  ( $A_4$ ) на единичный вектор найденный выше. Для данного случая координаты моментной части будут иметь значения:

$$\begin{pmatrix} X_{B_4} \\ Y_{B_4} \\ Z_{B_4} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_{41} \\ Y_{41} \\ Z_{41} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1,342 \\ 2,683 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0,272 \\ -0,542 \\ 0,794 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2,13 \\ 1,066 \\ -0,002 \end{pmatrix}$$

Для второго винта четвертой кинематической цепи координаты векторной части будут иметь значения соответственно  $(\frac{2}{\sqrt{5}}; \frac{-1}{\sqrt{5}}; 0)$

$$X_{42} = 0,894; Y_{42} = 0,447; Z_{42} = 0.$$

Координаты моментной части  $(X_{42}^0; Y_{42}^0; Z_{42}^0)$  будут иметь значения, соответствующие векторному произведению радиуса вектора точки  $A_4$  (здесь

нельзя брать точку  $B_4$ ) на единичный вектор найденный выше. Для данного случая координаты моментной части будут иметь значения:

$$\begin{pmatrix} X_{A_4} \\ Y_{A_4} \\ Z_{A_4} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_{42} \\ Y_{42} \\ Z_{42} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 \\ 2 \\ 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0,894 \\ 0,447 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0,447 \\ 0,894 \\ -2,235 \end{pmatrix}$$

В соответствии с изложенным, можно записать матрицу плюккеровых координат силовых винтов, передаваемых на выходное звено в данном механизме:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0,638 & 0,77 & -2,178 & 0,77 & -0,638 \\ 0 & 0,638 & 0,77 & -2,178 & -0,77 & 0,638 \\ -0,272 & -0,542 & 0,794 & 2,13 & -1,066 & 0,003 \\ 0,894 & -0,447 & 0 & 0,447 & 0,894 & 2,235 \\ 0,272 & -0,542 & 0,794 & 2,13 & 1,066 & -0,002 \\ 0,894 & 0,447 & 0 & -0,447 & 0,894 & -2,235 \end{pmatrix}$$

Определитель данной матрицы равен:  $-3,945$ , т.е. не равен нулю, что свидетельствует о работоспособности механизма.

## 5.2. Характеристики действующей модели тренажера параллельной структуры

На рис. 5.5 показан внешний вид модели тренажера и блок управления.

В модели реализовано воздействие механизма на подвеску автомобиля посредством четырех независимых кинематических цепей. Особенность механизма в том, что он состоит из двух различных кинематических пар. Одна кинематическая пара состоит из двух звеньев, соединенных между собой вращательной парой, вторая пара включает одно звено. Работа механизма осуществляется шестью двигателями.





Рис. 5.5. Модель тренажера

#### Основные характеристики модели

Тип механизма	механизм с 6-ю степенями свободы
Тип привода	электрический
Тип управления	частотно-импульсное
Угол тангажа	+/- 20 град
Угол крена	+/- 20 град
Угол вращения вокруг вертикальной оси	360 град
Величина продольного смещения	+/- 50 мм
Величина поперечного смещения	+/- 50 мм
Величина вертикального перемещения	+/- 40 мм
Скорость перемещения по координатам (максимальная)	0,05 м/с
Потребляемая мощность (максимальная)	40 Вт

Различные положения механизма в пространстве рабочей зоны показаны на рис. 5.6 – 5.8.

Возможности стенда позволяют проводить обучение и формировать устойчивые навыки вождения транспортных средств в различной экстремальной дорожной обстановке. Экспериментами получены подтверждения теоретических результатов: область работоспособных состояний, а также предельные допустимые положения выходного звена относительно неподвижной платформы, полученные экспериментально, совпадают с расчетными.

Для оценки пригодности разрабатываемых тренажеров был произведен анализ осциллограмм скорости и ускорений движения автомобиля. Соответствующие сведения были получены на полигоне НАМИ.



Рис. 5.6. Продольно-угловые колебания кузова

Эксплуатационные свойства и комфортабельность управления автомобилем напрямую зависят от плавности хода и виброактивности не только силового агрегата и трансмиссии, но и в первую очередь от снижения передачи вибрации подвески автомобиля. Критерий плавности хода учитывает характер действующих возмущений, зависимость влияния вибраций на организм человека от частоты возмущения, зависимость действия вибраций от амплитуды и направления линейного перемещения, одновременность действия линейных и угловых колебаний по всем направлениям.



Рис. 5.7. Продольно - угловые и поперечно-угловые колебания кузова





Рис. 5.8. Вертикальные и продольно-угловые колебания кузова

Известны следующие причины вибрации подвески автомобиля:

Колебания на частотах от 1 до 2 Гц вызываются макронеровностями при скоростной езде по автостраде. Данная частота зависит от динамических характеристик (пружин, амортизаторов, шин и т.д.)

Колебания на частотах от 2 до 15 Гц вызываются микронеровностями дороги.

Колебания на частотах от 15 до 30 Гц вызываются движением автомобиля по шероховатой дороге.

Высокочастотные колебания присутствующие при работе автомобиля не рассматриваем, поскольку они не характерны для колебаний подвески.

На существующей модели человекомашинного комплекса проведены исследования и получены следующие результаты:

Вертикальные колебания стенд обеспечивает в частотном диапазоне от 0 до 50 Гц. На рис. 5.9 приведена осциллограмма колебаний скорости и ускорения подвески автомобиля. Колебания получены на частоте 18,8 Гц. Амплитуда колебаний скорости составила 0,008 м/с.

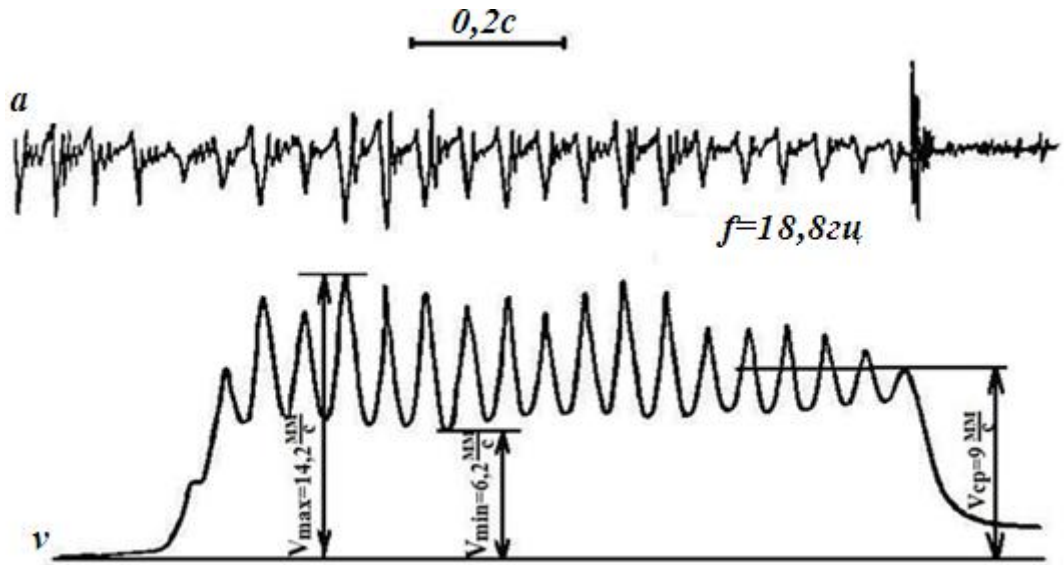


Рис. 5.9. Осциллограмма колебаний скорости и ускорения подвески автомобиля на частоте 18,8 Гц

На рис. 5.10 приведена осциллограмма колебаний скорости и ускорения подвески автомобиля с частотой 25 Гц. Амплитуда колебаний скорости составила 0,001 м/с.

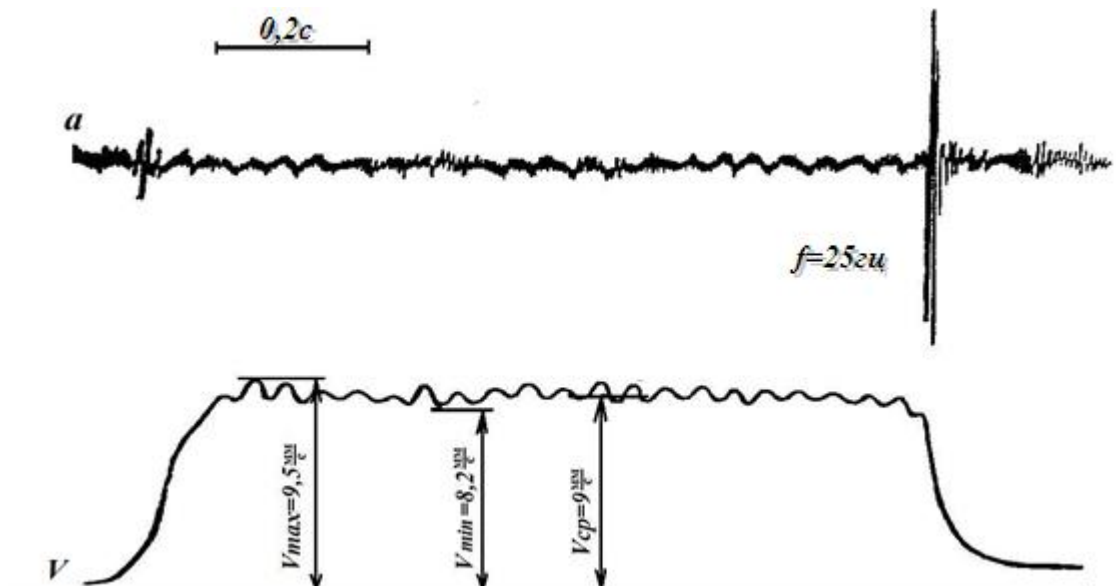


Рис. 5.10. Осциллограмма колебаний скорости и ускорения подвески автомобиля на частоте 25 Гц

Преимущество стенда состоит также в возможности создания вращательного движения вокруг вертикальной оси. Известно максимальное допустимое значение скорости поворота автомобиля, которое составляет 1,1 рад/сек, это та, предельная скорость заноса из которого водитель средствами управления имеет возможность восстановить управляемость автомобиля.

На стенде экспериментально получены осциллограммы угловой скорости и ускорения, которые достигают 1,9 рад/сек (рис. 5.11). Это позволяет производить испытания транспортных средств в более жестких динамических режимах.

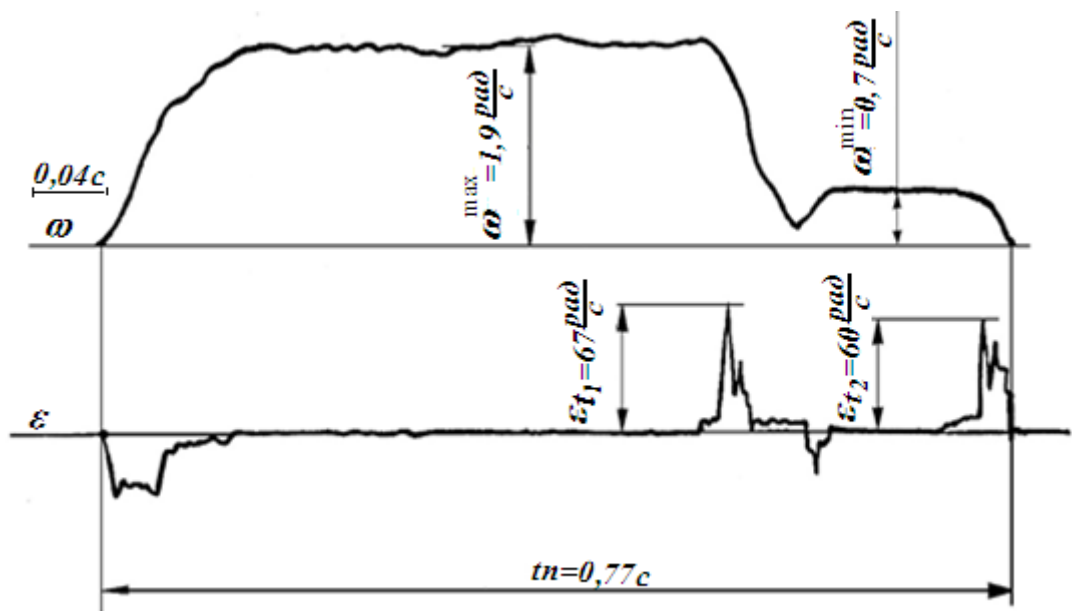


Рис. 5.11. Осциллограмма угловой скорости и ускорения при 1,9 рад/сек

Устойчивость автомобиля определяется следующими параметрами:

- угол опрокидывания на подъеме;
- угол опрокидывания на склоне;
- угол крена.

Стенд позволяет получать значения указанных параметров в широком диапазоне. Кроме этого стенд позволяет определить критическую скорость по опрокидыванию с учетом угла крена.

### **5.3. Элементы систем управления тренажера параллельной структуры**

Система управления уменьшенной моделью механизма состоит из шести двигателей и блока питания и управления (в единой конструкции). Ставится задача отработки движений механизма для проверки теоретических выкладок. Для этого были выбраны соответствующие модели двигателей с достаточной точностью перемещений, подходящими мощностными и динамическими характеристиками, и система управления, обеспечивающая перемещение частей механизма, через контроллер, а также через ЭВМ. Преимущество отдавалось готовым решениям, присутствующим на рынке двигателей и управляющей электроники.

#### **5.3.1. Двигатели модели тренажера**

При создании действующей уменьшенной модели было принято решение использовать шаговые двигатели, как наиболее простое и дешевое решение для достижения цели. Также значительным преимуществом применения шаговых двигателей при решении данной задачи, является наличие на рынке достаточно широкого модельного ряда управляющих контроллеров (драйверов), а также свободно распространяемого программного обеспечения для их программирования и непосредственного управления моделью с компьютера.

Применение шаговых двигателей, в ряде случаев, позволяет отказаться от датчиков положения и систем обратной связи, а также достаточно сложной аппаратуры для обработки их сигналов, т.к. величина шага двигателя predetermined заранее и позволяет предварительно рассчитать положения частей механизмов с достаточной точностью.

Шаговые двигатели представлены на рынке в достаточно широком ассортименте, что позволяет без труда подобрать необходимые для

моделирования, как по габаритам, так и по прочим характеристикам (мощность, величина шага и проч.).

В данном варианте были выбраны двигатели марки FL20 (рис.5.12).

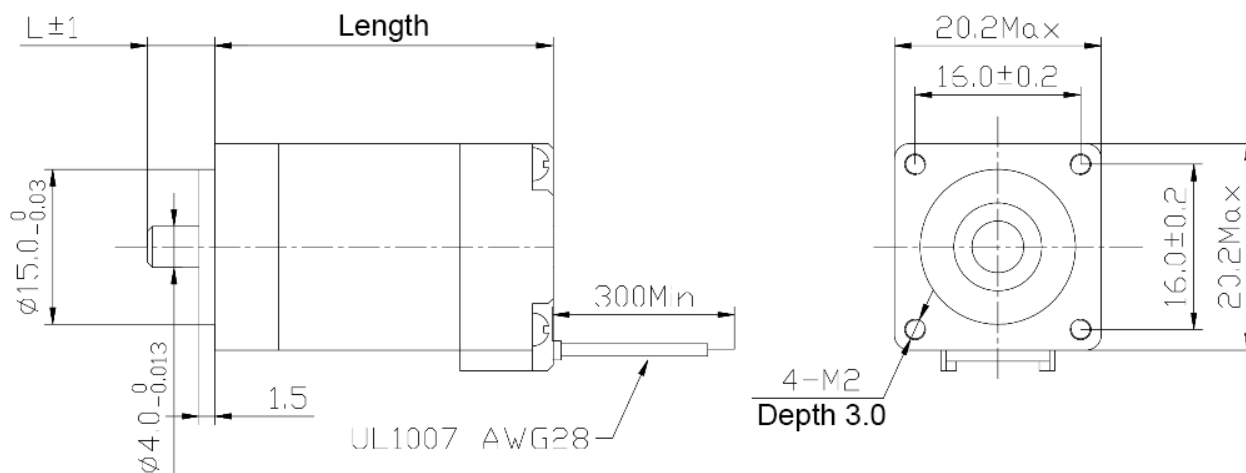


Рис. 5.12. Двигатель FL20

Шаговые двигатели FL20 – самые малогабаритные шаговые двигатели из семейства гибридных шаговых двигателей, вместе с тем, момент на выходном валу достаточно высок. С точки зрения получения максимального крутящего момента при заданном объеме выгоднее использовать двигатели с минимальным радиальным габаритом и максимальной длиной, поскольку мощность электродвигателя растет пропорционально диаметру и пропорционально кубу длины. Вместе с тем, у таких двигателей минимальный момент инерции ротора, что положительно сказывается на максимальной частоте отработки шагов и приемистости.

Гибридные двигатели сочетают в себе лучшие черты двигателей с переменным магнитным сопротивлением и двигателей с постоянными магнитами.

Гибридные двигатели являются более дорогими, чем двигатели с постоянными магнитами, зато они обеспечивают меньшую величину шага, больший момент и большую скорость. Типичное число шагов на оборот для гибридных двигателей составляет от 100 до 400 (угол шага 3,6 – 0,9 град.).

Характеристики двигателя представлены в таблице 5.1.



Характеристики шагового двигателя FL20

Величина полного шага, град	1,8
Погрешность углового шага, град	$\pm 0,09$
Погрешность сопротивления обмоток двигателя, %	10
Погрешность индуктивности обмоток двигателя, %	20
Максимальное радиальное биение вала двигателя, мм	0,02
Максимальное осевое биение вала двигателя, мм	0,08
Максимальная допустимая осевая нагрузка на валу, Н	10
Максимальная допустимая радиальная нагрузка на валу, Н	28

### 5.3.2. Блок питания и управления макетом

При разработке блока управления макета было принято решение использовать стандартное оборудование, представленное на рынке. Вследствие необходимости независимо управлять шестью шаговыми двигателями для перемещения механизма и, учитывая возможную необходимость управления дополнительными приводами тестового оборудования, был выбран вариант с использованием двух независимых контроллеров. Таким образом, в качестве основного блока управления в макете используются два контроллера PLC002 производства компании Purelogic R&D, схема которого представлена на рис. 5.13.

Аппаратная конфигурация данного контроллера, следующая:

- буферизация по току всех управляющих контактов порта;
- оптоизоляция всех управляющих контактов порта;
- клемные оптоизолированные входы для подключения концевых выключателей осей механизма;

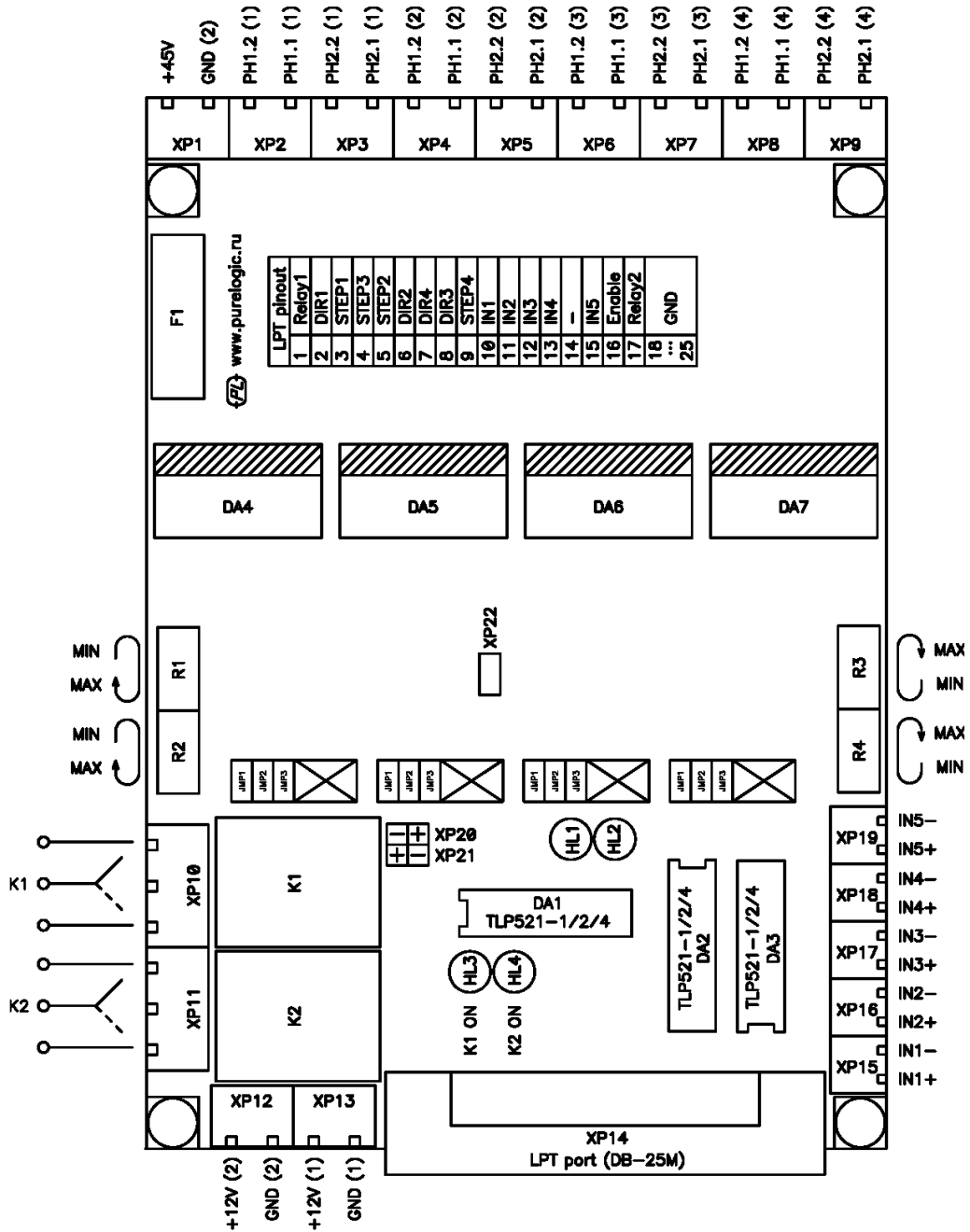


Рис. 5.13. Схема контроллера PLC002

- 2 силовых реле 10А/220В для возможного управления дополнительными устройствами (шпинделя, насоса охлаждающей жидкости или электроклапана);
- 4 идентичных драйвера шаговых двигателей с параметрами 35В/2,5А;

- работа с любыми униполярными/биполярными шаговыми двигателями (4, 6, 8 выводов) типа ДШИ200-х-х, FL42, FL57, FL20 и многими другими.
- выбор скоростей разряда обмоток шаговых двигателей;
- регулировка тока обмотки каждого шагового двигателя;
- встроенные преобразователи + 5В.

Выбор контроллера был обусловлен следующими преимуществами:

- a) Контроллер PLC002 имеет 4 независимых драйвера шаговых двигателей, то есть имеет возможность независимо управлять одновременно 4 шаговыми двигателями. Таким образом, реализованная система управления имеет возможность подключения двух дополнительных шаговых двигателей во время проведения экспериментальной работы без привлечения дополнительных сил, кроме того выход из строя одного из драйверов не приведет к потере работоспособности всего макета. Каждый драйвер рассчитан на пиковый ток до 2.5А на фазу шагового двигателя и рабочее напряжение силовой части 12-35В. При этом возможна индивидуальная регулировка тока обмотки каждого шагового двигателя.
- b) Контроллер PLC002 поддерживает любые униполярные/биполярные шаговые двигатели (4, 6, 8 выводов).
- c) В качестве шины управления контроллера PLC002 используется стандартный порт LPT. Для обеспечения совместимости с LPT контроллерами любого производителя входной сигнал порта проходит через токоусилительный буферный элемент и усиливается до 30 мА. Для обеспечения безопасности внешнего управляющего устройства необходимо обеспечить гальваническую развязку между управляющим портом и электронным оборудованием макета. В

контроллере PLC002 эта задача реализована применением оптической развязки на оптопарах (рис. 5.14).

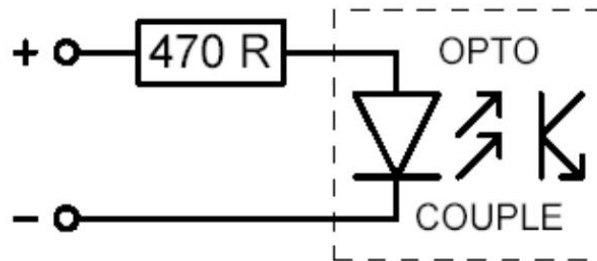


Рис. 5.14. Схема оптической развязки на оптопарах

d) Малый размер контроллера PLC002.

Исходя из характеристик выбранного нами контроллера для получения работающего блока управления макетом каждому контроллеру необходимо один блок питания для силовой части напряжением 12-35В и два блока питания с напряжением 9-18В для питания буферного элемента и логической системы управления соответственно, однако использование двух контроллеров позволяет сократить число блоков питания 9-18В до трех и использовать для питания логической части обоих контроллеров один источник питания.

Поскольку контроллер состоит из двух конструктивно объединенных частей – логической и силовой. При включении и выключении устройства необходимо обеспечить правильный порядок включения и выключения напряжений питания логической части и питания силовой части. Для предотвращения выхода из строя силовых ключей драйверов необходимо при включении сначала включать питание логической части, а затем подавать питание силовой части, выключение же производится в обратном порядке – вначале выключается силовая часть, затем логическая. Для обеспечения этого порядка, помимо отдельного включения/выключения блоков питания силовой и логической части, на блоке управления смонтировано реле, предотвращающее подачу напряжения на силовую часть при незапитанной логической части блока управления.

Для обеспечения электропитания системы применены импульсные блоки

питания NES-15-12 производства компании MEAN WELL (рис 5.15), часто применяемые при организации управления станков с ЧПУ.

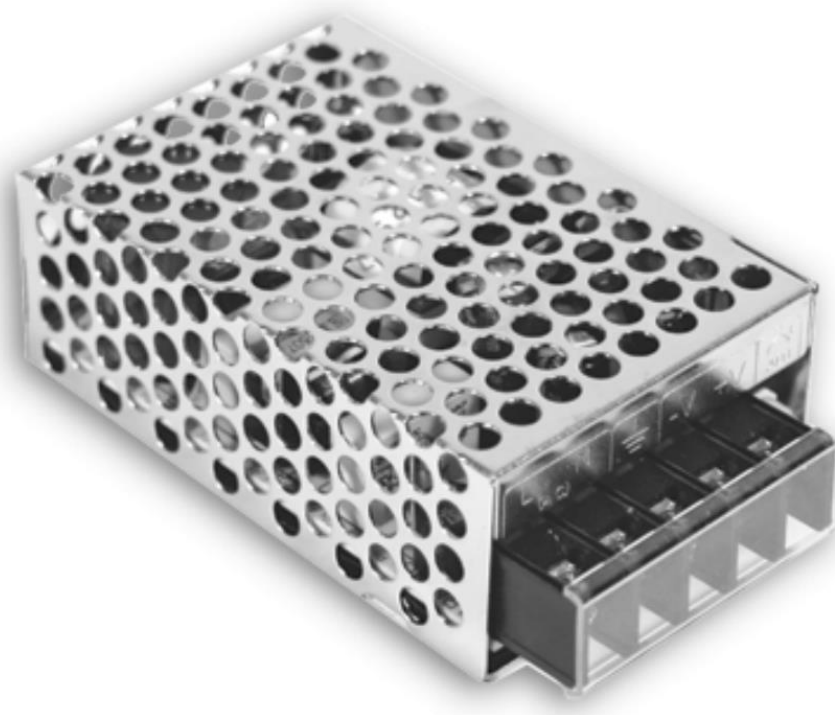


Рис. 5.15. Импульсный блок питания NES-15-12

Блок питания имеет следующие характеристики:

- входное напряжение 85~132/170~264В;
- выходное напряжение 12В(DC) (регулировка +/- 10%);
- максимальный ток нагрузки 1.3А (15,6Вт);
- защита: короткое замыкание, перегрузка по току/напряжению, перегрев;
- пассивное охлаждение.

Блоки питания и контроллеры были смонтированы в отдельном корпусе с возможностью отключения от основного макета, для упрощения переноски и возможности использовать при необходимости для управления другими макетами с использованием шаговых двигателей. Для обеспечения теплоотвода производится принудительный обдув контроллеров вентилятором диаметром 12 см. В соответствии с требованием производителя, для уменьшения влияния

электромагнитных помех и обеспечения бесперебойной работы, контроллеры и блоки питания смонтированы в отдельном металлическом корпусе (рис. 5.16) с возможностью заземления, соединительный шнур с макетом имеет металлическую экранирующую оплетку, а управляющие сигнальные пары перекручены.



Рис. 5.16. Блок питания с контроллерами в едином металлическом корпусе

Таким образом использование системы контроллеров PLC002 и шаговых двигателей FL20 позволяет достичь изменения обобщенных координат с заданной точностью и провести экспериментальную работу, при достаточно небольших материальных и временных затратах на создание системы управления с использованием стандартных компонентов, без разработки и создания дополнительной специализированной управляющей аппаратуры и разработки программного обеспечения. Также преимуществом созданной системы управления является ее универсальность, т.е. возможность использования блока управления применительно к другим механизмам, с возможностью подключения дополнительного оборудования и увеличения количества двигателей механизма.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

### **Результаты**

1. Разработана методика структурно-геометрического синтеза механизмов параллельной структуры с круговой направляющей. Выявлены геометрические особенности построения этих устройств при разном количестве и виде кинематических цепей.

2. Разработаны алгоритмы и программы решения обратных задач о положениях и построения рабочих зон механизмов параллельной структуры с круговой направляющей с учетом конструктивных ограничений при разном количестве и виде кинематических цепей.

3. На основе дифференцирования уравнений связей проведен кинематический анализ, включающий решение задачи о скоростях и итерационное решение прямой задачи о положениях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей.

4. Проведено обоснование работоспособности структурной схемы механизма, обеспечивающее отсутствие особых положений, при которых теряется степень свободы или имеет место неуправляемая подвижность, и на этой основе изготовлен натурный образец.

### **Выводы**

1. Механизмы параллельной структуры с круговой направляющей и четырьмя кинематическими цепями имеют повышенные функциональные характеристики, обусловленные возможностью полного кругового вращения.

2. Решение обратной задачи о положениях механизмов параллельной структуры с круговой направляющей может быть представлено аналитически решаемыми уравнениями, являющимися основой для определения рабочей зоны.

3. Итерационное решение прямой задачи о положениях для механизмов параллельной структуры с круговой направляющей методом Анджелеса–Госслена, позволяет провести кинематический анализ, включающий задачу о скоростях.

4. Модель тренажера с четырьмя кинематическими цепями и круговой направляющей обеспечивает требуемые движения и параметры рабочей зоны, хотя конструктивные ограничения в кинематических цепях оказывают влияние на размеры рабочего пространства.



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Акопян А. М. К задаче динамического синтеза платформенного механизма с многокоординатным гидроприводом / А. М. Акопян, Е. Я. Веницкий, Г. В. Крейнин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – № 6. – С. 78 – 83.

2. Алешин А. К. Динамика движения пространственного механизма параллельной структуры с управлением по положению и скорости / А. К. Алешин, В. А. Глазунов, Г. В. Рашоян, С. А. Скворцов // Сборник трудов. XVIII Симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» DYVIS. – 2015. – С. 8 – 13.

3. Ализаде Р. И. Функциональный синтез пространственных трехстепенных манипуляторов / Р. И. Ализаде // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1994. – № 5. – С. 129 – 133.

4. Аракелян В., Брио С., Глазунов В. А. Исследование особых положений манипулятора с параллельной структурой "Паминса" / В. Аракелян, С. Брио, В. А. Глазунов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006. – № 1. – С. 80 – 88.

5. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М.: Физматгиз, 1959. – 184 с.

6. Артоболевский И. И. Роботы / И. И. Артоболевский, А. Е. Кобринский // Машиноведение. – 1970. – № 5. – С. 3 – 11.

7. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

8. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1957. – 628 с.

9. Белянин П. Н. Робототехнические системы для машиностроения / П. Н. Белянин. – М.: Машиностроение, 1986. – 250 с.

10. Бессекерский В. А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бессекерский, Е. П. Попов. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
11. Бессонов А. П. Основы динамики механизмов с переменной массой / А. П. Бессонов. – М.: Наука, 1967. – 279 с.
12. Биргер И. А. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Т.3 / И. А. Биргер, Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 568 с.
13. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. – Гос. Изд. Техн.–теор. лит., 1955. – 448 с.
14. Бруевич Н. Г. Кинестатика пространственных механизмов / Н. Г. Бруевич // Тр. Военно-возд. акад. им. Н. Е. Жуковского. – 1937. – Вып. 22. – С.3 – 85.
15. Бруевич Н. Г., Правоторова Е. А., Сергеев В. И. Основы теории точности механизмов / Н. Г. Бруевич, Е. А. Правоторова, В. И. Сергеев. – М.: Наука, 1988 – 240 с.
16. Бюшгенс А. Г. Структурный анализ механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и шестью степенями свободы / А. Г. Бюшгенс, В. А. Глазунов, Л. Е. Зайчик, С. А. Скворцов // Справочник. Инженерный журнал. – 2014. – № 2. – С. 13 – 19.
17. Воробьев Е. И. Теория пространственных шарнирных механизмов / Е. И. Воробьев, Ф. М. Диментберг. – М.: Наука, 1991. – 262 с.
18. Вукобратович М. Управление манипуляционными роботами: Пер. с англ. / М. Вукобратович, Д. М. Стокич. – М.: Наука, 1985. – 358 с.
19. Ганиев Р. Ф. Колебания твердых тел / Р. Ф. Ганиев, В. О. Кононенко. – М.: Главная редакция физико–математической литературы, 1976. – 432 с.
20. Глазунов В. А. Структура пространственных механизмов. Группы винтов и структурные группы / В. А. Глазунов //Инженерный журнал. Справочник. – 2010. № 3. – С. 1 – 24.

21. Глазунов В. А. От первого робота до наших дней / В. А. Глазунов, А. К. Алешин, Н. Л. Ковалева, С. А. Скворцов, Г. В. Рашоян // РИТМ Машиностроения. – 2016. – № 2. – С. 30 – 33.
22. Глазунов В. А. Об особом положении пространственного пятизвенника, образованного из двух механизмов Беннета / В. А. Глазунов, Ф. М. Диментберг // Машиноведение. – 1984. – № 5.
23. Глазунов В. А. Управление механизмами параллельной структуры при переходе через особые положения / В. А. Глазунов, М. Г. Есина, Р. Э. Быков // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – № 2. – С. 78 – 84.
24. Глазунов В. А. Пространственные механизмы параллельной структуры / В. А. Глазунов, А. Ш. Колискор, А. Ф. Крайнев. – М.: Наука, 1991. – 95 с.
25. Глазунов В. А. Принципы классификации и методы анализа пространственных механизмов с параллельной структурой / В. А. Глазунов, А. Ш. Колискор, А. Ф. Крайнев, Б. И. Модель // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – № 1. – С. 41 – 49.
26. Глазунов В. А. К анализу и классификации устройств относительного манипулирования / В. А. Глазунов, А. Б. Ласточкин, К. А. Шалюхин, П. О. Данилин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2009. – № 4. – С. 81 – 85.
27. Глазунов В. А. Решение задачи о скоростях манипулятора параллельной структуры с тремя степенями свободы / В. А. Глазунов, С. В. Палочкин, М. А. Ширинкин, С. В. Хейло // Технологические проблемы прочности: Сб. Материалы XVII международного семинара. – Подольск. – 2010. – С. 87 – 94.
28. Глазунов В. А. Манипулятор параллельной структуры с четырьмя степенями свободы / В. А. Глазунов, С. В. Хейло, М. А. Ширинкин, П. А. Ларюшкин, А. В. Ковальчук // Вестник нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. – 2011. Часть 2, – № 4. – С. 92 – 94.

29. Глазунов В. А. Бифуркация манипулятора параллельной структуры / В. А. Глазунов, С. В. Хейло, П. А. Ларюшкин // Россия: тенденции и перспективы развития. Ежегодник. Вып. 6. Часть 1. – М.: ИНИОН РАН, – 2011. – С. 674 – 678.

30. Глазунов В. А. Роботы параллельной структуры – альтернатива антропоморфным роботам / В. А. Глазунов, С. В. Хейло // Естественный и искусственный интеллект: методологические и социальные проблемы. Под ред. Д. И. Дубровского и В. А. Лекторского. – М. «Канон +» РООИ «Реабилитация», 2011. – С. 201 – 210.

31. Глазунов В. А. Частотный критерий особых положений сферического манипулятора параллельной структуры / В. А. Глазунов, С. В. Хейло // Сборник трудов. XVII Симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» DYVIS. – 2012. – С.53 – 56.

32. Глазунов В. А. Определение особых положений манипулятора с параллельной структурой / В. А. Глазунов, С. В. Хейло, М. А. Ширинкин // Сб. Тезисы докладов Международной научно – технической конференции "Современные технологии и оборудование текстильной промышленности" (ТЕКСТИЛЬ – 2010) – М.: МГТУ им. А. Н. Косыгина. – 2010. – С. 178 – 179.

33. Давиташвили Н. С. Динамика сферических механизмов / Н. С. Давиташвили. – М.: Наука, 1992. – 256 с.

34. Данилин П. О. Разработка и анализ механизмов параллельной структуры с групповой кинематической развязкой: дис. ...канд. техн. наук / П. О. Данилин – М., 2011. – 141 с.

35. Демидов С. М. Анализ углов давления и особых положений модулей параллельной структуры, предназначенных для механизмов относительного манипулирования / С. М. Демидов, В. А. Глазунов, А. Б. Ласточкин, Ю. Н. Артеменко // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2011. – № 5. – С. 11–20.

36. Диментберг Ф.М. Об особенных положениях пространственных механизмов / Ф. М. Диментберг // Машиноведение. – 1977. – № 5. – С. 53 – 58.

37. Диментберг Ф. М. Теория винтов и ее приложения / Ф. М. Диментберг. – М.: Наука, 1978, – 327 с.
38. Диментберг Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов / Ф. М. Диментберг. – М.: Наука, 1982. – 336 с.
39. Добровольский В. В. Теория сферических механизмов / В. В. Добровольский. – М., 1947. – 233 с.
40. Зейлигер Д. Н. Комплексная линейчатая геометрия / Д. Н. Зейлигер. – М.: Гостехиздат, 1934. – 196 с.
41. Зенкевич С. Л., Ющенко А. С. Основы управления манипуляционными роботами: Учебник для вузов / С. Л. Зенкевич, А. С. Ющенко. – М.: Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2004. – 480 с.
42. Иосилевич Г. Б. Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
43. Кобринский А. А. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории / А. А. Кобринский, А. Е. Кобринский. – М.: Наука, 1989. – 344 с.
44. Козлов В. В. Динамика промышленных роботов / В. В. Козлов, В. П. Макарычев, А. В. Тимофеев, Е. И. Юрьевич. – М.: Наука, 1984. – 336 с.
45. Колискор А. Ш. Разработка и исследование промышленных роботов на основе 1-координат / А. Ш. Колискор // Станки и инструмент. – 1982. – № 12. – С. 21 – 24.
46. Котельников А. П. Винтовое счисление и некоторые приложения его к геометрии и механике / А. П. Котельников. – Казань, 1895. – 216 с.
47. Крайнев А. Ф. Функциональная классификация механизмов / А. Ф. Крайнев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – № 5. – С. 10 – 20.
48. Крайнев А. Ф. Новые механизмы относительного манипулирования / А. Ф. Крайнев, В. А. Глазунов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1994. – № 5. – С. 106 – 117.

49. Крайнев А. Ф. Разработка механизмов параллельной структуры для малых перемещений с упругими изгибными кинематическими парами / А. Ф. Крайнев, В. А. Глазунов, В. И. Нагорных // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1992. – № 4. – С. 79 – 86.

50. Красовский А. А. Основы автоматики и технической кибернетики / А. А. Красовский, Г. С. Поспелов. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 532 с.

51. Корендясев А. И. Манипуляционные системы роботов / А. И. Корендясев, Б. Л. Саламандра, Л. И. Тывес и др. Под ред. А. И. Корендясева. – М.: Машиностроение, 1989. – 472 с.

52. Крутько П. Д. Обратные задачи динамики управляемых систем. Нелинейные модели / П. Д. Крутько. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. Лит., 1988. – 328 с.

53. Ласточкин А. Б. Разработка и исследование систем механизмов параллельной структуры для их совместного относительного манипулирования: дис. ...канд. техн. наук / А. Б. Ласточкин. – М., 2009. – 120 с.

54. Лебедев П. А. Кинематика пространственных механизмов / П. А. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.

55. Лунев В. В. Решение задач о положениях механизма методом многоугольников Ньютона / В. В. Лунев, С. Ю. Мисюрин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1994. – № 2. – С. 26 – 31.

56. Малышев А. П. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структуры / А. П. Малышев // Изв. Томского технолог. ин-та. – 1923. – Т. 44. – Вып. 2. – С. 1 – 78.

57. Мудров П. Г. Пространственные механизмы с вращательными парами / П. Г. Мудров. – Казань: Казанский сельскохозяйственный институт им. М. Горького, 1976. – 265 с.

58. Овакимов А. Г. Об особых положениях одноконтурных пространственных механизмов с несколькими степенями свободы / А. Г. Овакимов // Машиноведение. – 1989. – № 4. – С. 11 – 18.

59. Патент РФ на изобретение № 2525466. / Бюшгенс А. Г., Глазунов В. А., Григорьев Е. Н., Зайчик Л. Е., Попов Д. А., Скворцов С. А. Пространственный механизм с шестью степенями свободы. Заявка 2013112619/02, 21.03.2013. Оп. 20.08.2014. Бюл. № 23. – 4 с.

60. 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. Заявка 2013112620/02, 21.03.2013. Оп. 10.10.2013. Бюл. № 28. – 4 с.

61. Патент РФ на полезную модель № 160127. / Чунихин А. Ю., Глазунов В. А., Скворцов С. А., Духов А. В. Пространственный механизм с пятью степенями свободы. Заявка 2015106848/02, 27.02.2015. Оп. 10.03.2016. Бюл. № 7. – 4 с.

62. Патент РФ на полезную модель № 160612. / Глазунов В. А., Ласточкин А. Б., Рашоян Г. В., Скворцов С. А., Шевченко Е. Ф. Пространственный механизм с шестью степенями свободы. Заявка 2015145199/11, 21.10.2015. Оп. 27.03.2016. Бюл. № 9. – 4 с.

63. Патент РФ на полезную модель № 164757. / Глазунов В. А., Левин С. В., Шалюхин К. А., Скворцов С. А. Манипулятор параллельной структуры с шестью степенями свободы. Заявка 2015149475/02, 18.11.2015. Оп. 10.09.2016. Бюл. № 25. – 4 с.

64. Пол Р. Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора / Р. Пол. – М.: Наука, 1976. – 104 с.

65. Попов Е. П. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы / Е. П. Попов, А. Ф. Верещагин, С. П. Зенкевич. – М.: Наука, 1978. – 400 с.

66. Рашоян Г. В. Кинематический анализ пространственного механизма параллельной структуры с круговой направляющей / Г. В. Рашоян, А. Б. Ласточкин, В. А. Глазунов // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2014. – № 2. – С. 20 – 26.

67. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.

68. Росс Б. О винтовых осях и других особых линиях, связанных с пространственным перемещением твердого тела / Б. Росс // Тр. Амер. о-ва инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. – 1967. – № 1. – С. 120 – 131.

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

70. Скворцов С. А. Динамический анализ механизма параллельной структуры, выполняющего поступательные перемещения / С. А. Скворцов, А. Е. Лысогорский, В. А. Глазунов // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2015. – № 2. – С.70 – 79.

71. Скворцов С. А. К анализу особых положений и динамических свойств механизмов параллельной структуры / С. А. Скворцов, С. М. Демидов, В. А. Глазунов, А. В. Календарев // Справочник. Инженерный журнал. – 2015. – № 5. – С. 23 – 29.

72. Скворцов С. А. Механизм тренажера для подготовки водителей автотранспортных средств и пилотов воздушных судов / С. А. Скворцов, В. А. Глазунов // Машины, технологии и материалы для современного машиностроения. Материалы Международной научной конференции под ред. акад. Р. Ф. Ганиева. М.: Изд. Институт компьютерных исследований. – 2013. – С. 97.

73. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

74. Сомов П. О. Векториальный анализ и его приложения / П. О. Сомов. – С.-Пб.: Тип. Стасюлевича, 1907. – 263 с.

75. Тимофеев А. В. Управление роботами. Учеб. Пособие / А. В. Тимофеев. – Л. Изд-во Ленинградского ун-та, 1985. – 240 с.

76. Черноусько Ф. Л. Манипуляционные роботы / Ф. Л. Черноусько, Н. А. Болотник, В. Г. Градецкий. – М.: Наука, 1989 – 327 с.



77. Яцун С. Ф. Автоматизированный мобильный комплекс для диагностики трубопроводов переменного диаметра / С. Ф. Яцун, А. В. Мальчиков // Автоматизация и современные технологии. – 2012. – № 12. – С. 3 – 8.

78. Яцун С. Ф. Динамические опорные элементы ползающих роботов для движения по наклонным поверхностям / С. Ф. Яцун, А. В. Мальчиков, А. И. Жакин // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2012. – № 2. Ч.1 – С.89 – 95.

79. Яцун С. Ф. Исследование динамики движения манжеты реабилитационного устройства совместно с рукой человека / С. Ф. Яцун, Е. С. Тарасова // Известия ЮЗГУ. – 2012. – № 1. – С. 35 – 41.

80. Angeles J. The Qualitative Synthesis of Parallel Manipulators. / J. Angeles // Journal of Mechanical Design. – 2004. Vol. 126. – P. 617 – 624.

81. Arakelian V. Increase of singularity-free zones in the workspace of parallel manipulators using mechanisms of variable structure / V. Arakelian, S. Briot, V. Glazunov // Mechanism and Machine Theory. – 2008, Vol. 43, – P. 1129 – 1140.

82. Arakelian V. Improvement of functional performance of spatial parallel manipulators using mechanisms of variable structure / V. Arakelian, S. Briot, V. Glazunov // Proceedings of the Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science. (IFTOMM), Besancon, France. – 2007, Vol. 5. – P. 159 – 164.

83. Baker J. E. An Analysis Of the Bricard Linkages / J. E. Baker // Mechanism and Machine Theory. – 1980. Vol. 15, N 4. – P. 267 – 286.

84. Ball R. S. A Treatise on the Theory of Screws / R. S. Ball. – Cambridge: Cambridge University Press, 1900. – 544 p.

85. Bennet G. T. A New Mechanism / G.T. Bennet // Engineering. – 1903. – P. 778 – 783.

86. Briot, S. Design and analysis of the properties of the delta inverse robot / S. Briot, V. Arakelian, V. Glazunov // Proceedings of the X International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. Liberec, Czech Republic. – 2008 – P.346 – 350.

87. Briot S. Singularity Analysis of PAMINSA Manipulators / S. Briot, V. Arakelian // Proceedings of 12th IFToMM World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Besançon, France, June 18 – 21. – 2007. – P. 752 – 757.
88. Carricato M. On the topological and geometrical synthesis and classification of translational parallel mechanisms. / M. Carricato, V. Parenti-Castelli // Pr. of the XI World Congress in Mechanism and Machine Science. Tianjin, China. – 2004. – P. 1624 – 1628.
89. Ceccarelli M. Fundamentals of Mechanics of Robotic Manipulations / M. Ceccarelli. – Kluwer Academic Publishers, 2004. – 412 p.
90. Ceccarelli M. A new 3 d.o.f. spatial parallel mechanism. / M. Ceccarelli // Mechanism and Machine Theory. – 1997. – N 32(8). – P.896 – 902.
91. Company O. A New High Speed 4–DOF Parallel Robot. Synthesis and Modeling Issues / O. Company, F. Marquet, F. Pierrot // IEEE Transactions on Robotics and Automation. – 2003. – Vol. 19, № 3. – P. 411 – 420.
92. Craig J. J. Introduction to Robotics: Mechanics and Control / J. J. Craig. – 2nd ed. Reading. – MA: Addison–Wesley, 1989. – 544 p.
93. Denavit J. Kinematic Notation for Lower Pair Mechanisms Based on Matrices. / J. Denavit, R. S. Hartenberg // Tr. ASME: Ser. E, J. Appl. Mech. – 1955. – Vol.22, N 2. – P. 215 – 221.
94. Dunlop G. R. Position analysis of a two DOF parallel mechanism – the Canterbury tracker / G. R. Dunlop, T. P. Jones // Mechanism and Machine Theory. – 1999. – Vol. 34(4) – P. 599 – 614.
95. Fichter E. F. A Stewart Platform-Based Manipulator: General Theory and Practical Construction / E. F. Fichter // International Journal of Robotics Research. – 1986. – №2, – P. 157 – 190.
96. Glazunov V. 3–DOF Translational and Rotational Parallel Manipulators / V. Glazunov, P. Laryushkin, S. Kheylo // New Trends in Mechanism and Machine Science: Theory and Applications in Engineering. – 2013. – P. 199 – 207.

97. Glazunov V. On New Class of Parallel-Cross Mechanisms / V. Glazunov, S. Briot, V. Arakelyan, Ngyuen Minh Thanh // Proceedings of the 5th International Workshop on Computational Kinematics. Heidelberg, Germany, May 6 – 8. –2009. – P. 93 – 100.

98. Glazunov V. Parallel manipulator control while intersecting singular zones. /V. Glazunov, A. Kraynev, R. Bykov, G. Rashoyan, N. Novikova // Theory and Practice of Robots and Manipulators. (RoManSy), Proceedings of XV CISM–IFTToMM Symposium, Montreal. – 2004. – P. 345 – 352.

99. Glazunov V. Design of Decoupled Parallel Manipulators by Means of the Theory of Screws / V. Glazunov // Mechanism and Machine Theory. – 2010. – Vol.45, № 2. – P. 239 – 250.

100. Glazunov V. Representations of constraints imposed by kinematic chains of parallel mechanisms. / V. Glazunov, R. Gruntovich, A. Lastochkin, Nguyen Mingh Than // Proceedings of the 12th World Congress in Mechanism and Machine Science IFTToMM. – Besancon, France. – 2007. Vol.1. – P. 380 – 385.

101. Gogu G. Structural Synthesis of Parallel Robots, Part 1: Methodology (Solid Mechanics and Its Applications) / G. Gogu . – Springer, 2007 – 706 p.

102. Gosselin C. The optimum kinematic design of a spherical three-degree-of-freedom parallel manipulator / C. Gosselin, J. Angeles // Trans. ASME. J. Mech., Trans., and Automat. Design. – 1989. – N 2. – P. 202 – 207.

103. Hunt K. H. Kinematic Geometry of Mechanisms / K. H. Hunt – Oxford.: Claredon Press, 1978. – 469 p.

104. Hunt K.H. Structural kinematics of in parallel actuated robot arms /K.H. Hunt // Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. –1983. –Vol. 105(4). –P. 705–712.

105. Kerr D. R. Analysis, Properties and Design of a Stewart-Platform Transducer /D. R. Kerr // Transactions of ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. – 1989. – № 1. – P. 25 – 28.

106. Kong X. Type Synthesis of Parallel Mechanisms /X. Kong, C. Gosselin. – Springer 2007. – 275 p.
107. Kong X. Type synthesis of linear translational parallel manipulators. /X. Kong, C. Gosselin // *Advances in Robot Kinematics – Theory and Applications*, Boston: Kluwer Academic Publishers. – 2002. – P. 411 – 420.
108. Kozyrev A. Finite Element Modeling and Analysis of an Isoglide–Type Parallel Manipulator to Determine Its Rigidity Stiffness / A. Kozyrev and V. Glazunov // *New Trends in Mechanism and Machine Science. From Fundamentals to Industrial Applications*. Guimaraes, Portugal, September 16 – 19, – 2014. – P. 203 – 210.
109. Kozyrev A. V. Two Parallel Robots with Actuators Situated on the Base / A. V. Kozyrev and V. A. Glazunov // *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications. Proceedings of the Second Conference MeTrApp 2013*. Bilbao, Spain, October 2 – 4, – 2013. – P.325 – 332.
110. Laryushkin P. Singularity Analysis of 3–DOF Translational Parallel Manipulator / P. Laryushkin, V. Glazunov and S. Demidov // *Advances on Theory and Practice of Robots and Manipulators. Proceedings of Romansy 2014 XX CISM – IFToMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators*. Moscow, Russia, March, – 2014. – P. 47 – 54.
111. Li Y. Kinematic analysis and design of a new 3-DOF translational parallel manipulator / Y. Li Y, Q. Xu // *ASME J. Mech. Des.*, – 2006. – Vol.128, № 4. – P. 729 – 737.
112. Merlet J. P. *Parallel robots* / J. P. Merlet – Kluwer Academic Publishers, 2000. – 372 p.
113. Mohamed M. G. A Direct Determination of the Instantaneous Kinematics of Fully Parallel Robot Manipulators / M. G. Mohamed, J. Duffy // *Trans. ASME: Jour. of Mechanisms, Transmission and Automation in Design*. – 1985. – Vol. 107. – P. 226 – 229.

114. Mustafa M. Forward Kinematics of 3 Degree of Freedom Delta Robot / M. Mustafa, R. Misuari, H. Daniyal // Proceedings of 5th Student Conference on Research and Development (SCORED). Selangor, Malaysia, – 2007. – P.321 – 330.
115. Nguyen Minh Thanh. On Translational and Spherical Parallel Manipulators with Three Degrees of Freedom / Nguyen Minh Thanh, V. Glazunov, P. Laryushkin, S. Kheylo // Problems of Mechanics. – 2013. – № 1. – P. 50 – 54.
116. Nguyen Minh Thanh. Control of 3-dof planar parallel robot / Nguyen Minh Thanh, V. Glazunov, S. Kheylo // Problems of Mechanics. – 2013. – № 3. – P. 60 – 64.
117. Pap J–S. A robotic human masticatory system: kinematics simulations / J–S. Pap, W. L. Xu, J. Bronlund // Journal Intelligent Systems Technologies and Applications, – 2005. – Vol. 1, N. 1/2, – P. 3 – 16.
118. Pieper D. L. The kinematics of manipulators under computer control / D.L. Pieper, B. Roth // Proc. II Intern. Congr. on Theory of Mach. and Mech. – 1969. – Vol. 2. – P. 159 – 169.
119. Ryu J–H. Parallel Manipulators, New Developments / J–H. Ryu – I–Tech Education and Publishing. 2008. – 498 p.
120. Stewart D. A platform with 6 degrees of freedom / D. Stewart // Proc. of the Institution of mechanical engineers. – 1965. – Vol. 180. – P. 371 – 386.
121. Sugimoto K. Kinematic and Dynamic Analysis of Parallel Manipulators by Means of Motor Algebra / K. Sugimoto // Trans. ASME: Jour. of Mechanisms, Transmission and Automation in Design. – 1987. – Vol. 109, N 1. – P. 3 – 7.
122. Sugimoto K. Existence Criteria for Overconstrained Mechanisms Design / K. Sugimoto // Trans ASME: Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design. – 1990. – Vol. 17, N 3. – P. 295 – 298.
123. Tyves L. Thanh Decoupled Parallel Manipulator with Universal Joints and Additional Constraints / L. Tyves, V. Glazunov, P. Danilin, Nguyen Minh Thanh // ROMANSY – 18. Robot Design, Dynamics and Control. Proceedings of the Eighteenth CISM-IFTOMM Symposium. Udine, Italy, July 5 – 8, 2010. – P. 65 – 72.



Общество с ограниченной ответственностью  
Производственная фирма «Логос»  
(ООО ПФ «Логос»)

Юр. адрес и Почтовый адрес: 115563, Россия,  
г. Москва, ул. Шипиловская, д. 28а

Тел.: +7 (495) 995-5218  
Факс: +7 (495) 995-5216

info@logos-sim.com  
www.logos-sim.com

ОКПО 18066258, ОГРН 1027739740181  
ИНН 5002000118, КПП 772401001

№ \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

**УТВЕРЖДАЮ**

Директор

ООО ПФ «Логос» (г. Москва)

Н.И. Ильинский

2016 г.



## СПРАВКА

### о внедрении результатов работы

Настоящим подтверждаем, что полученные в диссертационной работе Скворцова Сергея Александровича на тему «Разработка и анализ механизмов параллельной структуры с круговой направляющей» результаты научных исследований в виде математических моделей, алгоритмов и компьютерных программ для решения задач структурного синтеза, анализа кинематики механизмов параллельной структуры с круговой направляющей приняты к использованию в системе научно – исследовательских работ, связанных с разработкой и проектированием механизмов для перспективных моделей тренажеров.

Начальник конструкторского отдела

А.И. Зайчиков