

На правах рукописи



Гарин Олег Анатольевич

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
С ШЕСТЬЮ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ, ИМЕЮЩИХ
ОРТОГОНАЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫЕ ПАРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ С
ПОПАРНО ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ОСЯМИ**

Специальность 2.5.2.
Машиноведение (технические науки)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2023

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

- Научный руководитель: **Хейло Сергей Валерьевич**,
доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теоретической и прикладной механики ФГБОУ ВО «РГУ им. А.Н. Косыгина», г. Москва
- Оппоненты: **Подураев Юрий Викторович**,
доктор технических наук, профессор, профессор кафедры робототехники и мехатроники ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН», г. Москва
Бровкина Юлия Игоревна,
кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Техническая механика и компьютерное моделирование» ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»
- Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна»

Защита диссертации состоится «26» сентября 2023 г. в 16:00 на заседании диссертационного совета 24.1.075.01 на базе Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения им. А.А. Благодного Российской академии наук по адресу: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер, 4, актовй зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ИМАШ РАН, www.imash.ru

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью учреждения (организации), просим направлять по адресу ИМАШ РАН: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., д. 4, ученому секретарю диссертационного совета 24.1.075.01

Автореферат разослан «_____» _____ 2023 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.1.075.01,
доктор технических наук

Рашоян Гагик Володяевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации

Проектирование новых производств и технологическое перевооружение существующих требуют создания современного и перспективного технологического, вспомогательного и транспортного оборудования. Одним из основных составляющих в проектировании оборудования и машин является разработка новых пространственных робототехнических систем и комплексов, основанных на механизмах параллельной структуры.

Механизмы параллельной структуры обладают рядом преимуществ по сравнению с механизмами последовательной структуры. Они отличаются большей грузоподъемностью, жесткостью, быстродействием. Однако механизмам этого класса присущи и недостатки, такие как взаимовлияние приводов, наличие особых положений, связанных с потерей степеней свободы или управляемости.

Для решения указанных проблем механизмов параллельной структуры необходимо использовать подходы, позволяющие упростить задачи кинематики, динамики, управления. Это связано с использованием свойств кинематической развязки движений, изоморфности, постоянства передаточного отношения между приводами и выходным звеном. Для механизмов с большим числом степеней свободы развязка позволяет разложить системы уравнений кинематики, динамики и управления на независимые подсистемы уравнений меньшего порядка, либо выделить независимые подсистемы.

Большинство существующих механизмов с шестью степенями свободы, обладающих свойством развязки движений, имеют три кинематические цепи. При этом в каждой цепи расположены по два привода. Первый привод расположен на неподвижном основании, второй привод – на подвижном звене кинематической цепи. Схемы с таким расположением приводов снижают жесткость и грузоподъемность технических устройств.

Таким образом, данная диссертационная работа, посвященная синтезу и исследованию новых пространственных механизмов с шестью степенями свободы, с шестью кинематическими цепями и шестью приводами, расположенными на неподвижном основании, со свойствами развязки, изоморфности и постоянства передаточного отношения при поступательных движениях, является актуальной с точки зрения научной и практической значимости.

Цель работы

Разработка и исследование новых механизмов с шестью степенями свободы, имеющих ортогонально расположенные пары двигателей с попарно параллельными осями, со свойствами изоморфности и кинематической развязки.

Задачи научного исследования

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. Провести структурный синтез новых механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы с ортогонально расположенными парами приводов на основании на параллельных осях.

2. Разработать методику кинематического анализа нового механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы.

3. Исследовать рабочую зону нового механизма и определить влияние размеров промежуточных звеньев на ее размеры и форму.

4. Разработать методику кинематической точности механизма.

5. Разработать методику силового анализа механизма.

6. Изготовить физический прототип синтезированного механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы и экспериментально подтвердить его свойства и работоспособность.

Научная новизна

1. Синтезированы новые механизмы параллельной структуры с шестью степенями свободы, обладающие свойством частичной развязки и при поступательных движениях свойствами изоморфности и постоянства передаточного отношения.

2. Предложены методики структурного синтеза, кинематического анализа механизма и оценки точности позиционирования.

3. Предложен метод силового анализа механизма с шестью степенями свободы с применением аппарата винтового исчисления.

4. Получены результаты экспериментальных исследований синтезированного механизма на действующей модели, подтверждающие теоретические расчеты.

Теоретическая значимость заключается в разработке методик структурного синтеза, кинематического и силового анализа механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы с ортогонально расположенными парами двигателей с попарно параллельными осями.

Методы исследования

Теоретические исследования проводились с использованием теории матричного исчисления, дифференциального исчисления, теории винтового исчисления, теории машин и механизмов, теоретической механики, компьютерного моделирования.

Практическая значимость заключается в том, что синтезированы новые механизмы с ортогонально расположенными парами двигателей с попарно параллельными осями, обладающие свойствами развязки, изоморфности и постоянства передаточного отношения при поступательных движениях. Полученные механизмы параллельной структуры могут быть использованы в различных отраслях промышленности, в ориентирующих устройствах, в испытательных и измерительных устройствах. Разработанные алгоритмы и программы кинематического и динамического анализа могут быть использованы при исследовании других механизмов в научных и учебных задачах.

Положения, выносимые на защиту:

1. Кинематические схемы новых синтезированных механизмов с ортогонально расположенными парами двигателей с попарно параллельными осями;

2. Методика структурного синтеза новых механизмов;

3. Методика кинематического и силового анализа;

4. Действующая модель механизма и полученные экспериментальные результаты, подтверждающие работоспособность и свойства механизма.

Достоверность результатов обусловлена строгостью математических выкладок, корректностью использованных допущений, сопоставлением теоретических и экспериментальных результатов.

Личный вклад автора

Гариним О.А. разработаны методики структурного синтеза, кинематического и силового анализов, синтезированы новые механизмы с шестью степенями свободы с ортогонально расположенными парами двигателей с попарно параллельными осями, решены задачи о положении и скоростях, разработана и собрана физическая модель, и с ее использованием подтверждена работоспособность нового механизма.

Апробация работы

Основные результаты были доложены на конференциях:

– Международная научно-технической конференция «ИННОВАЦИИ-2016», Москва, 2016,

– IX международный конгресс «БИОТЕХНОЛОГИЯ: СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ», г. Москва, 2017,

– Международная научно-техническая конференция «ИННОВАЦИИ-2018», г. Москва, 2018,

– Международная научная студенческая конференция «ИНТЕКС-2019», г. Москва, 2019,

– Международный научно-технический симпозиум «Вторые международные Косыгинские чтения», г. Москва, 2019.

Публикации

По результатам работы опубликованы 11 научных работ, в том числе 4 статьи в журналах из списка ВАК, 1 статья из базы Scopus, 2 патента на полезную модель, 1 свидетельство о регистрации программ для ЭВМ.

Структура диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 122 наименований, 2 приложений. Общий объем диссертации составляет 122 страницы, 64 рисунка, 1 таблица.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи, показаны научная новизна, теоретическая и практическая значимость выполненной работы и положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрены механизмы параллельной структуры разных кинематических схем с различным числом степеней свободы, их применение в проектировании оборудования для ряда отраслей промышленности. Исследование механизмов параллельной структуры является одним из приоритетных направлений машиноведения, что находит отражение в многочисленных исследованиях российских ученых: Крайнева А.Ф., Диментберга Ф.М., Глазунова В.А., Тывеса Л.И., Филиппова Г.С., Рашояна Г.В., зарубежных ученых: В. Гауфа,

Д. Стюарта, М. Чекарелли, Ж. Мерле, Р. Клавеля, К. Конга, К. Госслена, Д. Шабла, Д. Анджелеса, В. Аракеляна, С. Брио, И. Бонева и других. Их работы посвящены структурному синтезу, кинематическому и динамическому анализу, экспериментальному исследованию механизмов параллельной структуры.

Исследования, направленные на решение задач управления, рассмотрены в работах Д. Анджелеса, М. Чекарелли, А.А. и А.Е. Кобринских, М.З. Коловского, А.В. Слоуща, А.И. Корендясева, Б.Л. Саламандры, Л.И. Тывеса, В.С. Медведева, А.Г. Лескова, А.С. Ющенко, Е.П. Попова, А.Ф. Верещагина, С.Л. Зенкевича и ряда других авторов.

Создание новых машин и оборудования с высоким уровнем рабочих параметров представляет собой комплексную задачу, решение которой основано на математическом и физическом моделировании. Особый интерес представляют механизмы параллельной структуры с тремя степенями свободы, осуществляющие поступательные и вращательные движения, и механизмы с шестью степенями свободы. Приведены их кинематические схемы и области применения.

Подробно рассмотрены пространственные механизмы, обладающие важными функциональными свойствами, такими как кинематическая развязка и изоморфность, и обоснована перспективность и целесообразность синтеза устройств с этими свойствами. Такие механизмы были предложены и исследованы В.А. Глазуновым, К. Миановски, Л.И. Тывесом, И Минг Ченом, М. Чарикатто, В. Паренти-Кастелли.

Во второй главе представлены новые синтезированные механизмы с шестью степенями свободы, показан структурный синтез и анализ, проведён кинематический анализ нового механизма, решена задача о положении. На основе задачи о положении исследована рабочая зона механизмов. Решена задача кинематической точности механизма.

Одним из наиболее эффективных методов исследования пространственных механизмов является метод, основанный на использовании аппарата винтового исчисления. Теория винтов была разработана в трудах А.П. Котельникова, Д.Н. Зейлигера, П.О. Сомова, Ф.М. Диментберга, Е.И. Воробьева, А.Ф. Крайнева, В.А. Глазунова.

Для структурного синтеза и анализа механизмов параллельной структуры, обладающих необходимыми свойствами, применен подход, основанный на использовании замкнутых групп винтов. Рассмотрены кинематические и силовые винты, соответствующие различным кинематическим парам, на примере механизмов различных классов. Приведен кинематический анализ рассмотренных поступательного и вращательного механизмов с тремя степенями свободы.

В поступательно-направляющем механизме каждая из трех кинематических цепей состоит из трех кинематических пар, при этом приводная пара расположена на неподвижном основании. В этом механизме все три кинематические цепи налагают одинаковые связи, все кинематические винты взаимны силовым винтам и являются винтами бесконечно большого параметра.

В сферическом механизме каждая из трех кинематических цепей состоит из пяти вращательных пар, приводные вращательные пары расположены на неподвижном основании и их оси пересекаются с осями выходных пар в одной

точке. Все три кинематические цепи налагают одинаковые связи. Приведенные единичные винты характеризуют расположение осей вращательных кинематических пар. Силовые и кинематические винты механизма являются винтами нулевого параметра.

Затем рассмотрен механизм с шестью степенями свободы со свойством кинематической развязки, в котором линейные двигатели управляют перемещением, а вращательные двигатели – ориентирующими движениями. При неподвижных линейных двигателях положение центра выходного звена зафиксировано. При неподвижных вращательных двигателях ориентация исполнительного звена постоянна. Структурный синтез механизма с шестью степенями свободы со свойством кинематической развязки основан на комбинации двух механизмов с тремя степенями свободы: поступательного и сферического.

В дальнейшем применение аппарата винтового исчисления будет использовано для решения задачи силового анализа исследуемых механизмов.

В результате проведенного синтеза получены новые механизмы параллельной структуры с шестью степенями свободы с ортогонально расположенными парами двигателей с попарно параллельными осями (Рисунки 1, 2).

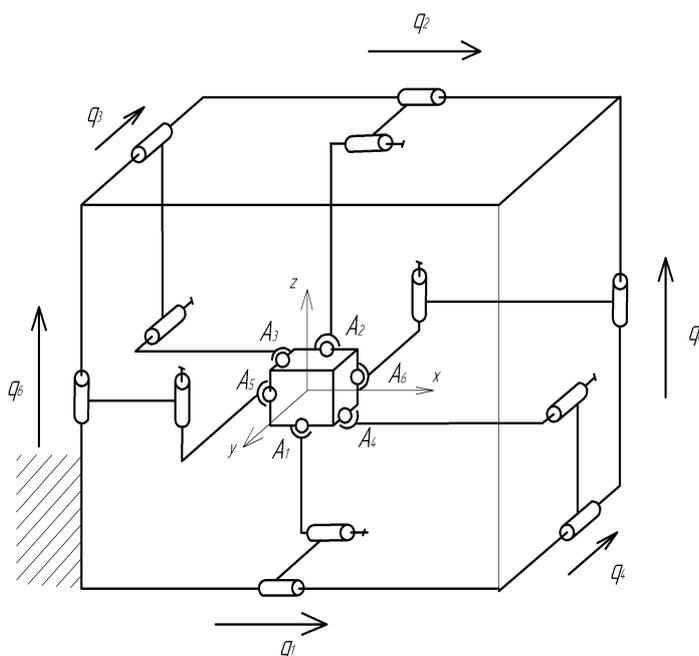


Рисунок 1 – Механизм кинематической схемы 6-PRRS.

Механизмы имеют неподвижное основание, выполненное в виде ребер куба и выходное звено в форме куба, содержат шесть кинематических цепей. Оси шести входных двухподвижных цилиндрических пар попарно параллельны друг другу и расположены на диагонально противоположных ребрах куба основания, а центры соответствующих конечных сферических кинематических пар расположены на параллельных диагонально противоположных ребрах куба выходного звена.

Каждая цепь механизма 6-PRRS содержит входную двухподвижную цилиндрическую кинематическую пару, расположенную параллельно

соответствующей оси декартовой системы координат (Рисунок 1). Ось промежуточной вращательной кинематической пары параллельна оси входной (приводной) пары. Конечная сферическая кинематическая пара расположена в центре соответствующего ребра куба выходного звена.

Число степеней свободы этого механизма определено по формуле Сомова-Малышева:

$$W = 6 \cdot (n - 1) - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 = 6 \cdot (14 - 1) - 5 \cdot 6 - 6 \cdot 4 - 6 \cdot 3 = 6,$$

где n – число звеньев; p_5 – число пар пятого класса (одноподвижных пар); p_4 – число пар четвертого класса (двухподвижных пар), p_3 – число пар третьего класса (трехподвижных пар).

Другим вариантом механизма может быть 6-PRPS (Рисунок 2).

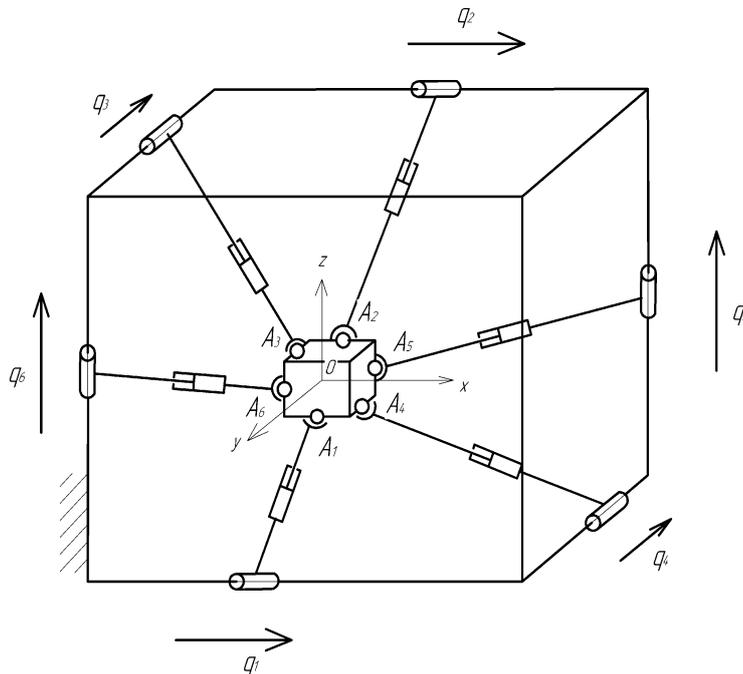


Рисунок 2 – Механизм кинематической схемы 6-PRPS.

В отличие от описанного выше 6-PRRS в каждой кинематической цепи этого механизма вместо промежуточной вращательной пары присутствует поступательная пара. Этот механизм тоже обладает шестью степенями свободы.

Далее в работе был подробно изучен механизм со схемой 6-PRRS, его свойства и собрана физическая модель.

Решена обратная задача о положении механизма.

Координаты центра подвижной системы координат в неподвижной системе координат (x_0, y_0, z_0) . Координаты единичных векторов осей приводов: $q_1(1, 0, 0)$, $q_2(1, 0, 0)$, $q_3(0, 1, 0)$, $q_4(0, 1, 0)$, $q_5(0, 0, 1)$, $q_6(0, 0, 1)$. При движении привода изменяется только одна координата, вдоль оси которой он перемещается. Обобщенные координаты приводов:

$$\begin{aligned}
q_1 &= \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} x_{A1} \\ y_{A1} \\ z_{A1} \end{pmatrix}, & q_2 &= \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} x_{A2} \\ y_{A2} \\ z_{A2} \end{pmatrix} \\
q_3 &= \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} x_{A3} \\ y_{A3} \\ z_{A3} \end{pmatrix}, & q_4 &= \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} x_{A4} \\ y_{A4} \\ z_{A4} \end{pmatrix} \\
q_5 &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} x_{A5} \\ y_{A5} \\ z_{A5} \end{pmatrix}, & q_6 &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} x_{A6} \\ y_{A6} \\ z_{A6} \end{pmatrix},
\end{aligned}$$

где \mathbf{R} – матрица поворота вокруг осей x, y, z .

Матрицу \mathbf{R} можно представить формулой $\mathbf{R} = \mathbf{A}_3 \cdot \mathbf{A}_2 \cdot \mathbf{A}_1$, где

\mathbf{A}_1 – матрица поворота вокруг оси x ;

\mathbf{A}_2 – матрица поворота вокруг оси y ;

\mathbf{A}_3 – матрица поворота вокруг оси z .

Матрица поворота \mathbf{R} имеет вид:

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cdot \cos \beta & \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha - \cos \alpha \cdot \sin \gamma & \sin \alpha \cdot \sin \gamma + \cos \alpha \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta \\ \cos \beta \cdot \sin \gamma & \cos \alpha \cdot \cos \gamma + \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma & \cos \alpha \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta - \cos \gamma \cdot \sin \alpha \\ -\sin \beta & \cos \beta \cdot \sin \alpha & \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{pmatrix}.$$

Приведен пример численного решения обратной задачи о положении механизма.

Важными характеристиками манипуляционных механизмов являются размер и форма их рабочей зоны. Рабочая зона определяется множеством точек, которых достигает выходное звено. Положение выходного звена определяется решением обратной задачи о положении. Значения обобщенных координат манипулятора $q_i, i=1,2,\dots,6$ изменяются в пределах, обусловленных конструкцией механизма:

$$q_{i \min} \leq q_i \leq q_{i \max}.$$

При исследовании рабочей зоны механизма были определены ограничения для всех кинематических цепей механизма с учетом длин промежуточных звеньев.

Геометрические ограничения описываются следующей системой уравнений для i -й цепи:

$$\begin{aligned}
\sqrt{(A - y_{Ai})^2 + (A + z_{Ai})^2} &\leq L_1 + L_2; \\
\sqrt{(A - y_{Ai})^2 + (A + z_{Ai})^2} &\geq L_1 - L_2,
\end{aligned}$$

где L_1, L_2 – длины первого и второго промежуточного звеньев для каждой цепи соответственно; A – длина ребра куба неподвижного основания; x_{A1}, y_{A1}, z_{A1} – координаты центра сферической пары A_1 , размещенной на соответствующем ребре куба выходного звена.

Координаты y_{A1}, z_{A1} определяются соотношением:

$$\begin{pmatrix} x_{A1} \\ y_{A1} \\ z_{A1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + R \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ -1 \end{pmatrix}$$

Аналогично определяются координаты центров сферических пар для всех кинематических цепей.

Поверхность рабочей зоны состоит из участков поверхностей шести пересекающихся цилиндров, построенных вокруг шести ребер куба неподвижного основания, совпадающих с осями приводов (Рисунок 3).

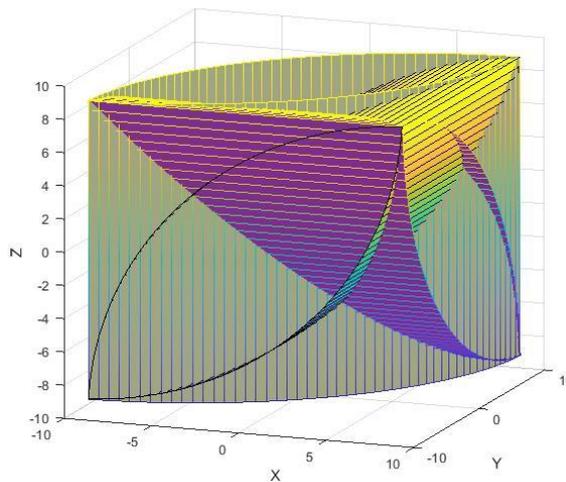


Рисунок 3 – Пересечение шести цилиндров.

Форма и размеры рабочей зоны определяются как область, ограниченная поверхностями пересекающихся цилиндров (Рисунок 4).

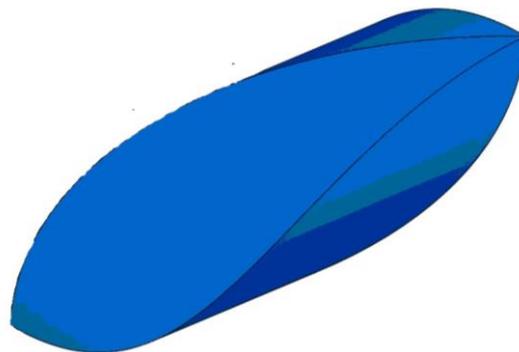


Рисунок 4 – Форма рабочей зоны.

Были составлены алгоритм и программа для определения размера и формы рабочей зоны.

Решены задачи определения максимальной рабочей зоны и установлены зависимости размеров рабочей зоны от длин звеньев кинематических цепей

механизма и соотношения размеров звеньев. Это позволяет оптимально выбирать размеры промежуточных звеньев для получения необходимой рабочей зоны.

Один из параметров оценки качества манипуляционных механизмов – точность позиционирования. Важной задачей, которую следует решить при проектировании машин и оборудования, является расчетное обоснование точности. В работе была исследована зависимость точности позиционирования нового механизма от неточности изготовления его звеньев.

При решении задачи точности выходное звено рассмотрено в общем виде – в виде параллелепипеда с размерами a , b , c . При этом координаты точек крепления будут иметь вид: $A_1(0, b, -c)$, $A_2(0, -c, b)$, $A_3(-a, 0, c)$, $A_4(a, 0, -c)$, $A_5(-a, b, 0)$, $A_6(a, -b, 0)$.

Решение поставленной задачи выполнено на основе классического подхода к оценке линейной точности: для определения отклонения положения выходного звена от расчетной схемы при отклонении размеров звеньев механизма использовали систему шести линейно независимых уравнений в неявном виде:

$$F_1 = q_1 - (x_0 - b \cdot (\sin \gamma \cdot \cos \alpha - \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta) - c \cdot (\sin \gamma \cdot \sin \alpha + \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha)) = 0$$

$$F_2 = q_2 - (x_0 + b \cdot (\sin \gamma \cdot \cos \alpha + \cos \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta) + c \cdot (\sin \gamma \cdot \cos \alpha - \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha)) = 0$$

$$F_3 = q_3 - (y_0 - c \cdot (\cos \gamma \cdot \sin \alpha - \sin \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta) - a \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta) = 0$$

$$F_4 = q_4 - (y_0 + a \cdot (\cos \gamma \cdot \sin \alpha - \sin \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta) + c \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta) = 0$$

$$F_5 = q_5 - (z_0 + a \cdot \sin \beta + b \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha) = 0$$

$$F_6 = q_6 - (z_0 - a \cdot \sin \beta - b \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha) = 0$$

Полный дифференциал функции можно записать в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial F_i}{\partial \alpha} \delta \alpha + \frac{\partial F_i}{\partial \beta} \delta \beta + \frac{\partial F_i}{\partial \gamma} \delta \gamma + \frac{\partial F_i}{\partial a} \delta a + \frac{\partial F_i}{\partial b} \delta b + \frac{\partial F_i}{\partial c} \delta c + \frac{\partial F_i}{\partial x_0} \delta x_0 + \frac{\partial F_i}{\partial y_0} \delta y_0 + \frac{\partial F_i}{\partial z_0} \delta z_0 \\ & + \frac{\partial F_i}{\partial q_1} \delta q_1 + \frac{\partial F_i}{\partial q_2} \delta q_2 + \frac{\partial F_i}{\partial q_3} \delta q_3 + \frac{\partial F_i}{\partial q_4} \delta q_4 + \frac{\partial F_i}{\partial q_5} \delta q_5 + \frac{\partial F_i}{\partial q_6} \delta q_6 = 0 \end{aligned}$$

где $i=1, 2, \dots, 6$.

Принимаем приращения в приводах равными нулю: $\delta q_1 = \delta q_2 = \delta q_3 = \delta q_4 = \delta q_5 = \delta q_6 = 0$.

Используя приведенный подход, можно определить отклонения положения выходного звена в зависимости от неточности изготовления промежуточных звеньев в различных положениях механизма.

Приведен пример численного решения задачи определения отклонения положения исполнительного органа в зависимости от неточности изготовления выходного звена механизма.

В третьей главе проведены исследования кинематических и силовых характеристик синтезированного механизма.

Представлено решение обратной задачи о скоростях.

Задача о скоростях решена дифференцированием уравнений связей (метод Анжелеса – Госслена):

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{V} = -\mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}},$$

где \mathbf{A} – матрица частных производных от неявной функции по абсолютным координатам выходного звена $x_0, y_0, z_0, \alpha, \beta, \gamma$;

\mathbf{B} – матрица частных производных от неявной функции по обобщенным координатам приводов $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$;

$\dot{\mathbf{q}}$ – матрица скоростей приводов;

\mathbf{V} – матрица скоростей поступательного движения V_x, V_y, V_z и вращательного движения выходного звена $\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x_0} & \frac{\partial F_1}{\partial y_0} & \frac{\partial F_1}{\partial z_0} & \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_1}{\partial \beta} & \frac{\partial F_1}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x_0} & \frac{\partial F_2}{\partial y_0} & \frac{\partial F_2}{\partial z_0} & \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_2}{\partial \beta} & \frac{\partial F_2}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial F_3}{\partial x_0} & \frac{\partial F_3}{\partial y_0} & \frac{\partial F_3}{\partial z_0} & \frac{\partial F_3}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_3}{\partial \beta} & \frac{\partial F_3}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial F_4}{\partial x_0} & \frac{\partial F_4}{\partial y_0} & \frac{\partial F_4}{\partial z_0} & \frac{\partial F_4}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_4}{\partial \beta} & \frac{\partial F_4}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial F_5}{\partial x_0} & \frac{\partial F_5}{\partial y_0} & \frac{\partial F_5}{\partial z_0} & \frac{\partial F_5}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_5}{\partial \beta} & \frac{\partial F_5}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial F_6}{\partial x_0} & \frac{\partial F_6}{\partial y_0} & \frac{\partial F_6}{\partial z_0} & \frac{\partial F_6}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_6}{\partial \beta} & \frac{\partial F_6}{\partial \gamma} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & \frac{\partial F_1}{\partial q_2} & \frac{\partial F_1}{\partial q_3} & \frac{\partial F_1}{\partial q_4} & \frac{\partial F_1}{\partial q_5} & \frac{\partial F_1}{\partial q_6} \\ \frac{\partial F_2}{\partial q_1} & \frac{\partial F_2}{\partial q_2} & \frac{\partial F_2}{\partial q_3} & \frac{\partial F_2}{\partial q_4} & \frac{\partial F_2}{\partial q_5} & \frac{\partial F_2}{\partial q_6} \\ \frac{\partial F_3}{\partial q_1} & \frac{\partial F_3}{\partial q_2} & \frac{\partial F_3}{\partial q_3} & \frac{\partial F_3}{\partial q_4} & \frac{\partial F_3}{\partial q_5} & \frac{\partial F_3}{\partial q_6} \\ \frac{\partial F_4}{\partial q_1} & \frac{\partial F_4}{\partial q_2} & \frac{\partial F_4}{\partial q_3} & \frac{\partial F_4}{\partial q_4} & \frac{\partial F_4}{\partial q_5} & \frac{\partial F_4}{\partial q_6} \\ \frac{\partial F_5}{\partial q_1} & \frac{\partial F_5}{\partial q_2} & \frac{\partial F_5}{\partial q_3} & \frac{\partial F_5}{\partial q_4} & \frac{\partial F_5}{\partial q_5} & \frac{\partial F_5}{\partial q_6} \\ \frac{\partial F_6}{\partial q_1} & \frac{\partial F_6}{\partial q_2} & \frac{\partial F_6}{\partial q_3} & \frac{\partial F_6}{\partial q_4} & \frac{\partial F_6}{\partial q_5} & \frac{\partial F_6}{\partial q_6} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

После определения соотношений между проекциями угловых скоростей $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ на неподвижные оси x, y, z и проекциями угловых скоростей $\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ на подвижные оси α, β, γ и дифференцирования обобщенных координат приводов получили решение обратной задачи о скоростях.

Приведен пример численного решения обратной задачи о скоростях механизма.

Особые положения механизма найдены с использованием свойства матриц частных производных \mathbf{A} и \mathbf{B} : равенство нулю определителя матриц \mathbf{A} или \mathbf{B} указывает на наличие особых положений.

Была исследована область особых положений механизма (Рисунок 5). Исследования показали, что механизм может попасть в особые положения только при изменении ориентации выходного звена. При поступательном движении особые положения отсутствуют. Проведенный анализ с использованием сечений области сингулярности и методов компьютерного моделирования позволил определить пространство, в котором не наблюдаются особые положения. Область особых положений находится за пределами конструктивных ограничений, что не влияет на работоспособность механизма.

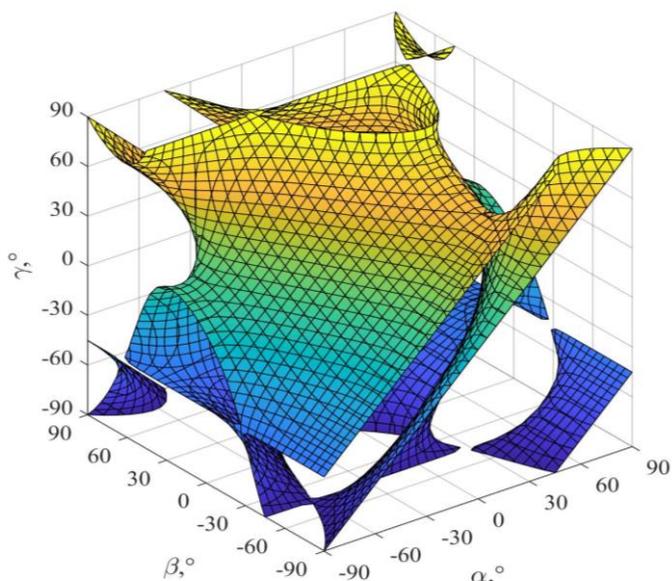


Рисунок 5 – Область особых положений.

При проектировании механизмов необходимо решить задачи обеспечения прочности, жесткости и долговечности. Для этого необходимо знать силовую нагрузку на звенья и кинематические пары.

Проведен силовой анализ нового механизма с использованием подхода, оперирующего с группами силовых и кинематических винтов. Были определены силовые винты, действующие на выходное звено со стороны кинематических цепей, и моменты силовых винтов относительно главных центральных осей инерции выходного звена.

Центр неподвижной системы координат $Oxyz$ расположен в точке пересечения диагоналей основания. Центр связанной с выходным звеном подвижной системы координат $O^m\xi\eta\zeta$ совпадает с точкой пересечения главных центральных осей инерции выходного звена. В начальном положении центры подвижной и неподвижной систем координат совпадают.

Усилия, создаваемые приводами, направлены параллельно осям неподвижной системы координат и передаются кинематическими цепями без изменения модуля и направления на выходное звено.

Каждый из моментов внешних сил, действующих на выходное звено, можно найти как произведение модуля усилия, передаваемого со стороны приводов и относительного момента единичного силового винта и орта оси мобильной системы координат, приведенных к общему центру.

Для проведения исследования были приняты следующие допущения:

- все звенья механизма абсолютно твердые;
- все кинематические пары идеальные (отсутствует трение);
- к механизму приложены обобщенные движущие силы.

Движение механизма описано динамическими уравнениями Ньютона–Эйлера:

$$\begin{aligned} J_{\xi} \cdot \ddot{\phi}_{\xi} + \dot{\phi}_{\eta} \cdot \dot{\phi}_{\zeta} (J_{\zeta} - J_{\eta}) &= M_{\xi}^E, \\ J_{\eta} \cdot \ddot{\phi}_{\eta} + \dot{\phi}_{\xi} \cdot \dot{\phi}_{\zeta} (J_{\zeta} - J_{\xi}) &= M_{\eta}^E, \\ J_{\zeta} \cdot \ddot{\phi}_{\zeta} + \dot{\phi}_{\xi} \cdot \dot{\phi}_{\eta} (J_{\eta} - J_{\xi}) &= M_{\zeta}^E, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= R_x^E, \\ m\ddot{y} &= R_y^E, \\ m\ddot{z} &= R_z^E, \end{aligned}$$

где J_ξ, J_η, J_ζ – моменты инерции выходного звена относительно осей ξ, η, ζ соответственно; $\ddot{\phi}_\xi, \ddot{\phi}_\eta, \ddot{\phi}_\zeta$ – проекции углового ускорения выходного звена на оси ξ, η, ζ соответственно; $\dot{\phi}_\xi, \dot{\phi}_\eta, \dot{\phi}_\zeta$ – проекции угловой скорости выходного звена на оси ξ, η, ζ соответственно; $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$ – проекции линейного ускорения выходного звена на оси x, y, z соответственно; m – масса выходного звена; $M_\xi^E, M_\eta^E, M_\zeta^E$ – проекции главного момента внешних сил на оси ξ, η, ζ ; R_x^E, R_y^E, R_z^E – проекции главного вектора внешних сил на оси x, y, z .

Динамические уравнения Ньютона–Эйлера запишем в виде

$$\begin{aligned} J_\xi \cdot \ddot{\phi}_\xi &= P_1(\mathbf{r}_1 \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_1^0 \cdot \xi) + P_2(\mathbf{r}_2 \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_2^0 \cdot \xi) + P_3(\mathbf{r}_3 \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_3^0 \cdot \xi) + \\ &+ P_4(\mathbf{r}_4 \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_4^0 \cdot \xi) + P_5(\mathbf{r}_5 \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_5^0 \cdot \xi) + P_6(\mathbf{r}_6 \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_6^0 \cdot \xi) - \dot{\phi}_\eta \cdot \dot{\phi}_\zeta (J_\zeta - J_\eta), \\ J_\eta \cdot \ddot{\phi}_\eta &= P_1(\mathbf{r}_1 \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_1^0 \cdot \eta) + P_2(\mathbf{r}_2 \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_2^0 \cdot \eta) + P_3(\mathbf{r}_3 \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_3^0 \cdot \eta) + \\ &+ P_4(\mathbf{r}_4 \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_4^0 \cdot \eta) + P_5(\mathbf{r}_5 \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_5^0 \cdot \eta) + P_6(\mathbf{r}_6 \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_6^0 \cdot \eta) - \dot{\phi}_\xi \cdot \dot{\phi}_\zeta (J_\zeta - J_\xi), \\ J_\zeta \cdot \ddot{\phi}_\zeta &= P_1(\mathbf{r}_1 \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_1^0 \cdot \zeta) + P_2(\mathbf{r}_2 \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_2^0 \cdot \zeta) + P_3(\mathbf{r}_3 \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_3^0 \cdot \zeta) + \\ &+ P_4(\mathbf{r}_4 \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_4^0 \cdot \zeta) + P_5(\mathbf{r}_5 \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_5^0 \cdot \zeta) + P_6(\mathbf{r}_6 \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_6^0 \cdot \zeta) - \dot{\phi}_\xi \cdot \dot{\phi}_\eta (J_\eta - J_\xi), \\ m\ddot{x} &= P_{1x} + P_{2x}, \\ m\ddot{y} &= P_{3y} + P_{4y}, \\ m\ddot{z} &= P_{5z} + P_{6z}, \end{aligned}$$

где $(\xi, \xi^0), (\eta, \eta^0), (\zeta, \zeta^0)$ – плюккеровы координаты ортов осей подвижной системы координат в системе координат основания;

$(\mathbf{r}_i, \mathbf{r}_i^0)$ – плюккеровы координаты силовых винтов \mathbf{R}_i , передаваемых на выходное звено.

Каждая из кинематических цепей передает усилие P_i , задаваемое в i -м приводе, в точку A_i крепления сферической пары на выходном звене (Рисунок 6). Моменты сил P_i относительно осей подвижной системы координат находятся как относительные моменты вектора \mathbf{r}_i единичного силового винта \mathbf{R}_i , задающего направление \mathbf{P}_i , и ортов осей подвижной системы координат, приведенные к началу неподвижной системы отсчета:

$$\begin{aligned} \text{mom}(\mathbf{R}_i, \xi) &= \mathbf{r}_i \cdot \xi^0 + \mathbf{r}_i^0 \cdot \xi; \\ \text{mom}(\mathbf{R}_i, \eta) &= \mathbf{r}_i \cdot \eta^0 + \mathbf{r}_i^0 \cdot \eta; \\ \text{mom}(\mathbf{R}_i, \zeta) &= \mathbf{r}_i \cdot \zeta^0 + \mathbf{r}_i^0 \cdot \zeta; \\ &(i=1, 2, \dots, 6), \end{aligned}$$

где $\text{mom}(\mathbf{R}_i, \xi), \text{mom}(\mathbf{R}_i, \eta), \text{mom}(\mathbf{R}_i, \zeta)$ – относительные моменты единичных силовых винтов \mathbf{R}_i и ортов осей ξ, η, ζ .

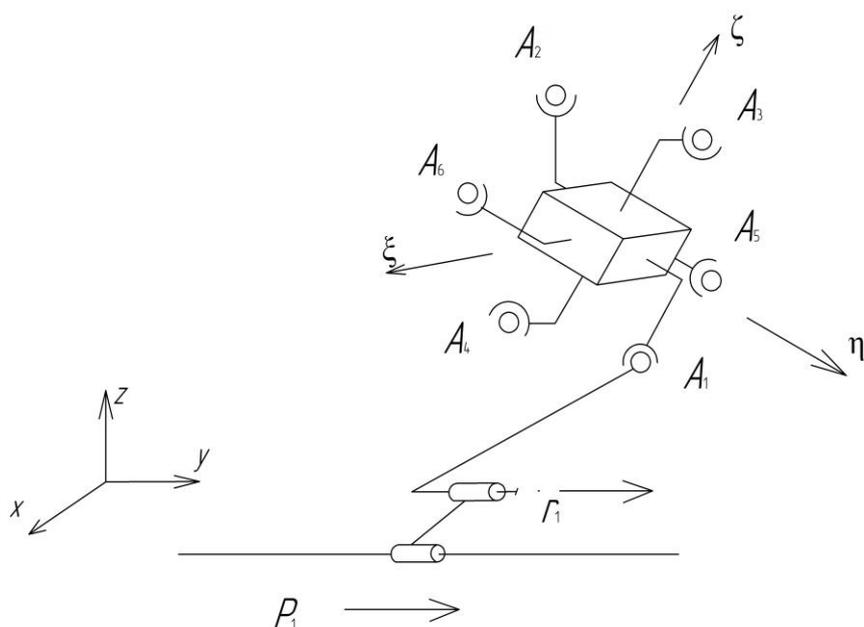


Рисунок 6 – Схема первой кинематической цепи.

Приведен пример численного решения задачи силового анализа механизма.

В четвертой главе приведены экспериментальные исследования механизма. Представленная физическая модель механизма (Рисунок 7) соответствует оформленному патенту на полезную модель 6-PRRS. Показаны детали и узлы изготовленной модели: основание, звенья, двигатели, передачи и пр. Показано, что механизмы параллельной структуры такого класса являются простыми в изготовлении конструкциями. Они обладают возможностями унификации, позволяют изменять длины промежуточных звеньев, кинематические пары, приводы и пр.

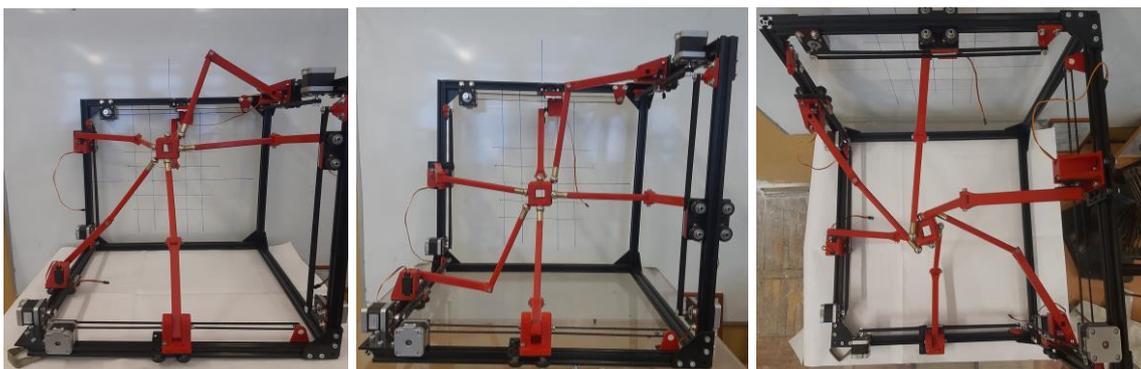


Рисунок 7 – Физическая модель механизма.

Разработанные механизмы параллельной структуры с шестью степенями свободы могут быть использованы в технологическом оборудовании, в транспортных системах. Одним из возможных применений может быть подвижная управляемая тележка-робот для обработки сельскохозяйственных культур (Рисунок 8).

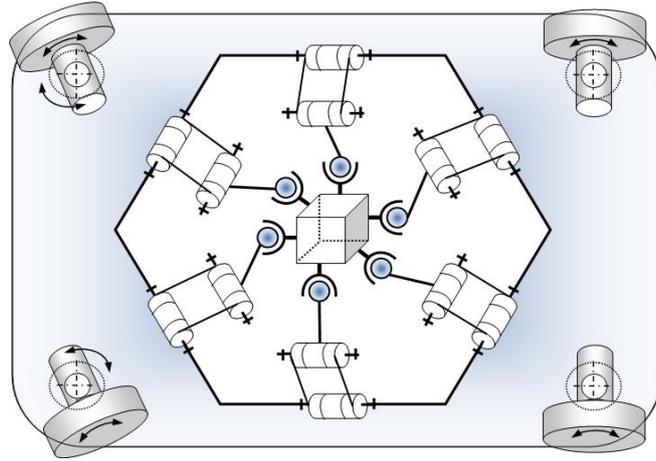


Рисунок 8 – Подвижная управляемая платформа с установленным на ней механизмом.

Механизмы параллельной структуры могут быть применены в ориентирующих устройствах телескопов и радиолокационных антенн и в измерительных системах (Рисунок 9). Измерения координат поверхности объекта проводятся посредством датчика (зонда), закрепленного на выходном звене механизма. Координатно-измерительные машины могут использоваться для измерения размеров, ориентации, построения карт рельефа объектов.

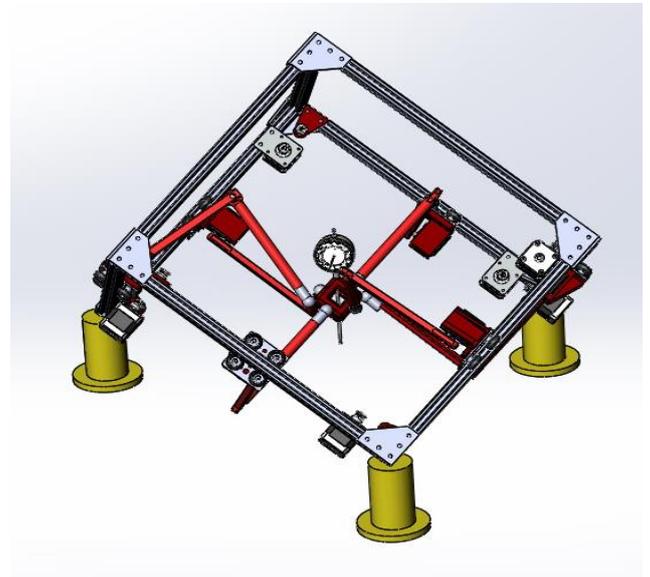
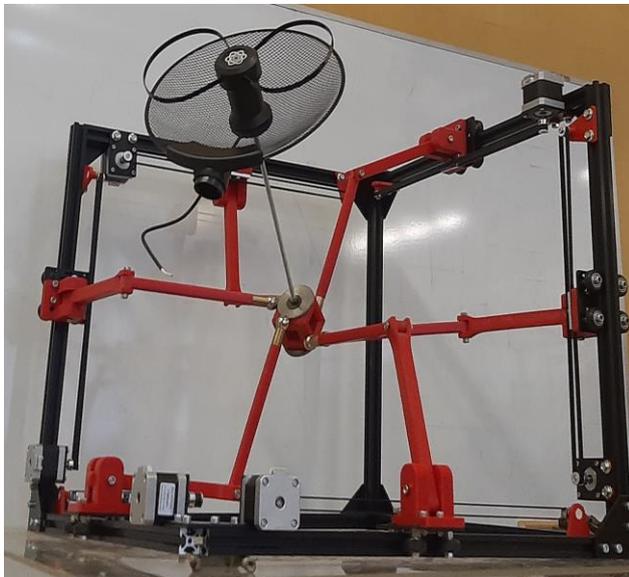


Рисунок 9 – Примеры использования механизма в ориентирующих устройствах и измерительных системах.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного структурного синтеза предложены новые схемы пространственных механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы, имеющие ортогонально расположенные пары двигателей с попарно параллельными осями.

2. Показано, что исследованный механизм обладает свойствами частичной развязки движений и изоморфностью.

3. Разработаны математические алгоритмы и программы для решения прямой и обратной задач о положении, определены параметры рабочего пространства механизма.

4. Установлены зависимости между длинами промежуточных звеньев и размером рабочей зоны, что позволяет проводить рациональное проектирование механизма.

5. Установлено, что наличие особых положений зависит только от ориентации выходного звена и наблюдается при углах поворота, превышающих конструктивные ограничения механизма.

6. Получены уравнения силового анализа. Определены моменты силовых винтов, передаваемых на выходное звено, относительные моменты между осями подвижной системы координат и силовыми винтами.

7. Решена задача силового анализа для произвольного положения выходного звена при заданных абсолютных и обобщенных скоростях и действующих в приводах силах.

8. Экспериментальное исследование физической модели подтвердило работоспособность нового механизма. Подтвержден размер рабочей зоны, определены максимальные углы поворота выходного звена, наличие особых положений, обусловленных потерей степени свободы. Показана возможность кинематической развязки поступательных и вращательных движений.

9. Показано, что изготовленный механизм параллельной структуры с шестью степенями свободы является простой в изготовлении конструкцией, приводы в которой расположены на основании.

10. Исследование действующей модели позволяет разработать рекомендации по проектированию механизмов.

Основные результаты диссертации отражены в приведенных ниже научных работах.

Статьи в периодических изданиях, включенных в Перечень ВАК РФ:

1. Хейло С.В., Глазунов В.А., Палочкин С.В., Гарин О.А., Ключев В.Н. Точность сферического механизма // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2019. № 1 (262). С.29–35.

2. Хейло С.В., Гарин О.А., Палочкин С.В., Дорофеев С.Д. Исследование свойств пространственных механизмов с шестью степенями свободы // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2021. №3. С. 28–33

3. Гарин О.А., Хейло С.В., Полетика А.К. Экспериментальное исследование механизма с шестью степенями свободы // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2022. № 7. С.27–31.

Статьи в российских периодических изданиях, индексируемых в международных библиографических базах Web of Science и Scopus:

1. Хейло С.В., Гарин О.А., Терехова А.Н., Прохорович В.Е., Духов А.В. Решение задач динамики манипуляционного механизма с шестью степенями свободы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. №1. С. 39–46.

Статьи в зарубежных изданиях, индексируемых в базах Web of Science и Scopus:

1. Kheylo, S.V., Tsarkov, A.V., Garin, O.A. (2020) Kinematic Analysis of Novel 6-DOF Robot In: Advances in Intelligent Systems and Computing, pp 442-450.

Статьи в других изданиях и тезисы конференций, индексируемые в РИНЦ:

1. Хейло С.В., Гарин О.А. Разработка механизма с шестью степенями свободы для аддитивных технологий // Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности (ИННОВАЦИИ - 2018): сборник науч. конф. М.: ФГБОУ ВО «РГУ им. А.Н.Косыгина», 2018. С.61-62.

2. Хейло С.В., Разумеев К.Э., Гарин О.А., Ковега М.Н., Каганов Ю.Т. Оптимизация параметров пространственного механизма для аддитивных технологий. //Международный научно-технический симпозиум «Вторые международные Косыгинские чтения, приуроченные к 100-летию РГУ имени А. Н. Косыгина»: Т.2: сборник науч. конф. М.: ФГБОУ ВО «РГУ им. А. Н. Косыгина», 2019. С.197-200.

3. Хейло С.В., Разумеев К.Э., Гаврюшин С.С., Гарин О.А., Глазунов В.А., Шарапов И.Б. Роботы параллельной структуры медицинского назначения // IX международный конгресс Биотехнология: Состояние и перспективы развития: сборник науч. конф. Москва, 2017. С. 315-318.

Патенты и свидетельства:

1. Патент РФ №176040. Пространственный механизма с шестью степенями свободы. Хейло С.В., Глазунов В.А., Гарин О.А.

2. Патент РФ №182355. Пространственный механизма с шестью степенями свободы. Хейло С.В., Глазунов В.А., Гарин О.А., Царьков А.В., Разумеев К.Э.

3. Хейло С.В., Гарин О.А. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ RU 2021662355, 27.01.2021.