

На правах рукописи



РОМАНОВ АНДРЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С
КИНЕМАТИЧЕСКОЙ РАЗВЯЗКОЙ И ПОСТОЯННЫМ
ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ
ВРАЩАТЕЛЬНЫХ ДВИЖЕНИЙ**

Специальность 05.02.18
«Теория механизмов и машин»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2021

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

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

Официальные оппоненты: Хейло Сергей Валерьевич, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теоретической и прикладной механики ФГБОУ ВО «Российский государственный университет им. А.Н.Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство)», г. Москва

Диденко Елена Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры робототехники и технической механики РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина.

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет»

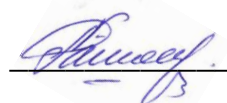
Защита диссертации состоится «15» марта 2022 г. в 15.00 на заседании диссертационного совета Д 002.059.05 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., д.4.

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

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

Автореферат разослан «__» _____ 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
к.т.н.



Рашоян Г. В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

Достоинства механизмов параллельной структуры хорошо известны, они связаны с тем, что в данных устройствах имеют место несколько кинематических цепей, соединяющих основание с выходным звеном. При этом данные механизмы воспринимают нагрузку как пространственные фермы, что обуславливает повышенные показатели по точности и грузоподъемности.

Однако, механизмы параллельной структуры имеют и недостатки. Прежде всего это обусловлено тем, что имеет место кинематическая связанность между приводами. Каждое простое движение, например, движение по прямой или вращение вокруг какой-либо оси, требует согласованного движения всех приводов, при этом передаточные отношения между приводами и выходным звеном в каждом положении меняются. Кроме того, имеют место особые положения, при которых возможны движения выходного звена, не связанные с движениями в приводах. Это обстоятельство снижает функциональные возможности механизмов параллельной структуры.

Для решения указанной проблемы были разработаны различные подходы, в частности, речь идет о кинематической развязке между поступательными и вращательными движениями. При использовании данного подхода были получены многие эффективные решения, которые позволяют упростить задачи кинематики, динамики и управления. Следует отметить, что были получены кинематические схемы, которые позволяют обеспечить постоянство передаточных отношений между приводами и выходным звеном для поступательных движений механизма.

Однако, добиться постоянства передаточных отношений между приводами и выходным звеном для вращательных движений пока не удавалось. Это обстоятельство может осложнить применимость механизмов параллельной структуры, когда речь идет об ответственных операциях, связанных, в частности, с хирургией или космическими роботами. Поэтому важно разработать такие механизмы, которые позволяли бы обеспечить постоянство передаточных отношений для вращательных движений. При этом обеспечивалось бы и отсутствие особых положений.

В силу изложенного тема данной диссертации, связанная с разработкой новых механизмов, имеющих свойство кинематической развязки, а также свойство отсутствия особых положений представляется вполне актуальной.

Цель работы

Разработать новый механизм параллельной структуры с шестью степенями свободы, обладающий кинематической развязкой поступательных и вращательных движений, постоянным передаточным отношением между приводами и выходным звеном и не имеющий особых положений при передаче вращательных движений.

Задачи научного исследования

1. Провести структурный синтез и анализ нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также не имеющего особых положений.
2. Провести кинематический анализ нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
3. Провести динамический анализ нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
4. Провести оценку влияния сил трения в кинематических парах для нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
5. Разработать натурный образец механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также экспериментально проверить его работоспособность.

Научная новизна исследования

1. Разработан новый механизм параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также не имеющий особых положений.
2. Представлена методика структурного анализа нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
3. Проведен кинематический анализ нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
4. Выявлены динамические характеристики нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
5. Представлен силовой анализ с учетом сил трения для нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
6. Изготовлен натурный макет механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.

Теоретическая значимость

Теоретическая значимость работы состоит в разработке методик структурного анализа и синтеза, кинематического и динамического анализа механизма параллельной структуры, имеющего шесть степеней свободы, кинематическую развязку, постоянство передаточных отношения относительно вращательных движений и не имеющего особых положений.

Практическая значимость

Практическая значимость заключается в том, что синтезирован новый манипуляционный механизм параллельной структуры с шестью степенями свободы, имеющий кинематическую развязку, постоянство передаточных отношения относительно вращательных движений и не имеющий особых положений, а также представлены методики анализа данного механизма, применимые в других механизмах подобного рода.

Методы исследования

Исследования проводились с использованием методов теории механизмов и машин, аналитической геометрии, теоретической механики, дифференциального и матричного исчисления, компьютерного моделирования.

Положения, выносимые на защиту

1. Новый синтезированный механизм параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также не имеющий особых положений.
2. Методика структурного анализа нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
3. Методика кинематического анализа нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
4. Методика динамического анализа нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
5. Методика силового анализа с учетом сил трения для нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
6. Конструкция натурного макета механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также вид его рабочей зоны.

Достоверность результатов обусловлена использованием общепринятых допущений, строгостью математических выкладок, применением апробированных методик кинематического и динамического анализа, а также сопоставлением теоретических и практических результатов.

Апробация работы

Основные результаты, доложенные на следующих научно-технических конференциях:

1. Международная научная конференция «Механика и трибология транспортных систем» («МехТрибоТранс-2021»), Ростов на Дону, 2021;
2. Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения «МИКМУС-2021», Москва, 2021;

3. XVI Международная конференция по электромеханике и робототехнике. Санкт-Петербург, 2021;
4. Международный семинар по ТММ им. И.И. Артоболевского, Москва, 2021.

Публикации

По результатам диссертации опубликовано 6 научных статей, входящих в базу РНИЦ, 1 статья, входящая в базу Scopus, 1 патент РФ на полезную модель.

Структура диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы. Общий объем диссертации 135 страниц, в тексте имеется 1 таблица и 80 рисунков. Список литературы представлен на 12 страницах и состоит из 122 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

Первая глава содержит обзор механизмов параллельной структуры с кинематической развязкой, сферических механизмов, рассмотрены особые положения в этих устройствах.

Синтез и анализ механизмов параллельной структуры основан на классических подходах, изложенных в работах И.И. Артоболевского, А.П. Бессонова, Н.Г. Бруевича, Е.И. Воробьева, Р.Ф. Ганиева, В.О. Кононенко, Ф.М. Диментберга, И.И. Вульфсона, В.В. Добровольского, Н.С. Давиташвили, М.З. Коловского, К.В. Фролова, А.Ш. Колискора, А.Ф. Крайнева, П.А. Лебедева, Н.И. Левитского, П.Г. Мудрова, Э.Е. Пейсаха, Б. Росса, Ю.Л. Саркисяна, Р.Б. Статникова и И.М. Соболя, Г. Гогу, Д. Эрве, К. Ханта, К. Конга и К. Гослена, К. Сугимото, К. Вольхарта, Д. Бейкера, В.Е. Гауфа, Д. Стюарта и др.

Важные научные результаты в области робототехнических систем раскрыты в работах П.Н. Белянина, М. Вукобратович, А.Е. и А.А. Кобринских, В.В. Козлова, А.В. Тимофеева, Е.И. Юревича, А.И., Корендясева, Б.Л., Саламандры, Л.И. Тывеса, Р. Пола, Е.П. Попова, А.Ф. Верещагина, С.П. Зенкевича, А.В. Тимофеева, Ф.Л. Черноусько, Н.Н. Болотника, В.Г. Градецкого, М. Шахинпура, А.В. Каляева и И.А. Каляева, Д. Крэйга, К. Мавроидиса, Б. Росса, Дж. Анджелеса и др.

Вопросы, касающиеся кинематической развязки в механизмах параллельной структуры, раскрыты в работах К. Миановского, И Минг Чена, В. Аркеяна, С. Брио, В.А. Глазунова, Дж. Анджелеса.

Одним из недостатков механизмов параллельной структуры является наличие особых положений, при которых возможны движения выходного звена, не связанные с движениями в приводах. Это обстоятельство снижает функциональные возможности механизмов этого класса.

Исходя из изложенного тема данной работы представляется актуальной.

Вторая глава посвящена структурному синтезу и анализу механизма параллельной структуры, с шестью степенями свободы, кинематической развязкой поступательных и вращательных движений, постоянным передаточным отношением относительно вращений выходного звена и не имеющего особых положений.

За основу позиционирующей части механизма был взят механизм параллельной структуры типа delta, имеющий три степени свободы. Для обеспечения данного механизма возможностью передавать вращательные движения на выходное звено в каждой кинематической цепи были заменены два сферических шарнира одного из параллельно идущих прямолинейных валов шарнирного параллелограмма на двухподвижные карданные шарниры. Данная процедура обеспечила возможность передачи данными кинематическими цепями вращательного движения (Рис. 1)

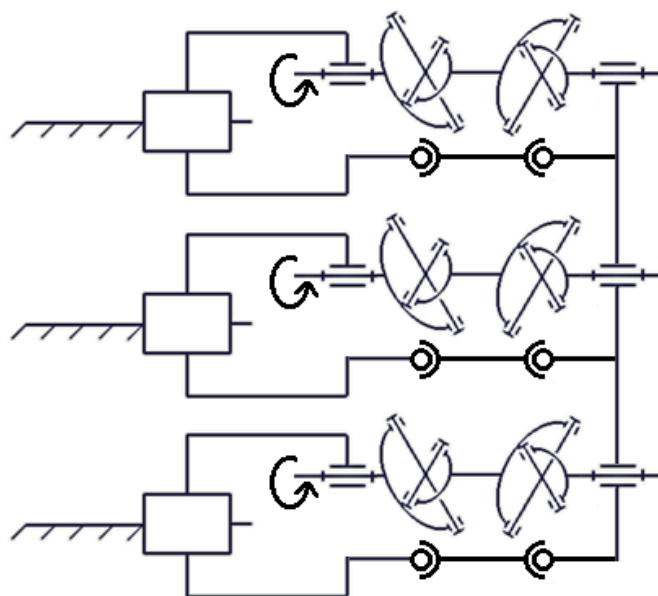


Рисунок 1.

Данный механизм обладает свойством кинематической развязки поступательных и вращательных движений, а именно поступательные движения не имеют взаимосвязи с вращательными движениями.

За основу ориентирующей части синтезируемого механизма параллельной структуры был взят двухподвижный дифференциальный механизм с применением конических зубчатых колес. В качестве выходного звена принято коническое зубчатое колесо, насаженное на поворотную втулку, закрепленную на Т-образном звене. Передача вращательных движений выходному звену обеспечивается за счет двух промежуточных двойных конических зубчатых колес, размещенных на Т-образном звене и сопряженных с выходным звеном.

Совместное действие двух входных конических зубчатых колес обеспечивает выходному звену возможность вращения вокруг своей оси или вокруг оси, проходящей перпендикулярно собственной оси выходного звена (Рис. 2).

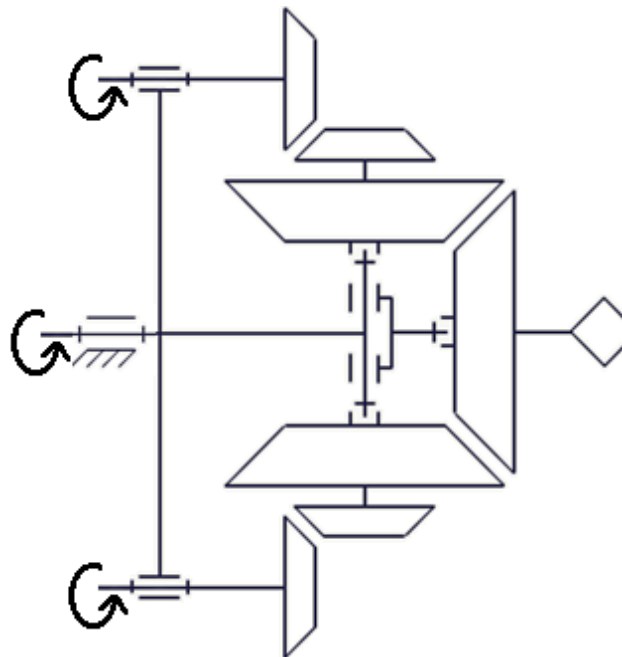


Рисунок 2.

Синтезированный ориентирующий механизм обладает свойством постоянного передаточного отношения и не имеет особых положений, это дает преимущество по отношению к другим механизмам параллельной структуры, а также открывает более широкие возможности применения данного механизма в хирургии и космосе.

Для передачи вращательных движений от карданных шарниров на ориентирующий механизм с коническими зубчатыми колесами нужен передаточный механизм с цилиндрическими зубчатыми колесами и тремя осями, одна из которых неподвижна, а две другие подвижны (Рис. 3).

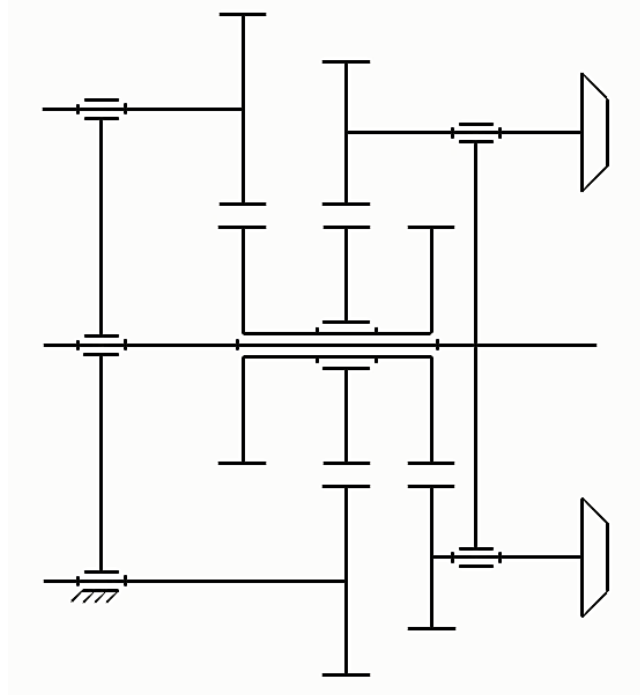


Рисунок 3.

Определим число степеней свободы, разбив синтезированный механизм на три независимых механизма параллельной структуры (Рис. 4).

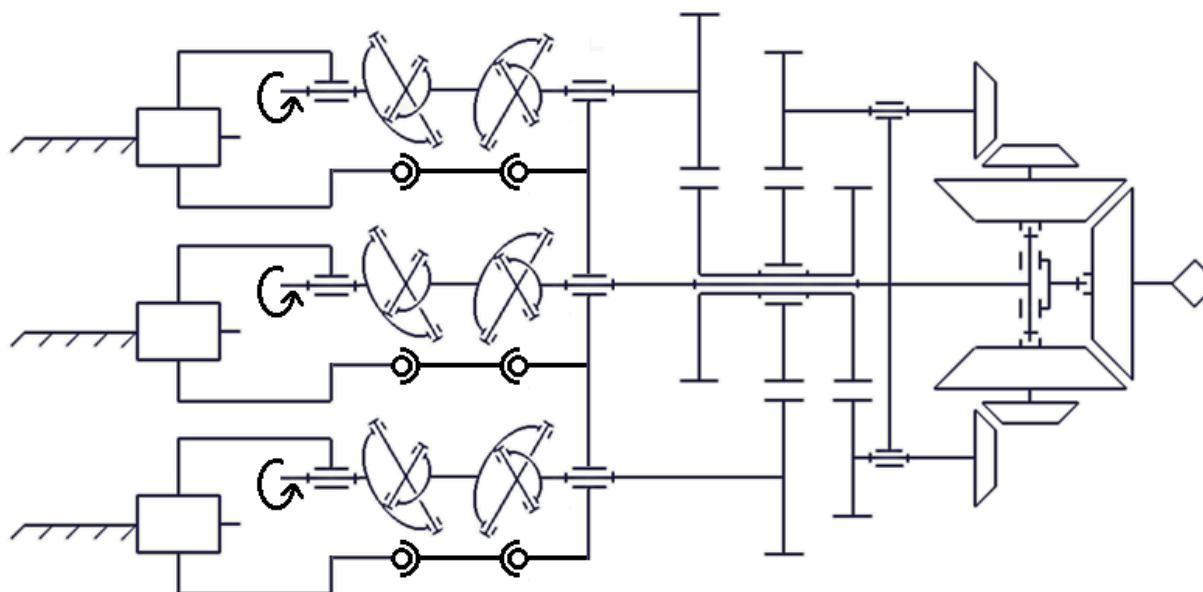


Рисунок 4.

Первая часть механизма определяет линейные перемещения он подчиняется формуле П.О. Сомова и А.П. Малышева и имеет три степени свободы.

Вторая часть механизма, а именно передаточный механизм, передающий вращение, состоит из восьми звеньев, семь их которых являются подвижными. Он подчиняется формуле П.Л. Чебышева и имеет три степени свободы (Валы могут быть расположены не в одной плоскости). В данном случае все три степени свободы «отвечают» за вращения каждой кинематической цепи вокруг собственной оси.

Третья часть механизма, соответствующая передаче вращательных движений всех соединительных кинематических цепей на выходное звено, состоит из семи элементов, шесть из которых являются подвижными. В данном случае определение числа степеней свободы проводится по формуле И. И. Артоболевского, соответствующий сферическим движениям. Эта часть механизма имеет две степени свободы, однако основание данного механизма является одним из выходных звеньев второй части механизма и имеет одну степень свободы, соответствующую вращению.

Таким образом, в случае объединения всех трех указанных частей механизма получаем шесть степеней свободы, три из которых являются поступательными, а три - вращательными.

Механизм параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянными передаточными отношениями между приводами и выходным звеном при осуществлении вращательных движений получен за счет объединения пространственного рычажного механизма, содержащего карданные шарниры, а также плоского и сферического зубчатых механизмов, содержащих подвижные оси, при этом механизм не имеет особых положений.

На рисунке 5 представлена 3D модель синтезированного механизма.

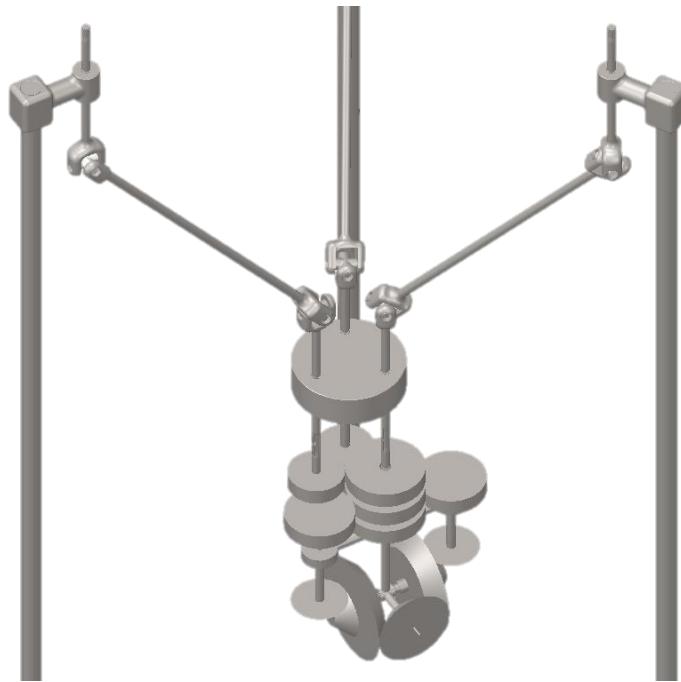


Рисунок 5.

Третья глава посвящена кинематическому анализу механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы, кинематической развязкой поступательных и вращательных движений, постоянным передаточным отношением относительно вращений выходного звена и не имеющего особых положений.

Для решения обратной задачи о положениях необходимо задать положение и ориентацию выходного звена в пространстве, в данном случае положение задается координатами центральной точки D выходного звена, а ориентация – двумя единичными векторами $e1$ и $e2$ (Рис. 6).

$$D = \begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{pmatrix}, \quad e1 = \begin{pmatrix} e1_1 \\ e1_2 \\ e1_3 \end{pmatrix}, \quad e2 = \begin{pmatrix} e2_1 \\ e2_2 \\ e2_3 \end{pmatrix},$$

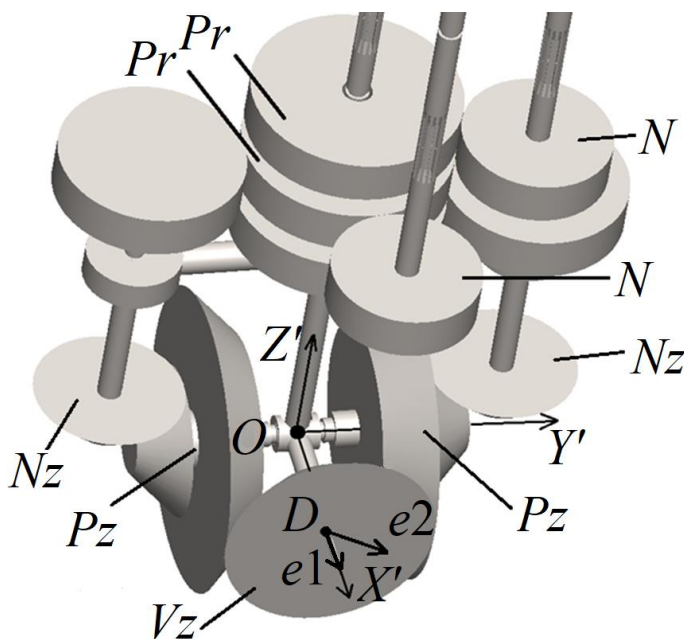


Рисунок 6.

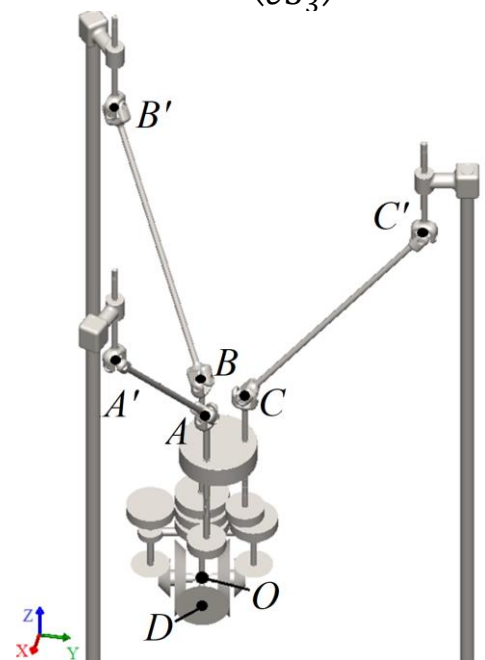


Рисунок 7.

Рассмотрим решение обратной задачи о положениях, связанной с линейными перемещениями. Для этого определим точку пересечения трех осей вращения выходного звена O . Поскольку расстояние от центральной точки выходного звена D до точки пересечения осей вращения выходного звена O постоянное, а вектор e_1 сонаправлен с вектором OX' , координаты точки пересечения определяются по формуле:

$$O = -0,05 \cdot e_1 + D = \begin{pmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \end{pmatrix};$$

Отметим, что расстояние от точки пересечения осей вращения выходного звена до центральных точек нижних крестовин A, B, C (Рис. 7) является постоянным. Воспользовавшись матрицей Денавита–Хартенберга, определим координаты центров нижних крестовин карданных валов A, B, C (Рис. 7).

$$A = MP \cdot O = \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ 1 \end{pmatrix},$$

где O – точка пересечения осей вращения выходного звена, MP – матрица переходов с параметрами $\alpha = 0, \beta = 0, \gamma = 0$, x, y, z равны расстояниям от точки пересечения осей вращения до точек A, B, C , по соответствующим координатам.

Следующим шагом будет определение центральных точек верхних крестовин A', B', C' . Поскольку основание неподвижно и расстояние от направляющей до центральной точки ближайшей крестовины неизменно, можно заметить, что координаты x_i и y_i ($i = A', B', C'$) будут постоянными. Исходя из этого, требуется определить только координату z_i ($i = A', B', C'$).

В качестве метода решения задачи о положениях применен геометрический подход. Центральная точка верхней крестовины лежит на пересечении поверхности сферы с радиусом, равным длине прямолинейного вала, соединяющего верхнюю и нижнюю крестовины, с центром в центральной точке нижней крестовины, и прямой, проходящей вдоль направляющей соответствующего ползуна.

Уравнение такой сферической поверхности имеет вид:

$$L^2 = (x_{A'} - x_A)^2 + (y_{A'} - y_A)^2 + (z_{A'} - z_A)^2,$$

где L – длина прямолинейного вала, соединяющего верхнюю и нижнюю крестовины, $x_{A'}, y_{A'}, z_{A'}$ – координаты центральной точки верхней крестовины, x_A, y_A, z_A – координаты центральной точки нижней крестовины.

Выразив неизвестную координату, получаем квадратное уравнение:

$$z_{A'}^2 - 2 \cdot z_{A'} \cdot z_A = L^2 - (x_{A'} - x_A)^2 - (y_{A'} - y_A)^2 - z_A^2; \quad (1)$$

Решив данное уравнение, получаем два возможных значения, а именно две точки пересечения прямой со сферой. Исходя из конструкции механизма, выбираем максимальное значение $z_{A'}$, координаты $z_{B'}$ и $z_{C'}$ находятся аналогично координате $z_{A'}$.

Получив координаты центров верхних крестовин A', B', C' (Рис. 7), находим координаты центров ползунов аналогично тому, как находили координаты центральных точек нижних крестовин, так как расстояние от верхних крестовин до ползунов постоянное.

Поскольку ориентация выходного звена задается единичными векторами, возникает вопрос определения углов поворотов выходного звена. При отсутствии поворота относительно оси OZ единичный вектор e_1 будет лежать в плоскости XOZ , следовательно, координата e_{1_2} будет равна 0, исходя из этого можно определить угол поворота относительно оси OZ :

$$\begin{pmatrix} \cos(g) & -\sin(g) & 0 & 0 \\ \sin(g) & \cos(g) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} e_{1_1} \\ e_{1_2} \\ e_{1_3} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} e_{1_1} \cdot \cos(g) - e_{1_2} \cdot \sin(g) \\ e_{1_1} \cdot \sin(g) + e_{1_2} \cdot \cos(g) \\ e_{1_3} \\ 1 \end{pmatrix},$$

Поскольку при отсутствии поворота координата по оси OY должна равняться нулю, получим следующее уравнение:

$$e_{1_1} \sin(g) + e_{1_2} \cos(g) = 0.$$

Выразив угол поворота, получим угол, на который следует повернуть выходное звено, чтобы вернуться в начальное положение:

$$g = \arctan\left(\frac{-e_{1_2}}{e_{1_1}}\right);$$

Определив угол поворота относительно оси OZ , следует найти новые единичные векторы, описывающие ориентацию выходного звена до поворота относительно оси OZ , для этого воспользуемся матрицей переходов со следующими параметрами: $\alpha = 0$, $\beta = 0$, $\gamma = g$, $x = 0$, $y = 0$, $z = 0$.

Оставшиеся углы поворотов определяются аналогичным образом.

Для определения углов поворота в приводах следует учесть конструктивную особенность механизма, поскольку при вращении одного вала, «отвечающего» за поворот относительно оси OZ , выходное звено поворачивается относительно всех осей. Чтобы выходное звено не имело поворотов относительно осей OX и OY во время поворота относительно оси OZ , необходимо поворачивать промежуточные зубчатые колеса передаточного механизма Pr (Рис. 6) вместе с центральным валом, «отвечающим» за поворот выходного звена относительно оси OZ .

Таким образом, углы поворотов двигателей будут равны

$$\begin{aligned} D1 &= \alpha \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_p - \beta \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_p + \gamma \cdot k_Y, \\ D2 &= \alpha \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_p + \beta \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_p + \gamma \cdot k_Y, \\ D3 &= \gamma, \end{aligned} \quad (2)$$

где k_p – передаточное число передаточного механизма.

k_Y – передаточное число между N и Pr (Рис. 6).

k_1 – передаточное число между Vz и Pz (Рис. 6).

k_2 – передаточное число между Pz и Nz (Рис. 6).

Определение рабочей зоны механизма осуществляется на основе решения обратной задачи о положениях, в нашем случае потребуется только часть, «отвечающая» за поступательные перемещения.

Для определения рабочей зоны механизма была выбрана область, заведомо большая, чем рабочая зона выходного звена $x = y = z = [-1,1\text{м}; 1\text{м}]$, а шаг по пространственной сетке равен 0,01м.

Далее проверяем каждую точку из данной области. Зная координаты выходного звена, определяем обобщенные координаты. В случае, когда все три обобщенные координаты не комплексные числа, проверяем, принадлежат ли они интервалам возможных значений, в противном случае данная точка не входит в рабочую зону механизма (Рис. 8).

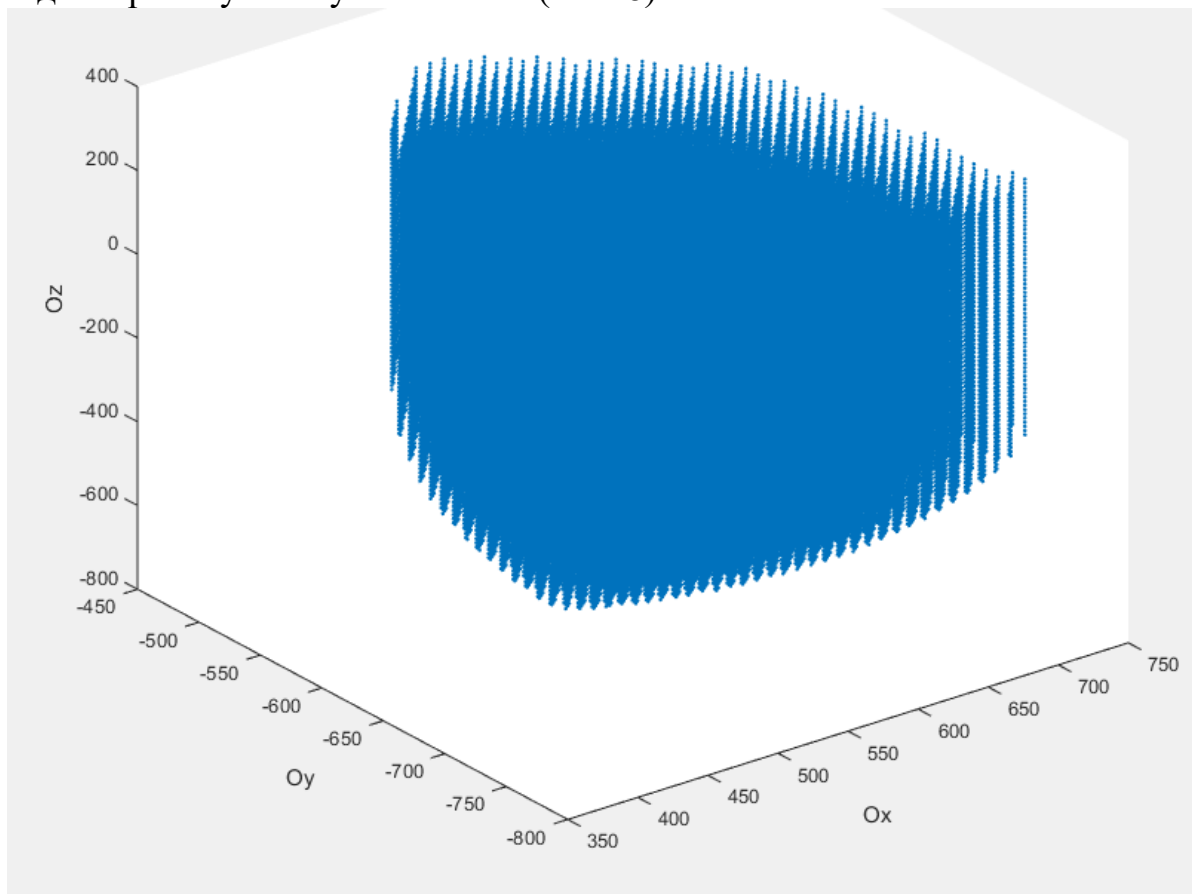


Рисунок 8.

Четвертая глава посвящена решению прямой и обратной задач о скоростях, а также динамическому анализу механизма с кинематической развязкой поступательных и вращательных движений, постоянным передаточным отношением относительно вращений выходного звена и не имеющего особых положений.

Для решения задачи о скоростях воспользуемся методом Д. Анджелеса и К. Гослена. Суть метода заключается в установлении зависимости между обобщенными скоростями в приводах и абсолютными скоростями выходного звена:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{V} = (-\mathbf{B}) \cdot \boldsymbol{\omega}$$

где \mathbf{A} – матрица частных производных от неявных функций по абсолютным координатам x, y, z ; \mathbf{B} – матрица частных производных от неявной функции по обобщенным координатам q_i ; \mathbf{V} – абсолютные скорости центра выходного звена; $\boldsymbol{\omega}$ – обобщенные скорости в приводах;

Функции связи, «отвечающие» за линейные перемещения, в неявном виде выражаются из уравнений, представленных в решении обратной задачи о положениях (1).

Функции связи, «отвечающие» за вращения, выражаются в явном виде, они представлены при решении обратной задачи о положениях (2).

Для решения прямой или обратной задачи о скоростях, воспользуемся следующими уравнениями:

$$\mathbf{V} = (\mathbf{A}^{-1} \cdot (-\mathbf{B})) \cdot \boldsymbol{\omega}; \quad \boldsymbol{\omega} = (-\mathbf{B})^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{V};$$

Рассмотрим численный пример относительно поступательных перемещений.

Подставив координаты центра выходного звена в решение обратной задачи о положениях, получаем значения обобщенных координат, подставив полученные результаты в уравнение Анджелеса-Гослена, получаем следующие соотношения абсолютных и обобщенных скоростей:

$$\begin{pmatrix} -0,39 & 0,233 & -0,58 \\ -6,63 \cdot 10^{-3} & -0,456 & -0,58 \\ 0,398 & 0,222 & -0,58 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} 0,58 & 0 & 0 \\ 0 & 0,58 & 0 \\ 0 & 0 & 0,58 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{pmatrix};$$

Задав начальные условия для решения прямой и обратной задачи о скоростях:

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \text{ м/с} \\ 1 \text{ м/с} \\ 1 \text{ м/с} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{V} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \text{ м/с} \\ 1 \text{ м/с} \\ 1 \text{ м/с} \end{pmatrix};$$

получим следующий результат:

$$\begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = (\mathbf{A}^{-1} \cdot (-\mathbf{B})) \cdot \boldsymbol{\omega} = \begin{pmatrix} 0 \text{ м/с} \\ 0 \text{ м/с} \\ 1 \text{ м/с} \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{pmatrix} = (-\mathbf{B})^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{V} = \begin{pmatrix} 1,27 \text{ м/с} \\ 1,79 \text{ м/с} \\ -0,06 \text{ м/с} \end{pmatrix};$$

Рассмотрим численный пример относительно поворотов выходного звена.

Соотношения абсолютных и обобщенных скоростей:

$$\begin{pmatrix} 0,783 & -0,783 & 1,4 \\ 0,783 & 0,783 & 1,4 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{a} \\ \dot{b} \\ \dot{g} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix};$$

Данные матрицы частных производных имеют постоянные члены, что свидетельствует об отсутствии особых положений при осуществлении вращательных движений.

Задав начальные условия для решения прямой и обратной задачи о скоростях:

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{pmatrix} \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \text{ рад/с} \\ 1 \text{ рад/с} \\ 1 \text{ рад/с} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{V} = \begin{pmatrix} \dot{a} \\ \dot{b} \\ \dot{g} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \text{ рад/с} \\ 1 \text{ рад/с} \\ 1 \text{ рад/с} \end{pmatrix};$$

получим следующий результат:

$$\begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} = (\mathbf{A}^{-1} \cdot (-\mathbf{B})) \cdot \boldsymbol{\omega} = \begin{pmatrix} 0 \text{ рад/с} \\ -0.51 \text{ рад/с} \\ 1 \text{ рад/с} \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix} = (-\mathbf{B})^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{V} = \begin{pmatrix} 1,4 \text{ рад/с} \\ 2,966 \text{ рад/с} \\ 1 \text{ рад/с} \end{pmatrix};$$

Особый интерес представляет динамический анализ передаточного и ориентирующего механизмов, который проводится на основе уравнений Лагранжа второго рода:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_1 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_2, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma} = Q_3 \end{cases}$$

где T – кинетическая энергия механизма; $\alpha, \beta, \gamma, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ – углы поворотов и угловые скорости выходного звена относительно соответствующих осей вращения; $Q_1 = M_1 \cdot \frac{\partial \varphi_1}{\partial \alpha} + M_2 \cdot \frac{\partial \varphi_2}{\partial \alpha} + M_3 \cdot \frac{\partial \varphi_3}{\partial \alpha}$, $Q_2 = M_1 \cdot \frac{\partial \varphi_1}{\partial \beta} + M_2 \cdot \frac{\partial \varphi_2}{\partial \beta} + M_3 \cdot \frac{\partial \varphi_3}{\partial \beta}$, $Q_3 = M_1 \cdot \frac{\partial \varphi_1}{\partial \gamma} + M_2 \cdot \frac{\partial \varphi_2}{\partial \gamma} + M_3 \cdot \frac{\partial \varphi_3}{\partial \gamma}$ – обобщенные силы; M_1, M_2, M_3 – крутящие моменты в приводах; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы поворотов в приводах; $\frac{\partial \varphi_i}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial \varphi_i}{\partial \beta}$, $\frac{\partial \varphi_i}{\partial \gamma}$ – постоянные коэффициенты, составленные из частных производных.

Рассчитав кинетическую энергию звеньев механизма, получим уравнение кинетической энергии всего механизма:

$$T = (K_\alpha + K'_\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 + (K_\beta + K'_\beta) \cdot \dot{\beta}^2 + (K_\gamma + K'_\gamma) \cdot \dot{\gamma}^2 + (K_{\alpha\beta} + K'_{\alpha\beta}) \cdot \dot{\alpha}\dot{\beta} + (K_{\alpha\gamma} + K'_{\alpha\gamma}) \cdot \dot{\alpha}\dot{\gamma} + (K_{\beta\gamma} + K'_{\beta\gamma}) \cdot \dot{\beta}\dot{\gamma},$$

где $K_\alpha, K_\beta, K_\gamma, K_{\alpha\beta}, K_{\alpha\gamma}, K_{\beta\gamma}$ – постоянные коэффициенты; $K'_\alpha, K'_\beta, K'_\gamma, K'_{\alpha\beta}, K'_{\alpha\gamma}, K'_{\beta\gamma}$ – переменные коэффициенты, зависящие от углов поворотов выходного звена α, β, γ .

Определив частные производные от кинетической энергии, получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} U_\alpha \cdot \ddot{\alpha} + U_{\alpha\beta} \cdot \ddot{\beta} + U_{\alpha\gamma} \cdot \ddot{\gamma} - \left(\frac{\partial K'_\alpha}{\partial \alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{\partial K'_{\alpha\beta}}{\partial \alpha} \cdot \dot{\alpha}\dot{\beta} + \frac{\partial K'_{\alpha\gamma}}{\partial \alpha} \cdot \dot{\alpha}\dot{\gamma} \right) = Q_1 \\ U_\beta \cdot \ddot{\beta} + U_{\alpha\beta} \cdot \ddot{\alpha} + U_{\beta\gamma} \cdot \ddot{\gamma} - \left(\frac{\partial K'_\beta}{\partial \beta} \cdot \dot{\beta}^2 + \frac{\partial K'_{\alpha\beta}}{\partial \beta} \cdot \dot{\alpha}\dot{\beta} + \frac{\partial K'_{\beta\gamma}}{\partial \beta} \cdot \dot{\beta}\dot{\gamma} \right) = Q_2 \\ U_\gamma \cdot \ddot{\gamma} + U_{\alpha\gamma} \cdot \ddot{\alpha} + U_{\beta\gamma} \cdot \ddot{\beta} - \left(\frac{\partial K'_\gamma}{\partial \gamma} \cdot \dot{\gamma}^2 + \frac{\partial K'_{\alpha\gamma}}{\partial \gamma} \cdot \dot{\alpha}\dot{\gamma} + \frac{\partial K'_{\beta\gamma}}{\partial \gamma} \cdot \dot{\beta}\dot{\gamma} \right) = Q_3 \end{cases}$$

Рассмотрим численный пример, используя закон управления, минимизирующий ошибку по положению, скорости и ускорению выходного

звена. При этом коэффициенты обратных связей по скорости и положению, будут равны: $Hg = 240$, $Hg1 = 480$.

Примем, что требуемые законы изменения углов поворота, угловых скоростей и ускорений выходного звена будут равны:

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,1 \cdot \sin(10 \cdot t), & \dot{\alpha} &= \cos(10 \cdot t), & \ddot{\alpha} &= -10 \cdot \sin(10 \cdot t), \\ \beta &= 0,1 \cdot \cos(10 \cdot t), & \dot{\beta} &= -\sin(10 \cdot t), & \ddot{\beta} &= -10 \cdot \cos(10 \cdot t), \\ \gamma &= 0,2 \cdot \sin(5 \cdot t), & \dot{\gamma} &= \cos(5 \cdot t), & \ddot{\gamma} &= -5 \cdot \sin(5 \cdot t). \end{aligned}$$

Начальные условия возьмем равными:

$$\alpha_0 = 0,05 \text{ рад}; \quad \beta_0 = 0,1 \text{ рад}; \quad \gamma_0 = 0,3 \text{ рад};$$

$$\dot{\alpha}_0 = 0,6 \text{ рад/с}; \quad \dot{\beta}_0 = 0,8 \text{ рад/с}; \quad \dot{\gamma}_0 = 0,4 \text{ рад/с};$$

В результате получаем следующие графики изменения углов поворота (Рис. 9), угловых скоростей (Рис. 10) выходного звена, а также фазовые траектории (Рис. 11):

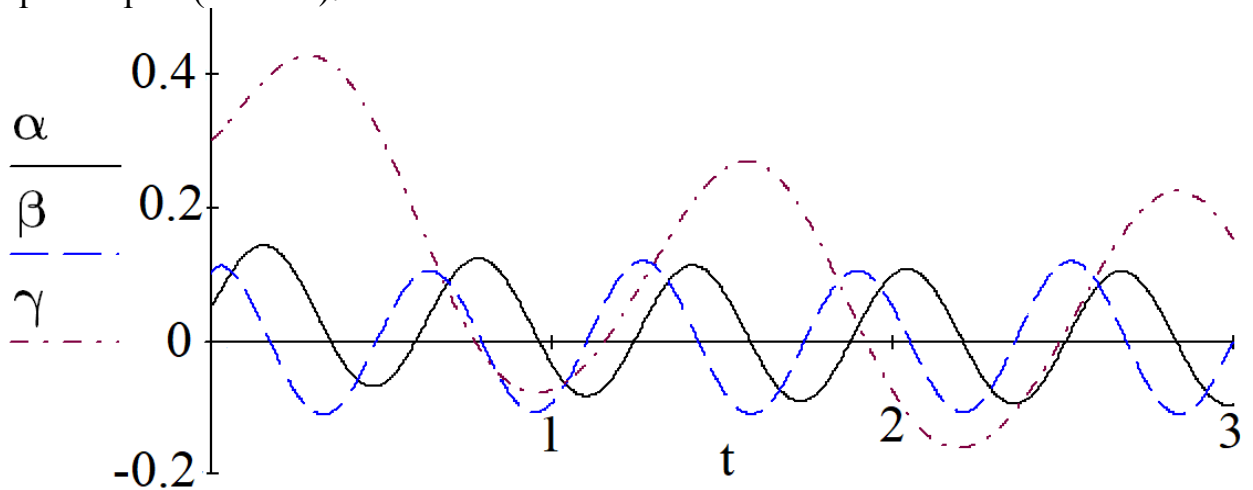


Рисунок 9.

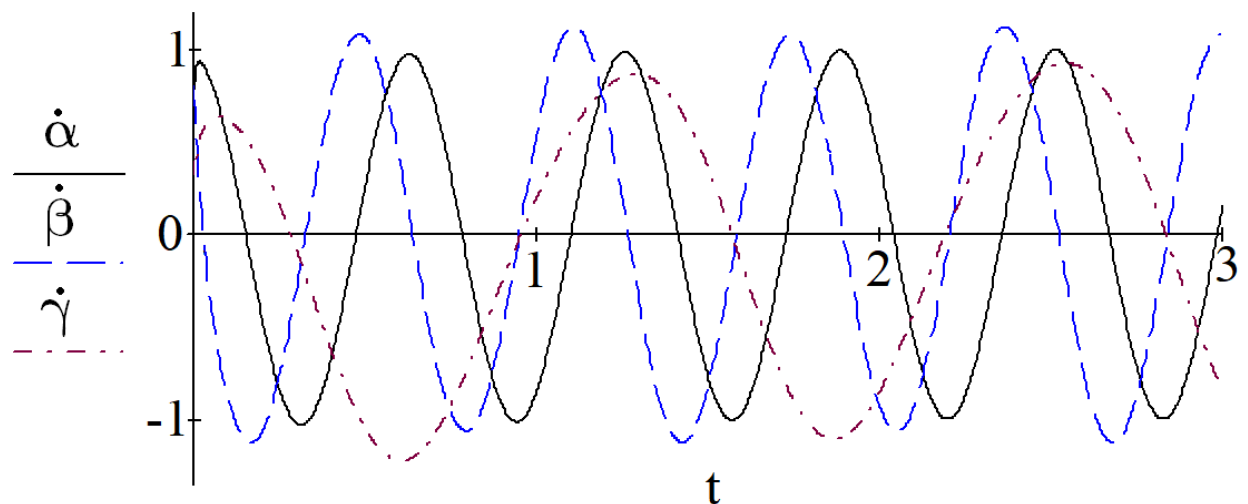


Рисунок 10.

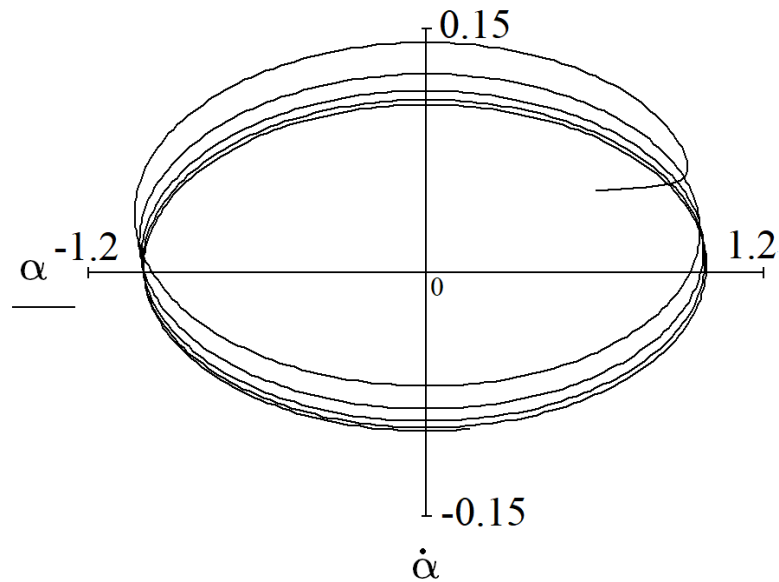


Рисунок 11.

Пятая глава посвящена оценке влияния трения в кинематических парах механизма параллельной структуры, обладающего кинематической развязкой, постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также не имеющего особых положений. Представлен натурный макет данного механизма.

Найдем скорости в однопарном зацеплении зубчатых колес. Для удобства будем рассматривать замещающую кинематическую схему, аналогичную зубчатому зацеплению двух цилиндрических зубчатых колес, где точка контакта B перемещается по линии зацепления MM_1 (Рис. 12).

Рассмотрим случай, когда точка контакта находится в крайнем положении на линии зацепления (на примере точки M) (Рис. 12).

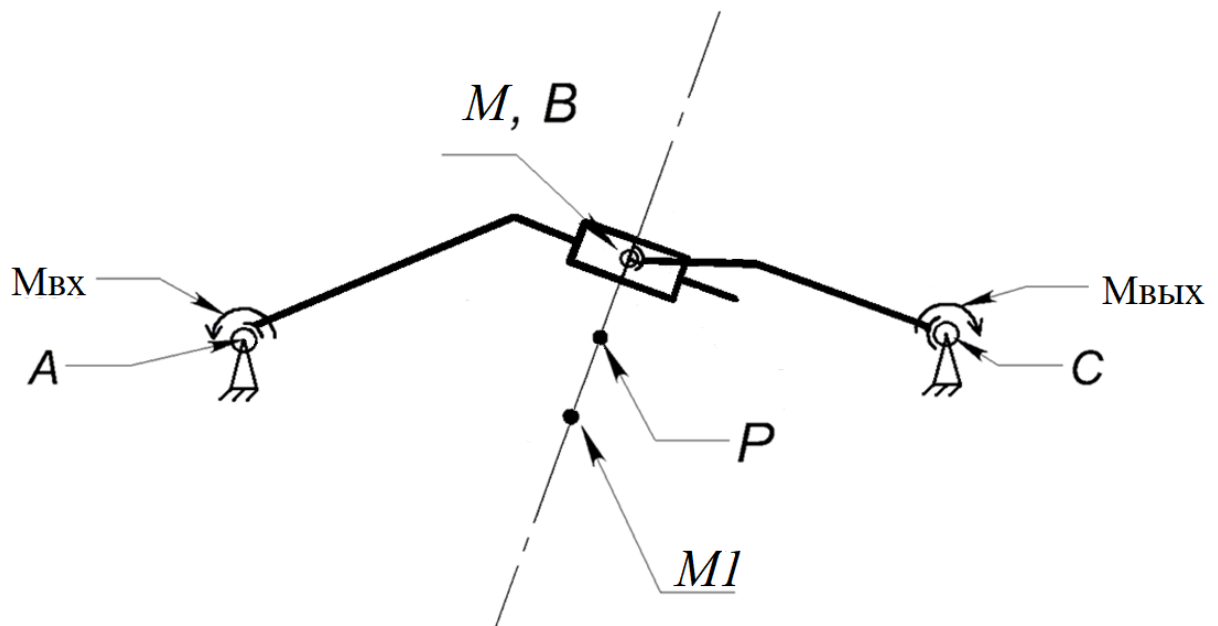


Рисунок 12.

Для определения скорости скольжения воспользуемся системой уравнений:

$$\begin{cases} \omega_A + \omega_B + \omega_C = 0 \\ \rho_A \times \omega_A + \rho_B \times \omega_B + \rho_C \times \omega_C + V_{\text{ск}} = 0, \\ V_{\text{ск}} \cdot PB = 0 \end{cases}$$

где ρ_A, ρ_B, ρ_C – векторы, идущие от полюса зацепления P до соответствующих точек A, B, C, $\omega_C = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$ – угловая скорость.

Координаты точек A, B, C по оси OZ равны нулю, вращение идет относительно оси OZ, при этом получаем, что $\rho_{Az} = \rho_{Bz} = \rho_{Cz} = 0$, $\omega_{Ax} = \omega_{Ay} = \omega_{Bx} = \omega_{By} = \omega_{Cx} = \omega_{Cy} = 0$, следовательно, система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} \omega_{Az} + \omega_{Bz} + \omega_{Cz} = 0 \\ \rho_{Ay}\omega_{Az} + \rho_{By}\omega_{Bz} + \rho_{Cy}\omega_{Cz} + V_{\text{ск}x} = 0 \\ -\rho_{Ax}\omega_{Az} - \rho_{Bx}\omega_{Bz} - \rho_{Cx}\omega_{Cz} + V_{\text{ск}y} = 0 \\ V_{\text{ск}x} \cdot PB_x + V_{\text{ск}y} \cdot PB_y = 0 \end{cases}$$

Решив данное уравнение со следующими параметрами $\rho_{Bx} = PB_x = 0,024$ м, $\rho_{By} = PB_y = 0,065$ м, $\rho_{Ax} = -0,3$ м, $\rho_{Cx} = 0,3$ м, получим, что скорость скольжения профилей зубьев в точке контакта (по двум координатам):

$$V_{\text{ск}} = \begin{pmatrix} 0,1296 \text{ м/с} \\ -0,0472 \text{ м/с} \end{pmatrix};$$

Рассмотрим случай с учетом сил трения (Рис. 13).

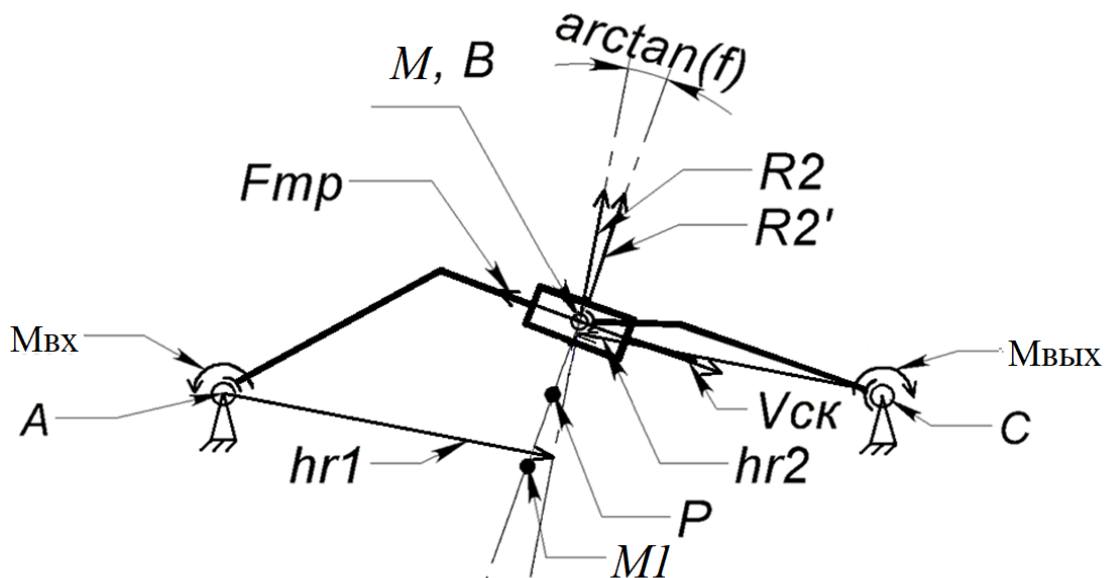


Рисунок 13.

В данном случае для определения вектора реакции необходимо знать коэффициент трения, определяющий отклонение вектора R_2 при учете сил трения от R'_2 . Сила трения $F_{\text{тр}}$ перпендикулярна линии зацепления и направлена в противоположном направлении вектора скорости скольжения.

Известно, что вектор R_2 отклоняется от вектора силы трения на угол, равный $\arctan(f)$, где f – коэффициент трения. Зная данные параметры, определим направление вектора реакции с учетом силы трения R_2 .

Затем определим длину рычага силы $|R_2| = \frac{M_{\text{ВЫХ}}}{|hr_2|}$, а также найдем длину рычага силы hr_1 . Вектор реакции $R_1 = -R_2$, таким образом получаем: $M_{\text{ВХ}} = |R_2| \cdot |hr_1|$.

Значения расчетных крутящих моментов сведены в таблицу 1. Кроме того, указано изменение крутящего момента. Итак, влияние силы трения в худшем случае составляет 23%.

Таблица 1.

Расчет крутящих моментов в случаях отсутствия и наличия трения

	Вых. звено	1 зацепление	2 зацепление	3 зацепление	В приводах
$f = 0$	50 Н·м	32,35 Н·м	32,35 Н·м	33,43 Н·м	40,12 Н·м
$f = 0,16$	50 Н·м	33,97 Н·м	37,05 Н·м	41,19 Н·м	49,49 Н·м
Несоответствие	0%	5%	15%	23%	23%

Таким образом, осуществлена оценка влияния сил трения в кинематических парах механизма параллельной структуры, имеющего кинематическую развязку, постоянное передаточное отношение при осуществлении вращательных движений.

Рассмотрим натурную модель синтезируемого механизма (Рис. 14). На рисунке 15 показано смещение платформы при перемещении поступательных приводов на различные значения. (В рычажном механизме не представлены звенья со сферическими шарнирами).



Рисунок 14.



Рисунок 15.

Ориентирующий механизм состоит из механизма с цилиндрическими колесами, служащего для передачи вращений и механизма с коническими колесами, служащего для ориентирующих движений (Рис. 16).

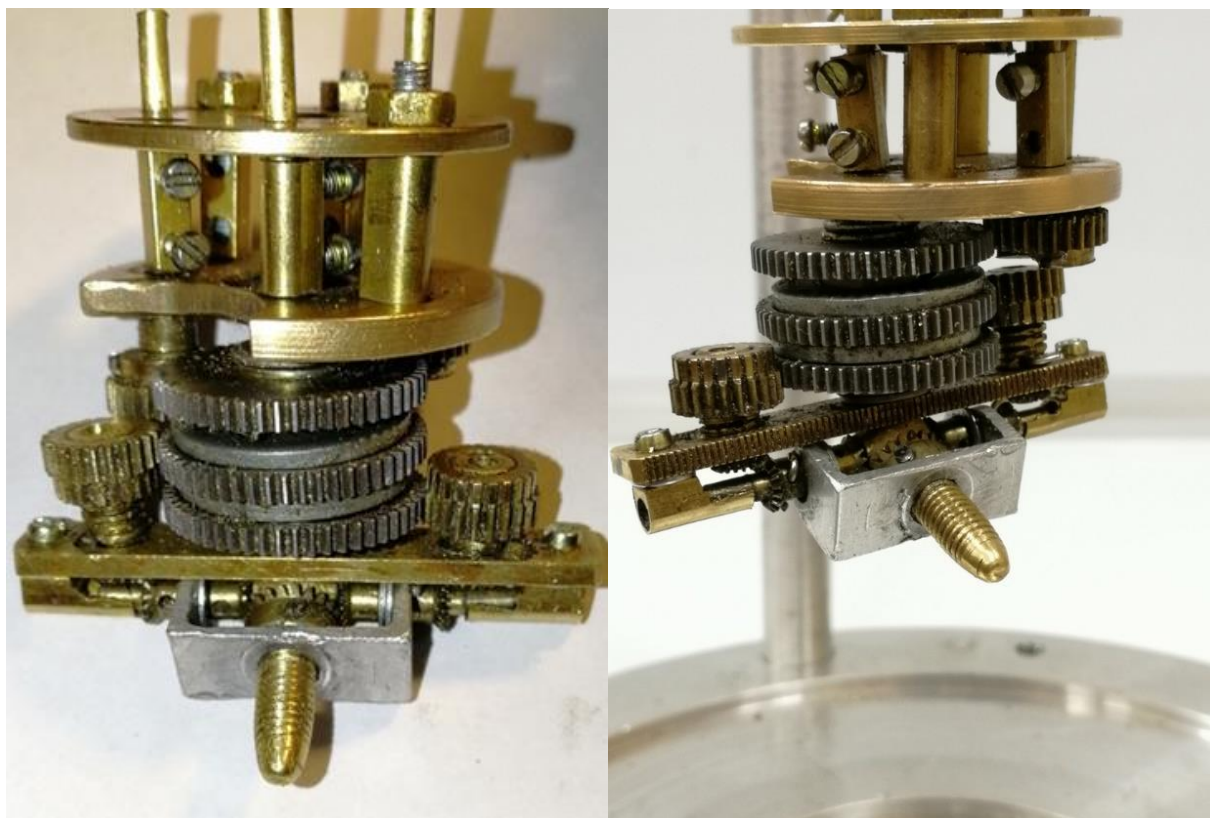


Рисунок 16.

Заключение

В данной работе проведен синтез и анализ механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы, обладающего кинематической развязкой, постоянными передаточными отношениями между вращательными приводами и выходным звеном при осуществлении вращательных движений.

Представленный механизм был получен путем объединения пространственного рычажного механизма, содержащего карданные шарниры, а также плоского и сферического зубчатых механизмов, содержащих подвижные оси, при этом механизм не имеет особых положений.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Основные результаты работы:

- 1) Проведены структурный синтез и анализ нового механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений, а также не имеющего особых положений.
- 2) Проведен кинематический анализ синтезированного механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.

- 3) Проведен динамический анализ синтезированного механизма параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений.
- 4) Проведена оценка влияния сил трения в кинематических парах с учетом изменения векторов реакции в зубчатых передачах при передаче вращательных движений.
- 5) Разработан натурный образец механизма параллельной структуры с кинематической развязкой, постоянным передаточным отношением при осуществлении вращательных движений и экспериментально проверена его работоспособность, а также отсутствие особых положений.

Проведенная работа позволяет сделать следующие выводы:

- 1) Механизм параллельной структуры с кинематической развязкой и постоянным передаточным отношением между приводами и выходным звеном при осуществлении вращательных движений можно получить за счет объединения пространственного рычажного механизма, содержащего карданные шарниры, а также плоского и сферического зубчатых механизмов, содержащих подвижные оси.
- 2) Кинематическая развязка механизма обеспечивает отсутствие взаимосвязей поступательных и вращательных движений.
- 3) Кинематический анализ механизма показал, что имеет место наличие взаимосвязей приводов, «отвечающих» за вращательные движения, а также отсутствие особых положений.
- 4) Анализ наличия сил трения целесообразно провести с учетом изменения направления реакций. При этом изменяется плечо приложения силы и вращающий момент при постоянном выходном моменте.
- 5) Динамический анализ показал, что используемый закон управления позволяет получить динамическую точность, соответствующую заданной.
- 6) Изготовленный механизм показал, что движения реального механизма соответствуют движениям разработанной модели.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в зарубежных изданиях, индексируемых Scopus и WoS:

1. Глазунов В.А., Албагачиев А.Ю., Ерофеев М.Н., Романов А.А. Разработка и исследование механизма параллельной структуры с зубчатыми передачами с учетом трения. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. №2.

Публикации в периодических изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

2. Гебель Е.С., Гаврилина Л.В., Глазунов В.А., Ласточкин А.Б., Романов А.А., Духов А.В. К анализу сингулярных зон механизмов параллельной

структуры с линейными двигателями. // Станкоинструмент. 2021. №3. С. 92-98.

3. Духов А.В., Романов А.А., Ерофеев М.Н., Кравченко И.Н., Николаев А.В. Разработка и анализ механизма параллельной структуры с дугообразными направляющими с прорезями и постоянной точкой ввода. // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2022. №1.
4. Родионов Ю.В., Сухоставский А.Н., Романов А.А., Духов А.В., Пелин И.В. Разработка и анализ механизма параллельной структуры с линейными приводами, расположенными на основании под разными углами к его плоскости. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. №10. С. 41-48.
5. Слепцов В.В., Скворцов С.А., Орлов А.В., Ковалева Н.Л., Романов А.А., Швец П.А. Разработка регулируемых электроприводов специального назначения. // Станкоинструмент. №2. 2021. С. 98-103.

Патенты:

6. Родионов Ю.В., Иванов С.В., Романов А.А., Сухоставский А.Н., Ерофеев М.Н., Курганская А.И. пространственный механизм с шестью степенями свободы. // Патент полезной модели РФ № 207790. Заявка № 202111548. 16.11.2021. Бюл. № 32.

Публикации в других изданиях:

7. Пащенко В.Н., Романов А.В., Чайкин М.О., Захаров В.Ю., Пащенко В.В., Романов А.А. Определение особых положений для решения задачи кинематического управления механизмами совместного относительного манипулирования. // Завалишинские чтения'21, XVI Международная конференция по электромеханике и робототехнике. Санкт-Петербург. 2021. С. 143-150.
8. Rashoyan G., Maloyan N., Antonov A., Romanov A. Synthesis of l -coordinate Parallel Mechanism Without Singularities. // Advances in Artificial Systems for Medicine and Education IV. P. 270-282.

Личный вклад автора:

[1]: Разработка алгоритма учета трения.

[2]: Разработка программ построения зон сингулярности.

[3, 4]: Разработка алгоритма кинематического анализа.

[5]: Разработка алгоритма определения коэффициентов обратных связей.

[6]: Определение параметров, определяющих положение направляющих приводных пар.

[7]: Разработка критериев близости к особым положениям.

[8]: Построение зон, определяющих положение точек крепления приводов.