


На правах рукописи



Скворцов Сергей Александрович

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

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

Научный руководитель: **Глазунов Виктор Аркадьевич**, доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Горобцов Александр Сергеевич**, доктор технических наук, старший научный сотрудник, декан факультета электроники и вычислительной техники ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО "ВолгГТУ"),

Хейло Сергей Валерьевич, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теоретической и прикладной механики ФГБОУ ВО «Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина»

Ведущая организация: Национальный исследовательский университет «МЭИ» (г. Москва)

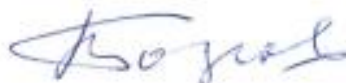
Защита состоится « 25 » апреля 2017 г. в 15-00 часов на заседании диссертационного совета Д 002.059.05 на базе Федерального государственного бюджетного учреждения науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: 101990, Москва, М. Харитоньевский пер., д. 4

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) и на сайте <http://www.imash.ru>.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения (организации), просим направлять по указанному адресу в диссертационный совет Д 002.059.05.

Автореферат разослан « 15 » марта 2017 г.

Учёный секретарь диссертационного совета



Бозров В.М.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В связи с необходимостью интенсивного развития отечественной машиностроительной отрасли, в частности автомобилестроения, следует резко повысить надежность транспортных средств, а также безопасность их вождения. Для этого важно создание отечественных обучающих тренажеров, имитирующих поведение транспортных средств на различных дорогах. Актуальность данной работы обусловлена ростом масштабов работ по интенсификации и компьютеризации процессов создания и использования обучающих симуляторов, служащих для подготовки водителей наземных, воздушных и космических транспортных средств.

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 симуляторы зачастую обладают существенным недостатком, связанным с недостаточными двигательными возможностями, в частности отсутствием возможности полного оборота вокруг вертикальной оси.

Для повышения функциональных возможностей тренажеров и обеспечения эффективного более полного восприятия водителем динамических нагрузок возникающих в реальных дорожных условиях, необходимо разработать механизмы с круговой направляющей обеспечивающие увеличение рабочей зоны выходного звена.

Таким образом создание пространственных механизмов параллельной структуры с круговой направляющей имеющих увеличенную рабочую зону является актуальной задачей.

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 поставленной цели 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 натурального 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 натуральный образец и определены его функциональные возможности.

На защиту выносятся положения:

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.

Практическая значимость. Разработана методика исследования кинематических свойств механизмов параллельной структуры с круговой направляющей для тренажеров подготовки водителей

наземных, пилотов воздушных и космических транспортных средств. Разработана натурная модель тренажера, которая позволяет моделировать процесс движения автомобиля или самолета в различных режимах.

Результаты диссертационной работы приняты к разработке перспективных моделей тренажеров в ПФ «ЛОГОС», подтверждены справкой о внедрении.

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

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.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 12 научных работ, из них 4 статьи в журналах из перечня, рекомендованного ВАК России, получены пять патентов.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка из 123 наименований. Работа изложена на 118 страницах, содержит 58 рисунков, 1 таблицу.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость выполненной работы.

Первая глава посвящена обзору работ в мировой практике по тренажерам и анализу механизмов параллельной структуры с различным числом степеней свободы. Весьма важные результаты получены В. Гауфом, Д. Стюартом, К. Хантом, Ж.-П. Мерле, Хуанг-Зеном, А.Ш. Коллитором, А.Ф. Крайневым, К. Госсленом, Д. Анджелесом, К. Сугимото, В.А. Глазуновым, К. Конгом, М. Чеккарелли, В. Паренти-Кастелли, В. Аракеляном, Д. Златановым, И. Боневым, Е. Такедой и другими. Ав-

торами рассмотрены многие проблемы, связанные со структурным и параметрическим синтезом, кинематическим и динамическим анализом, точностью, управлением. Однако некоторые вопросы, связанные в частности с использованием круговой направляющей в механизмах параллельной структуры, рассмотрены не были. Это дало возможность заняться исследованием вновь созданных механизмов с повышенными функциональными возможностями.

Во второй главе рассмотрен структурный анализ и синтез 4-х механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и четырьмя кинематическими цепями. При этом, для определения количества степеней свободы, применялась формула Сомова-Малышева.

На рис. 1 представлен один из рассматриваемых механизмов с круговой направляющей и поступательными приводами, в котором четыре двигателя установлены на круговой направляющей, а два линейных двигателя установлены в двух кинематических цепях. В этот механизм входят 12 звеньев, 8 кинематических пар пятого класса (одноподвижных пар), 6 кинематических пар третьего класса (трехподвижных пар).

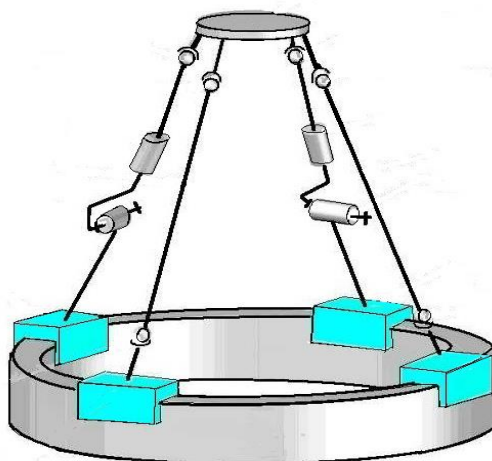


Рис. 1. Механизмов с круговой направляющей

Для определения работоспособности данных механизмов, представим движение в кинематических парах как совокупность кинематических винтов (рис. 2).

Что бы определить координаты единичных винтов рассмотрим плюккеровы координаты ортов осей кинематических пар. Единичные винты, характеризующие положения осей кинематических пар, имеют координаты:

$E_{11} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$, $E_{12} (e_{12x}, e_{12y}, 0, 0, 0, e^o_{12z})$, $E_{13} (e_{13x}, e_{13y}, 0, 0, 0, e^o_{13z})$, $E_{14} (1, 0, 0, 0, e^o_{14y}, e^o_{14z})$, $E_{15} (0, 1, 0, e^o_{15x}, 0, e^o_{15y})$, $E_{16} (0, 0, 1, e^o_{16x}, e^o_{16y}, 0)$, ..., $E_{41} (0, 0, 1, 0, 0, 0)$, $E_{42} (1, 0, 0, 0, e^o_{42y}, e^o_{42z})$, $E_{43} (0, 1, 0, e^o_{43x}, 0, e^o_{43y})$, $E_{44} (0, 0, 1, e^o_{44x}, e^o_{44y}, 0)$, $E_{45} (1, 0, 0, 0, e^o_{45y}, e^o_{45z})$, $E_{46} (0, 1, 0, e^o_{46x}, 0, e^o_{46y})$, $E_{47} (0, 0, 1, e^o_{47x}, e^o_{47y}, 0)$.

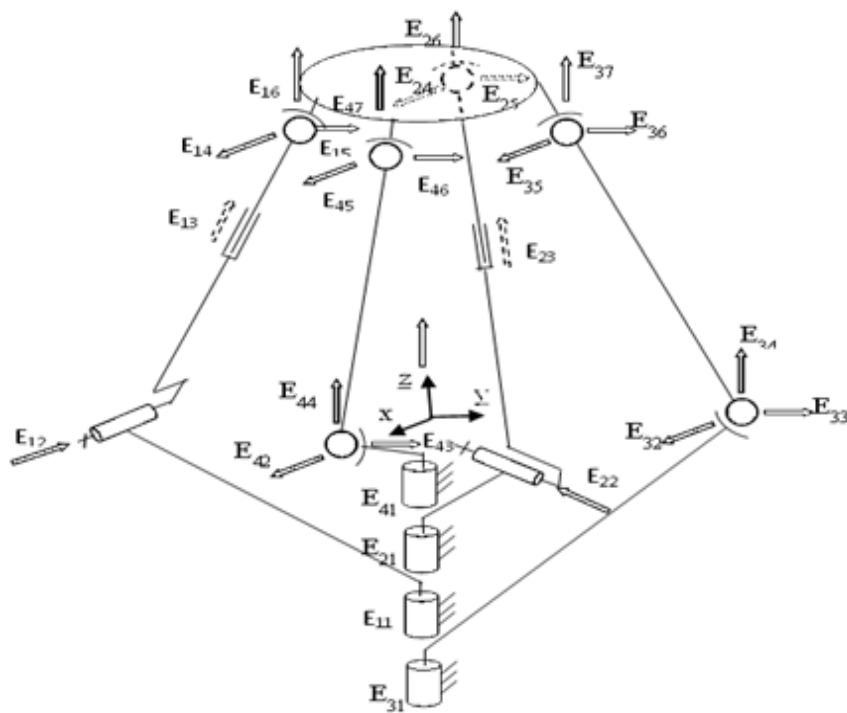


Рис. 2. Структурная схема механизма параллельной структуры с круговой направляющей

Такие координаты кинематических пар обеспечивают шесть степеней свободы выходному звену, поскольку в каждой кинематической цепи шесть кинематических винтов линейно независимы.

В третьей главе предложен метод кинематического анализа механизмов параллельной структуры с круговой направляющей и различным количеством кинематических цепей. Решены задачи о положениях и определены рабочие зоны. Приведены критерии определения особых положений для механизмов.

Рассмотрены два механизма, с шестью и четырьмя кинематическими цепями (рис. 3, 4).

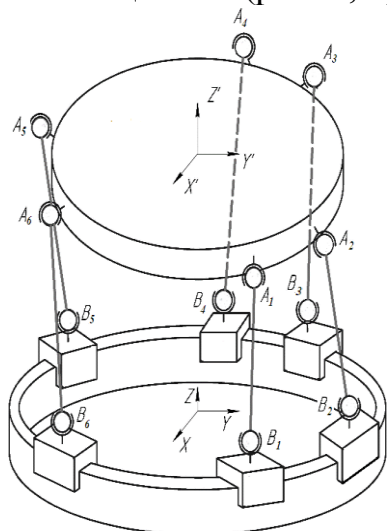


Рис. 3. Механизм с 6-ю цепями

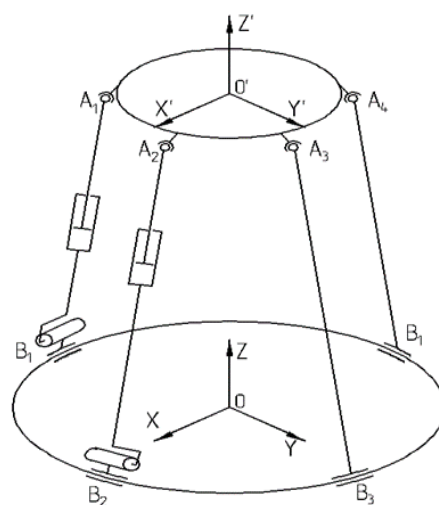


Рис. 4. Механизм с 4-мя цепями

Механизм параллельной структуры, который позволяет обеспечить полный поворот выходного звена вокруг вертикальной оси получил название Ротопод (рис. 3).

Данное свойство важно для тренажеров, имитирующих движение транспортных средств, а если четыре кинематические цепи этого механизма прикрепить к четырем ступицам автомобиля, это позволяет наиболее реально воспроизвести дорожную обстановку.

Задается положение выходного звена (координаты точек A_i) в подвижной системе координат в виде матрицы:

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

Рабочая зона определена решением обратных задач о положениях выходного звена для механизмов с шестью и четырьмя кинематическими цепями.

Для исследуемого механизма координаты имеют значения:

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

Переведем координаты точек выходного звена из подвижной в неподвижную систему координат основания. Применим матрицу перехода из системы координат выходного звена в систему координат основания.

Матрица перехода – это результат последовательного перемножения в обратном порядке матриц поворота вокруг осей X , Y , Z на углы α , β , γ соответственно, а так же матрицы перемещения на величины x_1 , y_1 , z_1 вдоль осей X , Y , Z :

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

Матрица перехода M имеет вид:

$$M = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cos \beta & \cos \gamma \sin \beta \sin \alpha - \sin \gamma \cos \alpha & \sin \gamma \sin \alpha + \cos \gamma \cos \alpha \sin \beta & x_1 \\ \sin \gamma \cos \beta & \cos \gamma \cos \alpha + \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha & \sin \gamma \cos \alpha \sin \beta - \cos \gamma \sin \alpha & y_1 \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \alpha & \cos \beta \cos \alpha & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

Координаты шарниров выходного звена в системе координат основания определяются произведением переходной матрицы M и матрицы P_1 – координат точек платформы в подвижной системе координат:

$$A = M \times P_1$$

Далее определяются обобщенные координаты углов φ_i ($i=1, 2, \dots, 6$).

Приводим пример определения угла положения первой каретки на плоскости (рис. 5):

$$\varphi_1 = \varphi_{11} \pm \varphi_{12} \quad (3)$$

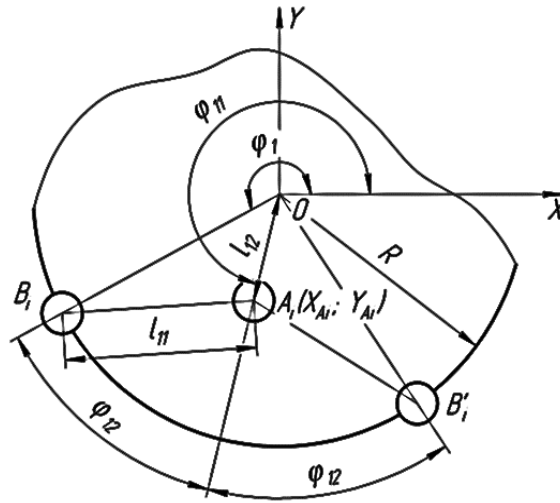


Рис. 5. Расположение кареток на основании

В данной формуле знак $+$ для нечетных индексов и $-$ для четных индексов, $i=1, \dots, 6$.

$$\text{Если } Y_{A1} > 0, \text{ то } \varphi_{11} = \arccos\left(\frac{X_{A1}}{l_{12}}\right), \quad (4)$$

$$\text{если } Y_{A1} < 0, \text{ то } \varphi_{11} = 2\pi - \arccos\left(\frac{X_{A1}}{l_{12}}\right), \quad (5)$$

где $l_{12} = \sqrt{X_{A1}^2 + Y_{A1}^2}$ представляет расстояние от центра системы координат до проекции точки A_1 на плоскости XOY .

Из треугольника OAB по теореме косинусов определим значение угла φ_{12} :

$$\varphi_{12} = \arccos \left(\frac{R^2 + l_{12}^2 - l_{11}^2}{2Rl_{12}} \right), \quad (6)$$

где $l_{11} = \sqrt{L^2 + Z_{A_1}^2}$ (рис. 6).

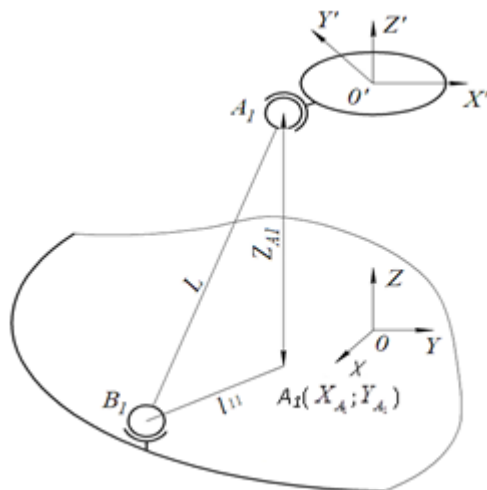


Рис. 6. Схема звена механизма для определения ограничений

Остальные обобщенные координаты углов φ_i определяются аналогично.

Решив задачу о положениях, далее определяются границы рабочей зоны, которые получаются в результате сканирования положения выходного звена по шести координатам, с учетом геометрических ограничений:

- ограничения длин соединительных штанг;
- минимальный и максимальный угол расположения соседствующих кареток;
- не пересечение соединительных штанг;
- минимальный угол наклона соединительных штанг по отношению к нормали выходного звена и основанию;
- близость или равенство нулю определителя матрицы плюккеровых координат ортов осей штанг (близость к особому положению, т. е. теряется управляемость механизма);
- недопустимость расположения проекции центра масс выходного звена вне шестигранника основания.

Из конструктивных соображений допустимый наименьший угол сближения двух кареток составляет 12^0 , а наибольший допустимый угол составляет 120^0 . Для определения текущих углов, рассматриваем векторное произведение радиус-векторов кареток:

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

Угол сближения двух кареток в градусах определяется следующим образом:

$$\angle B_1OB_{2min} = \frac{180^0}{\pi} \arcsin(V_{123}) \geq 12^0,$$

где V_{123} – синус угла между радиус-векторами рассматриваемых точек и является третьей ненулевой компонентой вектора S_{12} .

Для проверки, не превышает ли угол допустимое значение 120^0 , рассматриваем скалярное произведение этих же векторов:

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

Угол расхождения кареток в градусах определяется по формуле и не должен превышать 120^0 :

$$\angle B_1OB_{2max} = \frac{180^0}{\pi} \arccos(H_{12}) \leq 120^0,$$

Если векторное произведение меньше нуля, то нарушается условие не пересечения штанг (кинематических цепей).

Из конструктивных соображений допустимый наименьший угол между штангой и нормалью к плоскости XOY не должен быть больше 11^0 , а угол между штангой и нормалью выходного звена с которой связана подвижная система координат, не должен быть больше 22^0 . Используя скалярное произведение вектора A_1B_1 на орт оси Z , определим угол $U_{осн}$ между штангой и нормалью к плоскости XOY (основанию).

Для рассматриваемого механизма угол между этими векторами не должен быть больше 11^0 :

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

Угол между штангой и нормалью выходного звена, с которой связана подвижная система координат, не должен быть больше 22^0 :

$$U_{в.з.} = \left(\frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{1}{L} \begin{pmatrix} K_{11} \\ K_{12} \\ K_{31} \end{pmatrix}^T \times \begin{pmatrix} Z'_x \\ Z'_y \\ Z'_z \end{pmatrix} \right) \right) \times \frac{180^0}{\pi} \leq 22^0$$

Для проверки близости к особому положению формируется матрица E плюккеровых координат единичных векторов, направленных

вдоль осей шести штанг для каждого положения. Определитель не должен быть равен нулю: $|\det(E)| \neq 0$. Матрица E плюккеровых координат имеет следующий вид:

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

Проекция центра масс выходного звена механизма должна располагаться внутри шестигранника, образованного точками $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$. Целью данной проверки является предотвращение опрокидывающего момента, возникающего от силы веса. Координаты центра масс в неподвижной системе координат XYZ определяем по формуле:

$$G_0 = M \times G$$

где G – матрица координат центра масс выходного звена в подвижной системе координат XYZ : $G = (G_x \ G_y \ G_z \ 1)^T$

Критерием устойчивости механизма от опрокидывания является выполнение следующего условия: $B_1 B_2 \times C > 0$, где $B_1 B_2$ – вектор, соединяющий точки B_1 и B_2 , а C – вектор соединяющий точку B_1 с точкой проекции центра масс выходного звена на плоскость основания XOY .

Представленные конструктивные ограничения учтены при определении рабочих зон, формы которых соответствуют телам вращения. Сечения рабочих зон в плоскости XOZ имеют вид, представленный на рис. 7, 8. (для механизмов с шестью и четырьмя кинематическими

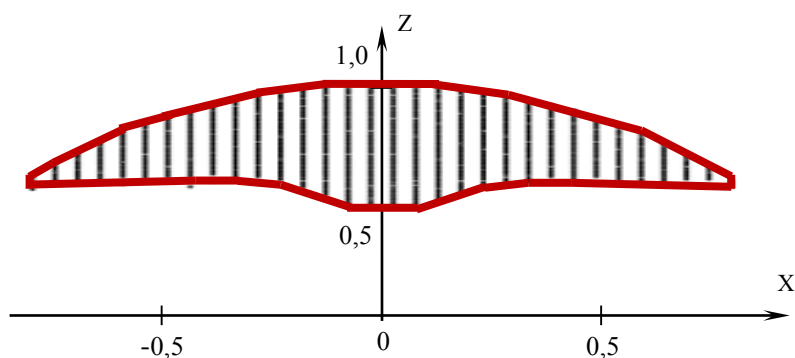


Рис. 7. Сечение рабочего пространства механизма с шестью цепями

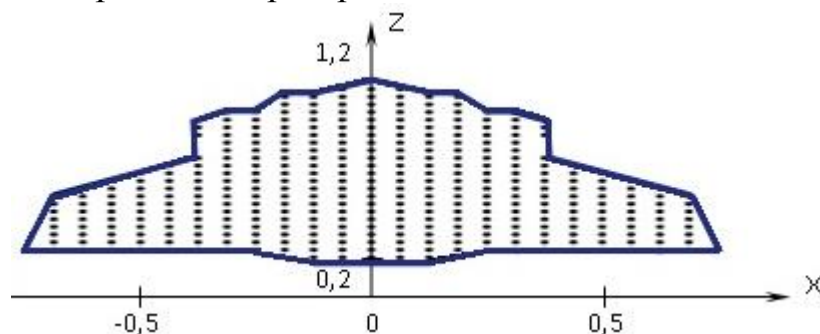


Рис. 8. Сечение рабочего пространства механизма с четырьмя цепями

цепями соответственно).

Кинематический анализ механизмов с различным числом кинематических цепей показал, что уменьшение количества кинематических цепей ведет к увеличению рабочего пространства выходного звена. В соответствии с этим целесообразно выбрать механизм с четырьмя кинематическими цепями.

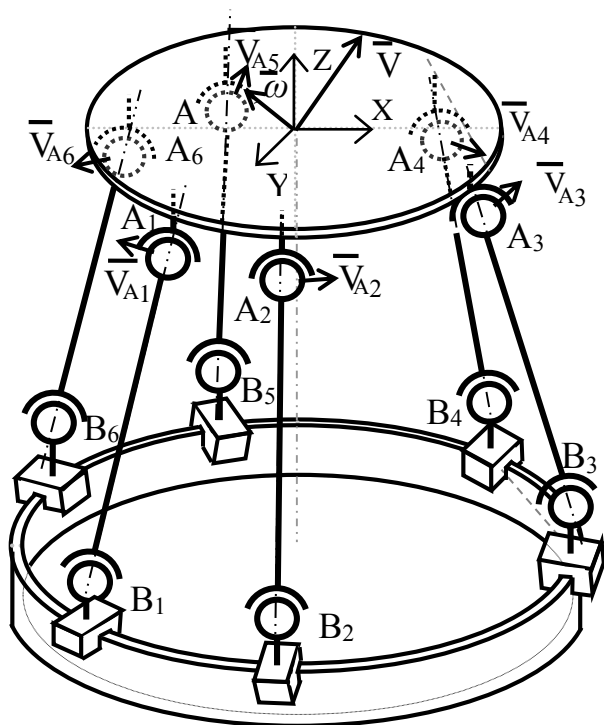


Рис. 9. Ротопод

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

Рассматривается решение для механизма с шестью кинематическими цепями. Схема механизма (рис. 9) имеет геометрические размеры, со следующими параметрами: $L=1,0$ м – длина соединительных звеньев; $R = 1,0198$ м – радиус окружности основания; $r = 0,95$ м – радиус окружности расположения сферических шарниров выходного звена.

Для исследуемого механизма координаты точек выходного звена в подвижной системе координат имеют значения в виде матрицы P_1 (формула 1).

Умножая матрицу перехода M (формула 2) на матрицу P_1 – координат точек выходного звена, определяются координаты этих точек в системе координат основания.

По указанному выше алгоритму (формулы 2, 3, 4, 5) определяются обобщенные координаты положения кареток: $q_1=5,53$ рад; $q_2=0,754$ рад; $q_3=1,341$; $q_4= 2,848$; $q_5=3,435$; $q_6=4,942$.

Для решения задачи о скоростях необходимо записать уравнения связей, которые имеют вид неявных функций, описывающих положения штанг ротопода (рис. 9).

Уравнение для штанг A_iB_i имеет вид:

$$F_i = [(A_{ix}-R \cdot \cos(q_i))^2 + (A_{iy}-R \cdot \sin(q_i))^2 + (A_{iz})^2 - L^2] = 0, \quad (7)$$

где 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 .

Задачу о скоростях решаем методом Д. Анджелеса и К. Госслена, основанном на дифференцировании уравнений связей (формула 7), в результате чего получаем линейные соотношения для скоростей в матричной форме:

$$A \cdot V = (-B) \cdot \omega, \quad (8)$$

где A – матрица частных производных от неявной функции по $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$; B – матрица частных производных от неявной функции по обобщенным координатам q_i ; V – абсолютные скорости центра выходного звена; ω – обобщенные скорости во вращательных шарнирах B_i .

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

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_1}{\partial \beta} & \frac{\partial F_1}{\partial \gamma_1} & \frac{\partial F_1}{\partial x_1} & \frac{\partial F_1}{\partial y_1} & \frac{\partial F_1}{\partial z_1} \\ \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_2}{\partial \beta} & \frac{\partial F_2}{\partial \gamma_1} & \frac{\partial F_2}{\partial x_1} & \frac{\partial F_2}{\partial y_1} & \frac{\partial F_2}{\partial z_1} \\ \frac{\partial F_6}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_6}{\partial \beta} & \frac{\partial F_6}{\partial \gamma_1} & \frac{\partial F_6}{\partial x_1} & \frac{\partial F_6}{\partial y_1} & \frac{\partial F_6}{\partial z_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial F_2}{\partial q_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial F_3}{\partial q_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_4}{\partial q_4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_5}{\partial q_5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial F_6}{\partial q_6} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \\ \dot{q}_5 \\ \dot{q}_6 \end{pmatrix} \quad (9)$$

Пример определения частных производных от неявной функции по абсолютным и обобщенным координатам при конкретных параметрах механизма для первой кинематической цепи, изображенного на рис. 9 имеет вид:

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} = F_{11} = 2 \cdot (0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + 0,0435 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma)) \cdot [1,0198 \cdot \cos(q) - x + \cos(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot (0,435 \cdot \sqrt{3} - 1,024) + (-0,435) \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + 0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma)] + 2 \cdot (-0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\gamma) + 0,0435 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)) \cdot [1,0198 \cdot \sin(q) - y + \cos(\beta) \cdot \sin(\gamma) \cdot (0,0435 \cdot \sqrt{3} - 1,024) + 0,0435 \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) + 0,0435 \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)] - 0,087 \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) \cdot [z - 0,0435 \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) + \sin(\beta) \cdot (0,0435 \cdot \sqrt{3} - 1,024)].$$

Аналогично определяем частные производные от неявных функций для остальных кинематических цепей, и таким образом решаем задачу о скоростях.

Зная координаты выходного звена и обобщенные координаты кареток решается прямая задача о положениях итерационным методом.

Задается некоторое начальное положение, для которого известны

как обобщенные, так и абсолютные координаты центра выходного звена ($x=0; y=0; z=0,7; \alpha=0; \beta=0; \gamma=0$), и далее, задавая приращения обобщенным координатам, можно находить приращения абсолютных координат. Применим полученные выражения для решения прямой задачи о положениях. Формула 9 верна, как известно, и для определения приращений координат.

К обобщенным координатам начального положения механизма дадим равные приращения 0,1 рад, и найдем приращения абсолютных координат:

$$\begin{pmatrix} -0,061 & -1,328 & 1,259 & 0,409 & 1,308 & 1,4 \\ 0,061 & -1,328 & -1,260 & 0,411 & -1,309 & 1,4 \\ 1,181 & 0,611 & 1,259 & -1,338 & 0,299 & 1,4 \\ 1,120 & 0,717 & -1,259 & 0,928 & 1,009 & 1,4 \\ -1,120 & 0,717 & 1,260 & 0,928 & -1,010 & 1,4 \\ -1,181 & 0,611 & -1,259 & -1,338 & 0,299 & 1,4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \gamma \end{pmatrix} = \\
 - \begin{pmatrix} -1,259 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1,260 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1,259 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1,259 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1,260 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1,259 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \\ 0,1 \end{pmatrix}; \Delta V = \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \beta \\ \Delta \gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0,1 \end{pmatrix}$$

Вектор столбец ΔV свидетельствует, что выходное звено механизма совершает вращение вокруг оси Z на угол 0,1 рад.

В результате решения получаем значения абсолютных координат: $x_1 = x + \Delta x = 0; y_1 = y + \Delta y = 0; z_1 = z + \Delta z = 0,7; \alpha_1 = \alpha + \Delta \alpha = 0; \beta_1 = \beta + \Delta \beta = 0; \gamma_1 = \gamma + \Delta \gamma = 0,1$ (рад).

Таким образом, прямая задача решена.

Далее рассмотрим решение задачи о скоростях для механизма с четырьмя кинематическими цепями (рис. 10).

В двух цепях имеем вращательные приводы. В двух других цепях кроме вращательных двигателей, имеются еще и поступательные. Будем рассматривать схему 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

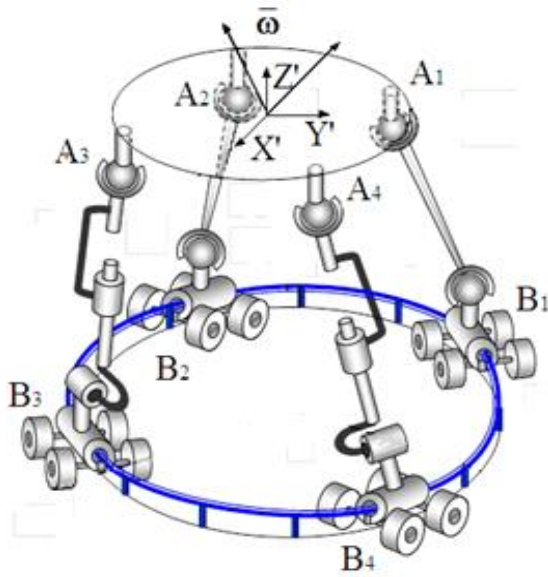


Рис. 10. Механизм с 4-мя цепями

На основании проведённого структурного синтеза были определены кинематические винты, соответствующие кинематическим парам каждой цепи, что позволяет на этой основе уяснить функциональные возможности.

Рассмотрим три различные кинематические цепи на рис. 11, 12, 13.

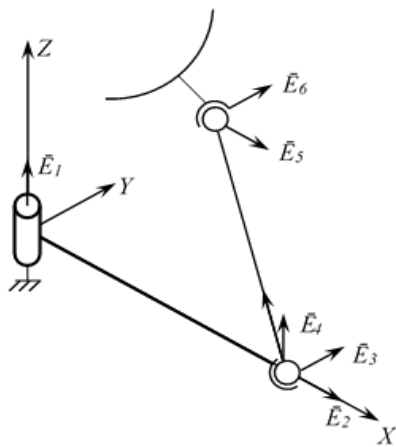


Рис. 11. Кинематическая цепь Ротопода

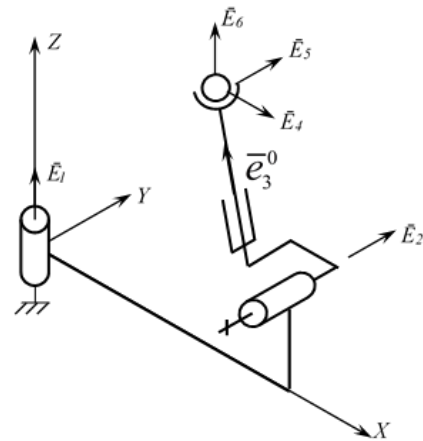


Рис. 12. Кинематическая цепь с 2-мя вращательными, поступательной и сферической парами

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

$$x_1 = x + \Delta x = 0; \quad y_1 = y + \Delta y = 0;$$

$$z_1 = z + \Delta z = 0,172;$$

$$\alpha_1 = \alpha + \Delta \alpha = 0; \quad \beta_1 = \beta + \Delta \beta = 0;$$

$$\gamma_1 = \gamma + \Delta \gamma = 0,1(\text{рад}).$$

В пятой главе рассмотрено обоснование выбора схемы натурной модели механизма параллельной структуры с круговой направляющей для тренажера (испытательного стенда), применен метод винтового исчисления.

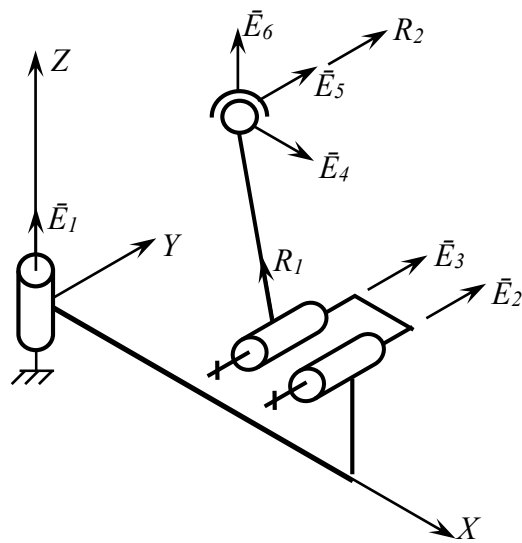


Рис. 13. Кинематическая цепь с 3-мя вращательными и сферической парами

Данным цепям соответствует шесть вращательных (поступательных) кинематических пар с единичными винтами – $\vec{E}_1 \div \vec{E}_6$. Расположение винта – \vec{E}_1 очевидно, остальные вращательные (поступательные) пары направим вдоль оси координат. В соответствии с этим, определитель составленный из плюккеровых координат для каждой кинематической цепи соответственно будет иметь вид:

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

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

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

В первом случае (рис. 11) точки выходного звена и основания, являющиеся центрами сферических пар, не лежат в одной плоскости,

проходящей через ось Z , такое расположение кинематических пар вполне работоспособно. Равенство нулю определителя для первого случая, говорит о сингулярности первого типа, когда потеряна одна степень свободы. Во втором и третьем случае (рис. 12, 13) точки A и B лежат в плоскости, проходящей через ось Z , однако сингулярность первого типа отсутствует, такое расположение кинематических пар работоспособно.

Для экспериментальной установки выбираем четыре кинематические цепи, две из которых соответствуют рис. 11 и две соответствуют рис. 13.

Затем выполним модель в масштабе 1:20 (рис. 14). Условно зададим параметры (габаритные размеры) исследуемого автомобиля в метрах. Они характеризуются координатами точек $A_1 \div A_4$. Точка $A_1 (-1, -2)$; $A_2 (1, -2)$; $A_3 (1, 2)$; $A_4 (-1, 2)$. Принимаем, что координата Z всех этих точек равна одному метру. Найдем координаты точек $B_1 \div B_4$. Точка $B_1(-1, -\sqrt{(3^2-1)} = -2,828)$; $B_2(1, -2,828)$. Согласно тому, что точки A_3 и B_3 расположены на одной прямой, проходящей через точку O , получаем следующие координаты точки $B_3\left(\frac{3}{\sqrt{5}} = 1,3416; \frac{6}{\sqrt{5}} = 2,6833\right)$; $B_4\left(-\frac{3}{\sqrt{5}} = -1,3416; \frac{6}{\sqrt{5}} = 2,6833\right)$. Считаем, что координаты Z всех точек B_i равны нулю.

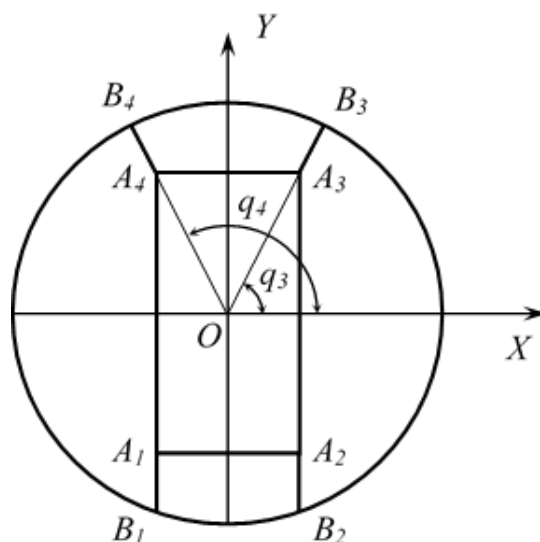


Рис. 14. Схема механизма тренажера

Теперь мы должны найти силовые винты. Для этого нужно знать длины звеньев кинематических цепей. Для первой и второй цепи $l_1=l_2$. $l_1 = \sqrt{1^2 + (\sqrt{(3^2-1)} - 2)^2} = 1,298$. Для третьей и четвертой цепи: длина

$l_3=l_4=\sqrt{(3-\sqrt{5})^2+1^2}=1,259$ (переменная величина). Отметим что, обобщенные 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: $q_1 = \arctg y_{b1}/x_{b1}+\pi$;

$$\begin{aligned} q_2 &= -\arctg|y_{b2}|/|x_{b2}|; \\ q_3 &= \arctg y_{b3}/x_{b3}; & q_4 &= \pi-\arctg|y_{b4}|/|x_{b4}|. \\ q_1 &= \arctg|-2,828|/|-1| +\pi=4,371; & q_2 &= -\arctg|-2,828|/|-1|= -1,231; \\ q_3 &= \arctg 2,683/1,342=1,107; & q_4 &= \pi-\arctg|2,683|/|-1,342|=2,033. \end{aligned}$$

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:

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

Таким образом определив плюккеровы координаты силовых винтов для остальных трех кинематических цепей, запишем 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 $-3,945$. Соответственно механизм работоспособен.

На рис. 15 представлена модель тренажера параллельной структуры с круговой направляющей, имитирующая транспортное средство и возможность проводить испытания и отработку динамических характеристик подвески автомобиля.

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 параллельной структуры с круговой направляющей был произведен анализ

осциллограмм скорости и ускорений вращательного движения автомобиля. Соответствующие сведения были получены на полигоне НАМИ.



Рис.15. Модель тренажера

Из анализа осциллограммы следует, что максимальные угловая скорость и ускорение, соответственно достигают $1,9$ рад/сек и 67 рад/с².

Это максимальная скорость вращения автомобиля при заносе. Указанный режим соответствует обычным дорожным условиям.

Разработанный стенд позволяет реализовать режимы движения автомобиля в экстремальных условиях. Из этого следует, что исследуемые механизмы имеют практическую значимость для разрабатываемых стендов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

В работе получены следующие 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 ко-

торых теряется степень свободы или имеет место неуправляемая подвижность, и на этой основе изготовлен натуральный образец.

На основании полученных результатов можно сделать следующие 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 ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК:

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

В других изданиях:

5 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.

6. 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.

7. 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.

В результате работы были получены следующие патенты:

8. 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.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. 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.