

*На правах рукописи*

الدكتور

**Галиуллин Ильнар Айратович**

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА  
МОДИФИКАЦИЙ МЕХАНИЗМА БРИКАРА С ИССЛЕДОВАНИЕМ ИХ  
КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ**

Специальность:

05.02.18 – Теория механизмов и машин

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Казань – 2017 г.

Работа выполнена на кафедре «Машиноведение и инженерная графика» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ»

Научный руководитель **Яруллин Мунир Гумерович**  
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ», зав.каф. «Машиноведение и инженерная графика»

Официальные оппоненты: **Глазунов Виктор Аркадьевич**  
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А.Благонравова Российской академии наук, директор института

**Терешин Валерий Алексеевич**  
кандидат технических наук, доцент, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», доцент

Ведущая организация Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна»

Защита состоится 10 октября 2017 г. в 16 часов на заседании диссертационного Совета Д212.229.12 при ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251 Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, СПбПУ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» и на сайте [www.spbstu.ru](http://www.spbstu.ru).

Автореферат разослан 22 мая 2017 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Евграфов А.Н.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Одноподвижные плоские рычажные механизмы нашли широкое применение в качестве базовых механизмов различных приборов и устройств. Такие механизмы относительно просты в изготовлении, надёжны и достаточно хорошо изучены. По мере развития техники появилась потребность в сложных пространственных траекториях движения рабочих органов устройств. Существуют два класса механизмов, обеспечивающих пространственную траекторию движения звеньев: многоприводные механизмы на основе открытых цепей и одноприводные пространственные механизмы.

Многоприводные механизмы, как правило, универсальны и позволяют получить практически любую траекторию движения рабочего органа. Однако наличие нескольких приводов значительно усложняет управление устройством, так как возникает необходимость организации их синхронной работы. Большое количество приводов снижает надёжность механизма в целом. Кроме того, использование открытой цепи ограничивает максимальный вес рабочего органа устройства.

Одноприводные механизмы проектируются для обеспечения одной заданной траектории движения звеньев. При этом они обладают большей надёжностью и просты в управлении. Кроме того, использование закрытых цепей позволяет увеличить полезную нагрузку механизма. Увеличение надёжности механизма и снижение его стоимости может быть обеспечено уменьшением числа звеньев механизма и использованием только вращательных кинематических пар. Из курса теории механизмов и машин известно, что пространственный рычажный механизм будет иметь единичную степень подвижности при наличии семи звеньев. Однако известны пространственные рычажные механизмы особой структуры, которые являются подвижными при меньшем количестве звеньев.

Особый интерес в этом направлении представляют работы ИМАШ (междисциплинарное взаимодействие кристаллографии и робототехники путём моделирования кристаллических структур с помощью механизмов с избыточными связями) и СПбПУ (особенности геометрии механизма и методика его силового расчёта). Важные свойства шестизвенного механизма Брикара могут быть полезны при создании новых устройств.

Таким образом, исследование механизма Брикара, синтез его новых модификаций и создание новых устройств на базе этих механизмов являются актуальными задачами.

**Объектом исследования** в данной работе являются новые модификации механизма Брикара, как наиболее интересная часть шестизвенных механизмов особой структуры.

**Предметом исследования** является геометрический метод синтеза модификаций механизма Брикара, а также анализ их кинематики и динамики.

**Целью диссертационной работы** является разработка и обоснование

метода геометрического синтеза модификаций механизма Брикара, составление математических моделей кинематики звеньев и характерных точек механизма, а также динамики его ведущего звена.

**Основные задачи исследований:**

1. Провести аналитический обзор существующих исследований механизмов особой структуры.
2. Разработать метод геометрического синтеза модификаций механизма Брикара, выявить условия их собираемости и подвижности.
3. Составить математическую модель кинематики механизма Брикара и его новых модификаций.
4. Составить математическую модель динамики ведущего звена и исследовать приложенный к нему крутящий момент.
5. Проверить адекватность полученных математических моделей кинематики и динамики исследуемых механизмов.
6. Разработать новые устройства на базе полученных механизмов.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Метод геометрического синтеза новых модификаций механизма Брикара.
2. Математические модели кинематики звеньев и характерных точек механизма Брикара и результаты их исследования.
3. Математическая модель динамики ведущего звена механизма Брикара и результаты её исследования.

**Научная новизна работы:**

1. Разработанный метод геометрического синтеза новых модификаций механизма Брикара, который заключается в:
  - определении закономерности взаимного расположения точек пересечения осей шарниров механизма;
  - установлении закономерности ориентации осей шарниров разомкнутой цепи механизма;
  - получении новых многозвенных подвижных структур путём объединения нескольких механизмов Брикара совмещением их общих звеньев.
2. Математические модели кинематики звеньев и характерных точек механизма Брикара и результаты их исследования.
3. Математическая модель динамики ведущего звена механизма Брикара и результаты её исследования.

**Практическую значимость имеют следующие результаты:**

1. Классификация механизмов особой структуры в виде интерактивной ассоциативной карты, позволяющей исследователям и инженерам получить доступ к информации об исследованиях каждого из рассматриваемых механизмов.
2. Метод геометрического синтеза новых модификаций механизма Брикара.
3. Новые устройства, разработанные на базе полученных механизмов.

**Достоверность** работы подтверждается сходимостью результатов

исследований, полученных различными способами, действующими моделями новых механизмов, патентными экспертными заключениями.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты, полученные в работе, доложены и обсуждены на мероприятиях, организованных международной федерацией теории машин и механизмов в г. Санкт-Петербург и Измир (Турция), а также доложены на различных научных конференциях, проводимых в г. Казань и Санкт-Петербург с 2012 по 2017 г. Работа выполнена в рамках государственного задания по проекту №3480 «Разработка двухподвижных управляемых механизмов с вращательными парами для мехатронных устройств».

**Публикации.** По результатам выполненных исследований опубликовано 23 работы, в том числе 3 статьи в рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК, 2 статьи в журналах, индексируемых базой Scopus, 2 статьи в международном журнале «Applied Mechanics and Materials», получено 3 патента, результаты исследований включены в монографию.

**Объём и структура диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка использованной литературы, включающего 153 наименования, 6-и приложений. Работа изложена на 149 страницах машинописного текста, содержит 64 рисунка, 4 таблицы и приложения на 16 страницах.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

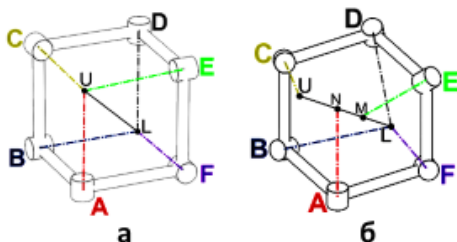
**Во введении** изложена актуальность темы диссертационной работы, дано описание содержания работы.

**В первой главе** приведён анализ научно-технической литературы, посвящённой вопросам синтеза новых механизмов особой структуры и их исследованию. В результате проведённого анализа предложена новая классификация таких механизмов в виде интерактивной ассоциативной карты. Предлагаемая карта наглядно отображает историю создания и хронологию исследований каждого представленного механизма, позволяет быстро получить доступ к публикациям и патентам. Кроме того, разработанная карта позволяет определить текущее состояние исследований в области синтеза пространственных рычажных механизмов особой структуры, выявить направление современных исследований. Установлено, что каждый из рассмотренных шарнирных механизмов особой структуры получен одним из трёх методов: изобретение, объединение базовых механизмов, модификация известных механизмов.

**Вторая глава** посвящена разработке методов синтеза пространственных шарнирных механизмов особой структуры. Описаны два семейства новых подвижных шестизвенных механизмов, полученных применением метода «модификация» к механизму Брикара. Также показано применение метода «объединение» к механизму Брикара для получения новых многозвенных складывающихся структур.

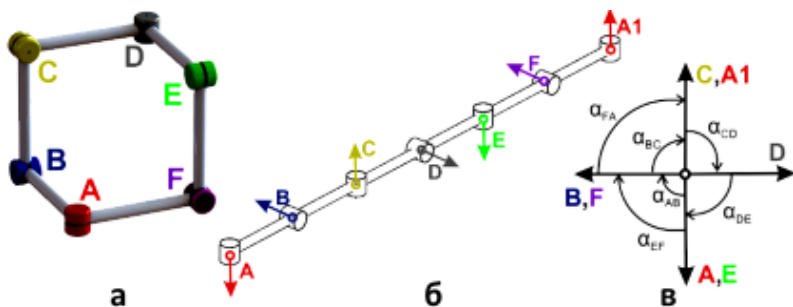
Механизм Брикара может быть построен на базе куба (рис. 1), при этом оси его шарниров А, С, Е и В, D, F пересекают главную диагональ куба в его вершинах U и L.

В результате анализа необходимости и достаточности выявленных условий было сформулировано условие подвижности модификации шестизвенника Брикара: оси трёх не соседних шарниров пересекаются в одной точке, принадлежащей главной диагонали, а оси остальных шарниров пересекают главную диагональ, но необязательно в одной точке.



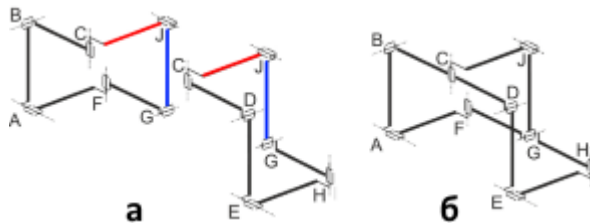
**Рисунок 1** – Синтез модификаций механизма Брикара на основе пересечения осей шарниров с главной диагональю: а – пересечение в двух точках, б – пересечение в четырёх точках

Второй метод синтеза одноподвижных модификаций механизма Брикара основан на размыкании механизма и анализе его открытой цепи. При размыкании шарнира А классического механизма Брикара будет получена цепь, состоящая из шести его звеньев (рис. 2). При этом каждое звено механизма поворачивает ось шарнира на  $90^\circ$ . Модификация механизма Брикара собирается, если оси первого и последнего шарниров его открытой цепи коллинеарны. При этом собираемая модификация механизма Брикара окажется подвижной, если каждая из трёх пар его звеньев поворачивает оси шарниров на угол, кратный  $180^\circ$ .



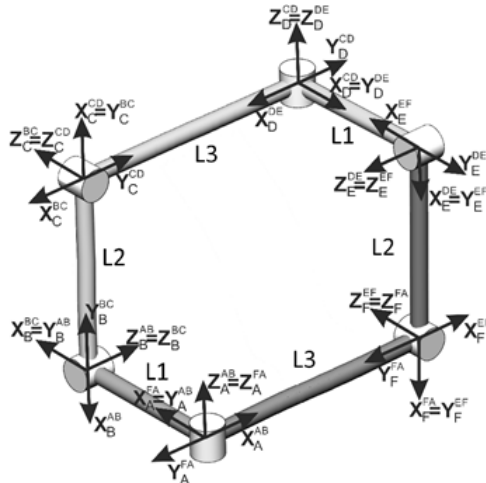
**Рисунок 2** – Синтез на основе разомкнутой цепи: а – механизм Брикара, б – разомкнутая цепь, в – схема проекций углов поворота осей шарниров

Применение метода «объединение» к механизму Брикара позволило получить новые одноподвижные многозвенные складывающиеся конструкции. Простейшим случаем такого механизма является объединение двух одинаковых классических механизмов Брикара путём совмещения двух общих звеньев (рис. 3). Полученный механизм может принимать вид плоского треугольника, плоского ромба и пространственного параллелепипеда. Объединение этого нового механизма с ещё одним механизмом Брикара приводит к получению нового механизма, также одноподвижного (возможно объединение до 10 механизмов Брикара).



**Рисунок 3** – Синтез многозвенных механизмов: а – два механизма Брикара, б – новый десятизвенный одноподвижный механизм

**Третья глава** диссертации посвящена исследованию кинематики звеньев механизма Брикара и его модификаций. В главе описан принцип выбора систем координат шарниров (рис. 4). В качестве неподвижной глобальной мировой системы координат выбрана система координат шарнира А, являющегося частью стойки АВ исследуемого механизма.



**Рисунок 4** – Схема к выбору систем координат механизма Брикара

Положение некоторой системы координат относительно глобальной неподвижной мировой системы координат может быть определено матрицей размерностью 4 на 4 элемента. При этом положение системы координат шарнира D, может быть определено через цепочку систем координат шарниров A-B-C-D (1):

$$\begin{pmatrix} M_A^{AB} \rightarrow M_D^{DE} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_D^{CD} \rightarrow M_D^{DE} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_C^{CD} \rightarrow M_D^{CD} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_C^{BC} \rightarrow M_C^{CD} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_B^{BC} \rightarrow M_C^{BC} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_B^{AB} \rightarrow M_B^{BC} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_A^{AB} \rightarrow M_B^{AB} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

С другой стороны, положение этой же системы координат может быть определено через цепочку шарниров A-F-E-D (2)

$$\begin{pmatrix} M_A^{AB} \rightarrow M_D^{DE} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_E^{DE} \rightarrow M_D^{DE} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_E^{EF} \rightarrow M_E^{DE} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_F^{EF} \rightarrow M_E^{EF} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_F^{FA} \rightarrow M_F^{EF} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_A^{FA} \rightarrow M_F^{FA} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_A^{AB} \rightarrow M_A^{FA} \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Замкнутость механизма Брикара означает идентичность матриц (1) и (2), что возможно только при равенстве их элементов (3):

$$\begin{cases} -\sin(\alpha_C) \cdot \sin(\alpha_D) = -\sin(\alpha_A) \cdot \sin(\alpha_F) \\ \cos(\alpha_D) \cdot \sin(\alpha_C) = -\cos(\alpha_E) \cdot \cos(\alpha_F) \cdot \sin(\alpha_A) - \cos(\alpha_A) \cdot \sin(\alpha_E) \\ -\cos(\alpha_C) = -\cos(\alpha_A) \cdot \cos(\alpha_E) + \cos(\alpha_F) \cdot \cos(\alpha_A) \cdot \cos(\alpha_E) \\ l_3 \cdot \sin(\alpha_C) = -(-l_3 + (-l_2 - l_1 \cdot \cos(\alpha_E))) \cdot \cos(\alpha_F) \cdot \sin(\alpha_A) + l_1 \cdot \cos(\alpha_A) \cdot \sin(\alpha_E) \\ -\cos(\alpha_D) \cdot \sin(\alpha_B) - \cos(\alpha_B) \cdot \cos(\alpha_C) \cdot \sin(\alpha_D) = \cos(\alpha_A) \cdot \sin(\alpha_F) \\ \cos(\alpha_B) \cdot \cos(\alpha_C) \cdot \cos(\alpha_D) - \sin(\alpha_B) \cdot \sin(\alpha_D) = \cos(\alpha_A) \cdot \cos(\alpha_E) \cdot \cos(\alpha_F) - \sin(\alpha_A) \cdot \sin(\alpha_E) \\ \cos(\alpha_B) \cdot \sin(\alpha_C) = -\cos(\alpha_E) \cdot \sin(\alpha_A) - \cos(\alpha_A) \cdot \cos(\alpha_F) \cdot \sin(\alpha_E) \\ l_1 + \cos(\alpha_B) \cdot (l_2 + l_3 \cdot \cos(\alpha_C)) = \cos(\alpha_A) \cdot (-l_3 + (-l_2 - l_1 \cdot \cos(\alpha_E))) \cdot \cos(\alpha_F) + l_1 \cdot \sin(\alpha_A) \cdot \sin(\alpha_E) \\ \cos(\alpha_B) \cdot \cos(\alpha_D) - \cos(\alpha_C) \cdot \sin(\alpha_B) \cdot \sin(\alpha_D) = \cos(\alpha_F) \\ \cos(\alpha_C) \cdot \cos(\alpha_D) \cdot \sin(\alpha_B) + \cos(\alpha_B) \cdot \sin(\alpha_D) = -\cos(\alpha_E) \cdot \sin(\alpha_F) \\ \sin(\alpha_B) \cdot \sin(\alpha_C) = \sin(\alpha_E) \cdot \sin(\alpha_F) \\ (l_2 + l_3 \cdot \cos(\alpha_C)) \cdot \sin(\alpha_B) = -(-l_2 - l_1 \cdot \cos(\alpha_E)) \cdot \sin(\alpha_F) \end{cases} \quad (3)$$

Полученная система уравнений позволяет определить зависимость углов поворота звеньев механизма от угла поворота ведущего звена. Дифференцирование по времени полученных выражений позволяет получить значения угловых скоростей и ускорений звена DE. Элементы  $P_{dX}$ ,  $P_{dY}$ ,  $P_{dZ}$  определяют координаты точки D. Дифференцирование этих элементов позволяет определить значения линейных скоростей и ускорений исследуемой точки.

Предложенный алгоритм получения математической модели кинематики механизма применим как для классического механизма Брикара, так и для его новых модификаций, предложенных во второй главе диссертации. В главе



показано применение метода на примере определения кинематических параметров точки Т, расположенной в середине звена DE классического механизма Брикара (4-5):

$$\left\{ \begin{array}{l} V_X^T = -\frac{0.5 \cdot (1 + \cos(\varphi) + \cos^2(\varphi)) \cdot \sin(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^3 \sqrt{\frac{1 + 2 \cos(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^2}}}, \\ V_Y^T = \frac{(-1 - \cos(\varphi) - 0.5 \cdot \cos^2(\varphi)) \cdot \sin(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^2}, \\ V_Z^T = \frac{(-\cos(\varphi) - 1.5 \cdot \cos^2(\varphi) - 0.5 \cdot \cos^3(\varphi) - 0.5 \cdot \sin^2(\varphi))}{(1 + \cos(\varphi))^2}. \end{array} \right. \quad (4)$$

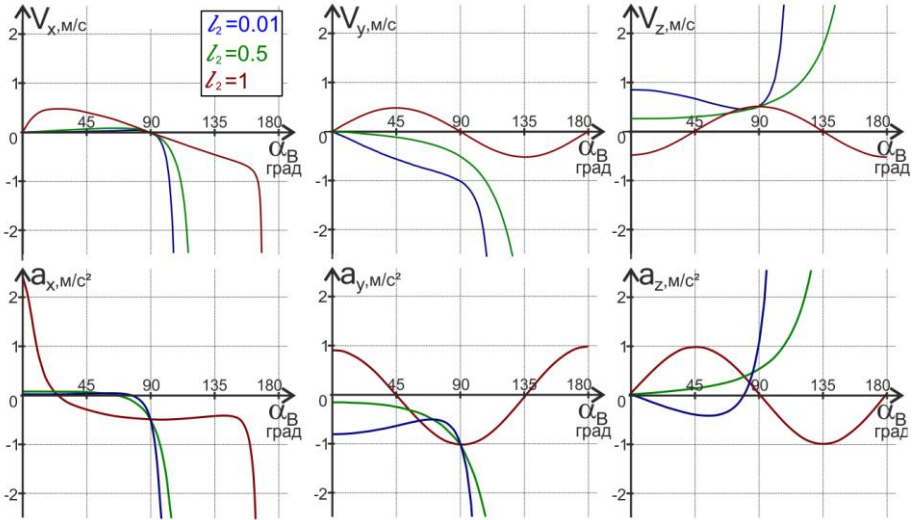
$$\left\{ \begin{array}{l} a_X^T = -\frac{\left(40 \cdot \cos^{10}\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot (0.475 + \cos(\varphi) + 0.1 \cdot \cos(2\varphi) + 0.2 \cdot \cos(3\varphi) + 0.025 \cdot \cos(4\varphi))\right)}{\left((1 + \cos(\varphi))^8 (0.5 + \cos(\varphi)) \sqrt{\frac{1 + 2 \cos(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^2}}\right)}, \\ a_Y^T = \frac{(-\cos(\varphi) - 2 \cdot \cos^2(\varphi) - 1.5 \cdot \cos^3(\varphi) - 0.5 \cdot \cos^4(\varphi) - \sin^2(\varphi))}{(1 + \cos(\varphi))^3}, \\ a_Z^T = \frac{(\sin(\varphi) \cdot (-1 - \cos(\varphi) - 0.5 \cdot \cos^2(\varphi) - 0.5 \cdot \cos^3(\varphi) + \sin^2(\varphi)))}{(1 + \cos(\varphi))^3}. \end{array} \right. \quad (5)$$

Значения угловых скоростей и ускорений звена DE (6-7):

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_{(x)AB}^{DE} = \frac{\cos(\varphi)}{1 + \cos(\varphi)}, \\ \omega_{(Y)AB}^{DE} = \cos(\varphi) \sqrt{1 - \frac{\cos^2(\varphi)}{(\cos(\varphi) + 1)^2}}, \\ \omega_{(Z)AB}^{DE} = \sin(\varphi) \sqrt{1 - \frac{\cos^2(\varphi)}{(\cos(\varphi) + 1)^2}}. \end{array} \right. \quad (6)$$

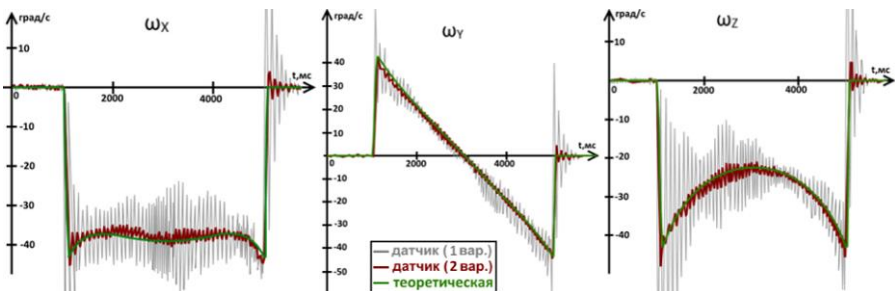
$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_{(x)AB}^{DE} = -\frac{\sin(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^2}, \\ \varepsilon_{(Y)AB}^{DE} = -\frac{(1 + 3 \cdot \cos(\varphi) + \cos^2(\varphi)) \cdot \sin(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^3 \sqrt{\frac{1 + 2 \cdot \cos(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^2}}}, \\ \varepsilon_{(Z)AB}^{DE} = \frac{2 \cdot \cos^2\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \cos(\varphi) \cdot (2 + \cos(\varphi))}{(1 + \cos(\varphi))^3 \sqrt{\frac{1 + 2 \cdot \cos(\varphi)}{(1 + \cos(\varphi))^2}}}. \end{array} \right. \quad (7)$$

С помощью полученной математической модели исследовано влияние изменения длин звеньев  $CB=EF=l_2$  механизма на его кинематические параметры при  $AB=DE=l_1=CD=FA=l_3=0.5$  м. (рис. 5).



**Рисунок 5** – Графики зависимости скоростей и ускорений характерной точки D исследуемого механизма от угла поворота ведущего звена для различных соотношений длин звеньев

Полученные результаты в точности совпали с результатами, выдаваемыми модулями анализа кинематики систем компьютерного моделирования NX и SolidWorks. Для дополнительной проверки адекватности полученных математических моделей проведены экспериментальные измерения угловой скорости звена DE при равномерном вращении ведущего звена (рис. 6).



**Рисунок 6** – Сопоставление графиков изменения угловой скорости звена механизма, полученных с помощью экспериментальной установки до калибровки датчика (серая линия), после калибровки датчика (красная линия), и с помощью математической модели (зелёная линия)

**Четвёртая глава** диссертации посвящена определению крутящего момента на ведущем звене механизма Брикара. На рисунке 7 показана схема механизма, используемая для расчётов.

Величину момента на ведущем звене механизма Брикара можно определить из условия уравнивания элементарных работ всех внешних сил и моментов, приложенных к механизму (8-9).

$$\delta A(M_{1np}) + \delta A(G_3) + \delta A(R_{3ин}) + \delta A(M_{R3ин}) = 0, \quad (8)$$

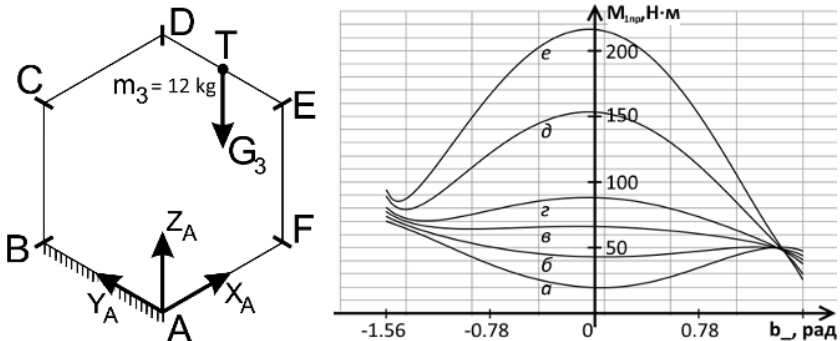
$$N(M_{1np}) + N(G_3) + N(R_{3ин}) + N(M_{R3ин}) = 0. \quad (9)$$

где  $N(M_{1np})$  – необходимая мощность на ведущем звене может быть определена через искомый крутящий момент  $M_{1np}$  и угловую скорость ведущего звена  $\omega$ , которая является входной величиной;

$N(G_3)$  – мощность, требуемая для перемещения груза;

$N(R_{3ин})$  – мощность, требуемая для преодоления инерции;

$N(M_{R3ин})$  – мощность, требуемая для преодоления сил моментов инерции.



**Рисунок 7** – Слева: схема механизма Брикара, используемая при проведении расчётов. Справа: графики зависимости крутящего момента на ведущем звене от угла его поворота для различных соотношений длин звеньев  $a: l_2=0.5 \cdot l_1$ ,  $б: l_2=0.66 \cdot l_1$ ,  $в: l_2=0.83 \cdot l_1$ ,  $г: l_2=l_1$ ,  $д: l_2=1.5 \cdot l_1$ ,  $е: l_2=2 \cdot l_1$

Необходимые для расчёта элементов выражения (9) кинематические параметры исследуемой точки могут быть найдены по математической модели механизма, полученной в предыдущей главе. В конечном итоге в работе приведена функция зависимости крутящего момента на ведущем звене от угла его поворота (рис. 8). Графики зависимости крутящего момента на ведущем звене от угла его поворота для различных модификаций механизмов приведены на рисунке 7.

**MPrsimpl = Simplify[MPr]**

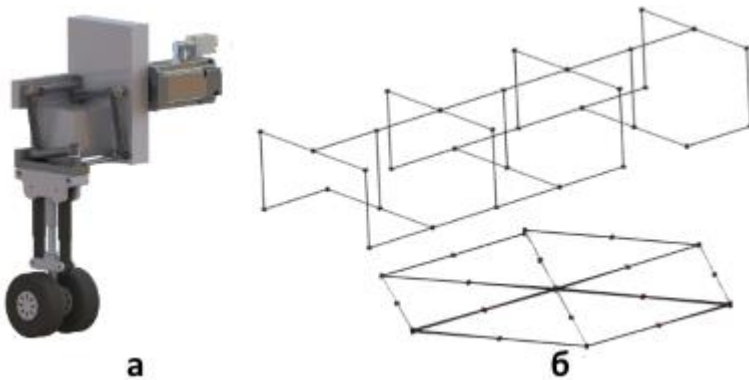
```
(59346.6 + 111126. Cos[b_] + 91143.6 Cos[2 b_] + 65368.7 Cos[3 b_] +
40868.2 Cos[4 b_] + 22169.3 Cos[5 b_] + 10366.9 Cos[6 b_] + 4142.03 Cos[7 b_] +
1396.89 Cos[8 b_] + 390.942 Cos[9 b_] + 88.5948 Cos[10 b_] + 15.6618 Cos[11 b_] +
2.0313 Cos[12 b_] + 0.172266 Cos[13 b_] + 0.00717773 Cos[14 b_] - 549.11 Sin[b_] -
(877.389 - 6.36646 × 10-12 i) Sin[2 b_] - 904.533 Sin[3 b_] - 712.282 Sin[4 b_] -
451.235 Sin[5 b_] - 235.109 Sin[6 b_] - 101.794 Sin[7 b_] - 36.7306 Sin[8 b_] -
10.9856 Sin[9 b_] - 2.67409 Sin[10 b_] - 0.509717 Sin[11 b_] - 0.070874 Sin[12 b_] -
0.00629883 Sin[13 b_] - 0.000262451 Sin[14 b_] - 1.89735 × 10-19 Sin[15 b_] /
(1. + Cos[b_])11 (0.5 + 1. Cos[b_])2)
```

**Рисунок 8** – Функция зависимости мощности на валу двигателя от угла поворота ведущего звена (Снимок экрана системы символьных вычислений Mathematica)

**Пятая глава** диссертации посвящена описанию новых устройств, разработанных на базе исследуемых механизмов. В главе описаны система складывания колёс транспортного средства и каркас быстровозводимого сооружения, показанные на рисунке 9.

Уникальные особенности механизма Брикара могут быть использованы для выпуска колёс шасси транспортного средства. При повороте ведущего звена на  $90^\circ$  механизм принимает плоский вид, что может быть полезно, например, при уборке колёс в крыло летательного аппарата.

Другим возможным применением новых механизмов, полученных с помощью разработанного метода синтеза, являются одноподвижные складывающиеся каркасные конструкции, которые могут быть использованы для оперативного развёртывания временных помещений. В собранном состоянии каркасная конструкция принимает вид плоского шестиугольника, а в рабочем состоянии – прямоугольного параллелепипеда.



**Рисунок 9** – Примеры использования механизма Брикара: а – складывающееся шасси транспортного средства, б – каркас быстровозводимого сооружения

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. В результате аналитического обзора исследований механизмов особой структуры выявлено три основных метода синтеза таких механизмов:
  - изобретение принципиально новых, ранее неизвестных механизмов;
  - модификация известных механизмов особой структуры;
  - создание многозвенных механизмов путём объединения нескольких базовых механизмов.
2. На основании проведённого анализа механизмов особой структуры разработана их классификация в виде интерактивной ассоциативной карты, позволяющей исследователям получить доступ к информации об исследованиях каждого из рассматриваемых механизмов.
3. Анализ подвижности механизмов в зависимости от взаимного расположения точек пересечения осей шарниров с главной диагональю базовой фигуры выявил, что механизм Брикара является частным случаем семейства шарнирных подвижных шестизвенных механизмов. Определён метод синтеза подвижных модификаций механизма Брикара:
  - оси трёх не соседних шарниров механизма пересекаются в одной точке, принадлежащей главной диагонали;
  - оси других трёх шарниров механизма также пересекают главную диагональ, но необязательно в одной точке.
4. Анализ разомкнутых цепей механизма Брикара позволил определить альтернативный метод синтеза его подвижных модификаций: каждая пара звеньев поворачивает направляющий вектор механизма, образованный осями его шарниров, на угол, кратный  $180^\circ$ .
5. В результате исследования механизма Брикара в качестве базового элемента многозвенной структуры получены новые складывающиеся механизмы, имеющие единичную степень подвижности и способные трансформироваться из плоского шестиугольника в объёмный параллелепипед.
6. Составлена и проверена математическая модель кинематики характерных точек и звеньев механизма Брикара и его модификаций. Максимальное расхождение результатов, полученных тремя независимыми методами (с помощью математической модели, систем компьютерного моделирования и экспериментальной установки) составило 4.93%.
7. Анализ влияния соотношения длин пар звеньев механизма Брикара на диапазон углов поворота его звеньев показал:
  - при равенстве длин звеньев механизма максимальный угол поворота любого звена составляет  $120^\circ$ ;
  - увеличение длины ведущего звена вдвое по отношению к другим звеньям позволяет увеличить угол поворота ведомого звена до  $145.9^\circ$ . При этом максимальный угол поворота ведущего звена уменьшится до  $110.7^\circ$ ;

- при бесконечно малой длине ведущего звена максимальный угол поворота второго звена (CD) асимптотически стремится к  $180^\circ$ ;
  - значительное (пятидесятикратное и более) уменьшение длины ведущего звена позволяет уменьшить максимальный угол поворота третьего звена (DE) до  $90^\circ$ .
8. Составлена и проверена универсальная математическая модель для определения крутящего момента на ведущем звене механизма Брикара. Максимальное расхождение результатов, полученных с помощью математической модели и с помощью систем компьютерного моделирования, составило 0.59%.
  9. Теоретическими исследованиями установлено, что наиболее оптимальной является длина ведущего звена, равная  $5/6$  длины прочих звеньев механизма. В этом случае нагрузка на валу двигателя будет наиболее равномерной. Установлено, что для механизма с длинами пар звеньев (1м, 0.83м, 1м), перемещающего груз массой 12 кг, максимальный крутящий момент на ведущем звене в точке локального максимума не превысит 67 Н·м. Увеличение длины ведущего звена с 0.83 метров до 1 метра (на 20.5%) увеличит максимальный крутящий момент в этой же точке до 89 Н·м (на 32.8%).
  10. Предложены новые перспективные направления практического применения механизма Брикара и его модификаций: складывающееся шасси транспортного средства и каркас быстровозводимого сооружения, защищённые патентами.

**Основное содержание работы отражено в следующих публикациях:**

*Монографии:*

1. I.A. Galiullin. The 1DOF and 2DOF spatial mechanisms with revolute pairs / Galiullin, I.A., Yarullin M.G., Mudrov A.G., Mingazov M.R. – Kazan: KNITU-KAI Press, 2015. – 172 с.

*Научные статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных ВАК:*

2. Галиуллин, И.А. К синтезу модификаций шестизвенника Брикарда / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Вестник Казанского Государственного Технического Университета им. А.Н. Туполева. - 2014. №1.- С. 68 - 74.
3. Галиуллин, И.А. Исследование механизма Брикарда с помощью алгоритмов компьютерной графики / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Вестник технологического университета. - 2015. Т.18, №21.- С. 137 - 140.
4. Галиуллин, И.А. Влияние длин звеньев механизма Брикарда на его кинематические параметры / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Вестник технологического университета. - 2015. Т.18, №21.- С. 148 - 151.

*Патенты на изобретения и полезные модели:*

5. Галиуллин, И.А. Складывающееся шасси летательного аппарата / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Патент на полезную модель №RU 140750 U1 от 20 мая 2014.

6. Галиуллин, И.А. Складывающееся шасси летательного аппарата / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Патент на изобретение №RU 2539623 С1 от 20 января 2015.
7. Галиуллин, И.А. Каркас быстровозводимого сооружения и способ его монтажа / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Патент на изобретение №RU 2581909 С1 от 20 апреля 2016.

*Научные статьи, опубликованные в журналах, индексируемых Scopus:*

8. Galiullin, I.A. Historical Review of Studies of Spatial nR Linkages / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin, M. R. Mingazov // International Review of Mechanical Engineering (IREME). Special Issue on "The role of History of MMS in evolution of Mechanics" - 2016. Vol. 10, №5 - PP. 348 - 356.
9. Galiullin, I.A. Kinematic Research of Bricard Linkage Modifications / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin // Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education" - 2016. - PP. 17 - 31.

*Научные статьи, опубликованные в журналах международных издательств:*

10. Galiullin, I.A. Analysis and Technology of the Bricard Linkage Kinematic Parameters Comparative Experiments / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin, M.R. Mingazov // Applied Mechanics and Materials. - 2015. Vol.788.-PP.295 - 300.
11. Galiullin, I.A. Assemblability and Mobility of Bricard's Linkage Modifications / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin // Applied Mechanics and Materials. - 2014. Vol. 698.- PP. 552 - 556.

*Материалы докладов, представленных на мероприятиях IFToMM:*

12. Galiullin, I.A. Kinematic Historical review of studies of spatial nR linkages / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin, M.R. Mingazov // Proceedings of 14th Working Meeting IFToMM Permanent Commission for the History of Mechanism and Machine Science. Saint-Petersburg, Russia. - 2015. - PP. 1 - 6.
13. Galiullin, I.A. A new classification table for spatial nR linkages / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin, M.R. Mingazov // Proceedings of Trc-IFToMM Symposium on Theory of Machines and Mechanisms. -Izmir Institute of Technology, Turkey: Makina Teorisi Derneği, Ankara - 2015. - PP. 233 - 239.
14. Galiullin, I.A. Analysis of nR linkages synthesis methods / I.A. Galiullin, M.G. Yarullin, M.R. Mingazov // Proceedings of Trc-IFToMM Symposium on Theory of Machines and Mechanisms. -Izmir Institute of Technology, Turkey: Makina Teorisi Derneği, Ankara - 2015. - PP. 240 - 246.

*Прочие научные статьи и материалы докладов:*

15. Галиуллин, И.А. Аналитико-критический обзор исследований шарнирных шестизвенных механизмов / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Аналитическая механика, устойчивость и управление. Труды X международной Четаевской конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2012. – Т.1. – с. 117-126.
16. Галиуллин, И.А. О применении механизма Брикарда и его модификаций / И.А. Галиуллин // Проблемы механики современных машин:

- материалы V международной конференции. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ. - 2012. – Т. 1. – с. 13–16.
17. Галиуллин, И.А. Программа структурного синтеза пространственных механизмов / И.А. Галиуллин, М.Р. Мингазов // Проблемы механики современных машин: материалы V международной конференции. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ. - 2012. – Т. 1. – с. 93–96.
  18. Галиуллин, И.А. Синтез складывающихся многозвенных пространственных механизмов на базе механизма Брикарда / И.А. Галиуллин // XX Туполевские чтения. Материалы международной молодежной научной конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2012. – Т.3. – с. 212-215.
  19. Галиуллин, И.А. Синтез подвижных шестизвенных механизмов / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики. Материалы международной научно-технической конф. – Казань: Изд-во Казан.гос.техн.ун-та.–2013.–с.23-31.
  20. Галиуллин, И.А. Собираемость и подвижность модификаций механизма Брикарда / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Электротехника. Энергетика. Машиностроение. Труды I Международной научной конференции молодых ученых. – Новосибирск: Изд-во Новосибирского гос. техн. ун-та. – 2014. – Часть 3. – с. 184-187.
  21. Галиуллин, И.А. Исследование кинематики звеньев модификаций механизма Брикарда / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин // Современное машиностроение. Наука и образование. - 2014. №4.- С. 260 - 270.
  22. Галиуллин, И.А. Складывающееся шасси транспортного средства, построенное на базе механизма Брикара / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин, М.Р. Мингазов // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики. Материалы международной научно-технической конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2015. – с. 266-271.
  23. Галиуллин, И.А. Применение технологии FDM в изготовлении моделей пространственных механизмов / И.А. Галиуллин, М.Г. Яруллин, М.Р. Мингазов // XXII Туполевские чтения. Материалы международной молодежной научной конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2015. – с. 380-215.