

На правах рукописи



Диденко Елена Владимировна

**РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МНОГОКОНТУРНЫХ
МЕХАНИЗМОВ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ГРАФОВ**

Специальность 05.02.18

Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2019

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

Научный руководитель: **Смелягин Анатолий Игоревич**,
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Хейло Сергей Валерьевич**,
доктор технических наук, доцент, и.о. заведующего кафедрой теоретической и прикладной механики ФГБОУ ВО «Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина», г. Москва

Прокопов Владимир Сергеевич,
кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Москва

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет» (г. Москва)

Защита состоится «08» октября 2019 г. в 14:00 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: 101000, Москва, М. Харитоньевский пер., д. 4.

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

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

Автореферат разослан «__» _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета, к.т.н.  Бозров Виктор Маирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Эффективное развитие всех отраслей промышленности Российской Федерации в решающей мере зависит от машиностроения. Роль и значение машиностроения определяется, прежде всего, тем, что оно является основой промышленности, тесно взаимосвязанной с ведущими отраслями экономики и обеспечивающей их устойчивое функционирование, наполнение потребительского рынка, и являющейся основой развития технологического ядра промышленности.

От уровня развития машиностроения зависят важнейшие удельные показатели валового внутреннего продукта страны (материалоемкость, энергоемкость и т.д.), производительность труда в других отраслях народного хозяйства, уровень экологической безопасности промышленного производства и обороноспособность государства.

Дальнейшее повышение технико-экономического уровня и качества машиностроительной продукции связано с тем, насколько успешно будут реализованы следующие задачи:

- совершенствование методов исследования машин;
- повышение надежности и ресурса машин;
- повышение точности расчетов и достоверности результатов исследования;
- уменьшение материалоемкости конструкций;
- создание новых методов синтеза машин.

Основу для успешной реализации сформулированных задач может составить активное внедрение в процессы конструирования современных средств проектирования машин, в том числе и методов синтеза механизмов.

В данном направлении в течении ряда десятилетий были получены существенные результаты, однако имеет место необходимость повышения эффективности применения существующих методов. В этой связи важно рассмотреть такой математический аппарат, как теория графов, которая еще в недостаточной степени используется в теории машин и механизмов.

Указанную теорию целесообразно представить таким образом, чтобы она была применена наиболее полно и эффективно. На этой основе желательно построить новые многофункциональные многоконтурные механизмы, позволяющие решать важные технические задачи связанные, в частности, с преобразованием видов движений, с движением выходного звена по любым заданным направлениям. Требуется также исследовать работоспособность этих механизмов на основе теоретических и экспериментальных подходов.

Указанным вопросам посвящена данная работа, тема которой представляется актуальной в связи с повышением эффективности структурного синтеза.

Целью работы является разработка сформированных на базе теории графов основ целенаправленного структурного синтеза механизмов и практическое применение полученной теоретической базы для создания новых

многофункциональных многоконтурных механизмов, воспроизводящих различные движения, в частности механизмов параллельной структуры.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие **задачи**:

- разработка методики структурного синтеза механизмов, основанной на теории графов;
- синтез новых схем механизмов для преобразования механических движений на основе теории графов;
- синтез структурных и кинематических схем новых механизмов для воспроизведения плоских механических движений произвольного вида, определение требуемых параметров звеньев;
- разработка методик кинематического и динамического анализа синтезированных механизмов, а также их экспериментального исследования.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана методика структурного синтеза, основанная на теории графов с привлечением характеристики «уровень смежности»;
- синтезированы новые схемы механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, включающие две структурные группы звеньев;
- синтезирован новый механизм параллельной структуры, осуществляющий согласованное движение по трем координатам при наличии лишь одного двигателя, разработана методика определения параметров звеньев;
- разработана методика кинематического и динамического анализа синтезированных механизмов, а также методика их экспериментального исследования.

На защиту выносятся следующие положения:

- разработанная методика структурного синтеза многоконтурных механизмов, основанная на теории графов с применением характеристики «уровень смежности»;
- синтезированные схемы двух новых механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;
- синтезированная схема механизма параллельной структуры, в котором согласованное движение по трем координатам обеспечивается одним лишь двигателем, а также методика определения параметров звеньев;
- разработанная конструкция действующей модели механизма параллельной структуры, в котором достигается любое требуемое перемещение в пределах рабочей зоны, а также методики кинематического и динамического анализа.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке методики структурного синтеза многоконтурных механизмов на основе теории графов с привлечением вновь введенной характеристики «уровень смежности»; в синтезе новых структурных схем механизмов для преобразования вращательного

движения в возвратно-поступательное и структурной схемы механизма параллельной структуры; в разработке методики кинематического и динамического анализа синтезированных механизмов, а также в методике выбора параметров звеньев.

Практическая значимость работы обусловлена тем, что в работе синтезированы новые схемы механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и механизма параллельной структуры, которые могут быть использованы в различных областях техники: компрессорах, насосах, технологических роботах, в устройствах реабилитации больных, в испытательных стендах. Синтезированные механизмы защищены пятью патентами.

Методы исследования. При решении сформулированных выше задач были использованы следующие методы: теории механизмов и машин, теории графов, аналитической механики, дифференциального исчисления.

Достоверность и обоснованность полученных результатов основывается на применении известных теоретических положений фундаментальных наук (аналитической механики, теории машин и механизмов, теоретической механики, вычислительной математики и др.) и сопоставлении с результатами исследований других авторов.

Апробация работы:

Основные результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении» Казахстан, г. Алматы, 2018;
- Международном семинаре по ТММ им. А.А. Артоболевского, 7 ИМАШ РАН, г. Москва, 11 сентября 2018 г.;
- XX Международной научно-технической конференции по транспортной, дорожно-строительной, сельскохозяйственной, подъемно-транспортной и военной технике и технологии «trans&MOTAUTO'12», Varna Bulgaria, 2012;
- IV и V международной конференции «Проблемы механики современных машин», г. Улан-Удэ, 2009, 2012;
- Первом международном Джолдасбековском симпозиуме, Казахстан, г. Алматы, 2011;
- IX Международной научно-технической конференции «Инновация, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения, авиастроения, транспорта и сельского хозяйства», г. Ростов-на-Дону, 2010.

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 19 научных работ, в том числе шесть статей в журналах из перечня, рекомендованного ВАК России, получено пять патентов.

Структура диссертации. Диссертация включает введение, пять глав, заключение и список литературы из 130 наименований. Общий объем диссертации составляет 124 страницы, содержит 40 рисунков и 4 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе проведен обзор методов синтеза и анализа механизмов, а также показаны области применения теории графов для синтеза и анализа механизмов.

Наибольший вклад в развитие теории структурного синтеза внесли И.И. Артоболевский, Л.В. Ассур, Г.Г. Баранов, А.П. Бессонов, Л. Бурместр, Р. Виллис, В.А. Глазунов, Х.И. Гохман, М. Грюблер, Л.Т. Дворников, У.А. Джолдасбеков, В.В. Добровольский, С.Н. Кожевников, Я. Лейпольд, А.П. Малышев, Г. Монж, А.Б. Кикин, О.Г. Озол, Э.Е. Пейсах, Ф. Рело, Л.Н. Решетов, А.А. Романцев, П.О. Сомов, А.И. Смелягин, У. Уэвелл, П.Л. Чебышев и др.

Вопросам синтеза многоконтурных механизмов посвящены работы таких ученых, как П.Л. Чебышев, И.И. Артоболевский, К.В. Фролов, Р.Ф. Ганиев, В.А. Глазунов, А.Ф. Крайнев, Н.И. Левитский, К. Хант, А.И. Смелягин, А.Е. Кобринский, Г.А. Тимофеев, В.К. Асташев, Э.Е. Пейсах, Д. Анджелес, К. Сугимото, К. Гослен и др.

Задачей структурного синтеза является разработка структурной схемы будущего механизма по заданной подвижности, с учетом необходимых кинематических, динамических и технологических свойств.

Наиболее известными из существующих методов синтеза являются: метод развития и перестановки поводка; метод разложения шарнира; синтез на основе структурных формул, универсальной структурной системы кинематических цепей, структурных математических моделей.

Применяемые методы имеют ряд недостатков: в частности, метод развития и перестановки поводка не исчерпывает всех возможных структурных групп, с которыми можно встретиться на практике, кроме того, большинство сформулированных выше методов (синтез на основе структурных формул, метод развития и перестановки поводка, метод разложения шарнира) не позволяют целенаправленно найти все возможные виды структурных групп для различных классов механизмов, а, следовательно, они не обладают полной информативностью.

Применению теории графов для синтеза и анализа механизмов посвящено достаточное количество работ отечественных и зарубежных авторов. Развитием теории графов в связи с анализом и синтезом механизмов и мехатронных систем занимались: Scott C. Chase, Chen I-Ming, Linda C. Schmidt, K. Shea, Shetty Harshawardhan, A. Starling, E.R. Tuttle, Z. Wu, P.B. Амбарцумянц, Д.В. Гринёв, Л. Добрянский, О.Д. Егоров, С.О. Киреев, Л.А. Павлова, М.В. Семенов,

И.И. Сидоренко, А.И. Смелягин, Г.А. Тимофеев, Ф. Фрейденштейн и др.

Основы применения теории графов для автоматизированного компьютерного моделирования динамических систем и синтеза механизмов заложили труды Z. Wu, M.I. Campbell, L.C. Schmidt, H. Shetty and S. Chase, K. Shea.

Применению теории графов для исследования кинематики машин различного технологического назначения посвящены работы И.И. Сидоренко, А.Г. Баханович, Н.Н. Крохмаля, И.И. Сидоренко.

Исследованию структуры механизмов различного технологического назначения с применением теории графов посвящено множество работ, среди которых можно выделить следующие: Л. Добрянский, Ф. Фрейденштейн, Р.В. Амбарцумянц, посвященных применению общих понятий теории графов для структурного анализа механизмов различного технологического назначения; исследованию структуры роботов и мехатронных систем посвящены работы О.Д. Егорова, М.А. Буйнова.

Из вышесказанного следует, что теория графов является многогранным математическим аппаратом для решения многих задач теории механизмов и машин. Однако, по мнению авторов, применение теории графов к структурному синтезу механизмов еще недостаточно полно раскрыто и представляет собой актуальную научно-техническую задачу.

Во второй главе рассмотрены основы применения теории графов для синтеза структурных групп и многоконтурных механизмов.

Согласно основ развиваемого подхода, механизмы рассматриваются в качестве объекта изучения дискретной математики, тогда определение графа механизма можно сформулировать следующим образом: под графом механизма $G(V, E)$ будем понимать совокупность двух множеств – множества звеньев (вершин) механизма V и множества кинематических пар (ребер) E , являющихся двухэлементным подмножеством множества V .

Звенья механизма выступают вершинами графа механизма и являются элементами множества V , то есть

$$V = \{n_0, n_1, n_2 \dots n_s\},$$

где $s = 0, 1, 2, \dots$ - действительные целые числа.

Ребром графа механизма выступает кинематическая пара.

Две вершины n_i и n_j графа $G(V, E)$ будут называться смежными, если они соединены ребром.

Каждый прикладной граф имеет некоторые особенности, свойственные только ему и отличающие его от математического графа, но не противоречащие основным положениям дискретной математики.

Обозначим основные свойства графа механизма:

– каждое звено механизма имеет свой порядковый номер, следовательно, вершины графа механизма $G(V, E)$ всегда будут помеченными, а сам граф пронумерованным графом;

– граф механизма всегда будет неориентированным графом, так как кинематическая пара не имеет направления, что выражается уравнением:

$$r = \{n_i, n_j\} = \{n_j, n_i\};$$

– между смежными звеньями может быть образована только одна кинематическая пара, следовательно, наличие кратных ребер в графе механизма недопустимо и граф механизма не может быть мультиграфом;

– звено не может образовать кинематическую пару само с собой, что выражается уравнением:

$$r = \{n_i, n_j\} = 0,$$

следовательно, в графе механизма петли недопустимы и граф механизма не может быть псевдографом;

– неподвижная стойка всегда одна и всегда будет нулевым звеном $n_0 = 1$.

Определим алгоритм построения графа.

При построении графов, обозначим их звенья \textcircled{i} , где $i = 0, 1, 2, \dots$ - порядковый номер соответствующего звена.

Кинематические пары обозначим ребрами, соединяющими соответствующие звенья.

Способ построения заключается в последовательном выявлении смежности звеньев механизма и их расположения на определенных уровнях смежности (далее УС), начиная с неподвижной стойки.

Поскольку нулевой уровень смежности L_0 состоит только из неподвижной стойки, тогда уровень смежности L_1 сформируем из звеньев смежных с неподвижной стойкой.

Последующие уровни смежности L_i будут формироваться из звеньев, смежных со звеньями предыдущего уровня L_{i-1} . Выделение уровней смежности продолжается до тех пор, пока все имеющиеся звенья не будут расположены на соответствующих им уровнях смежности.

Ребра графа могут соединять между собой либо звенья двух соседних уровней, либо звенья внутри самого уровня.

Рассмотрим пример построения графа механизма и синтезированного на его основе механизма (рисунок 1).

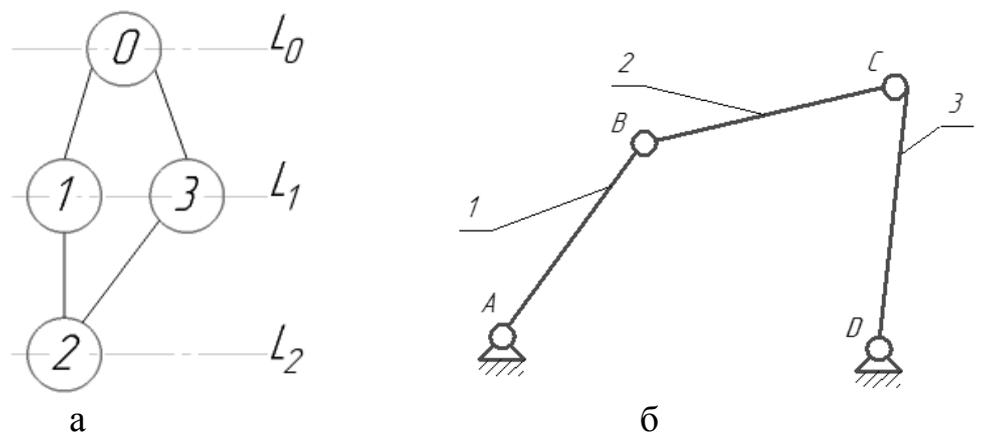


Рисунок 1: а - граф механизма; б – синтезированный механизм

Построим математическую модель для многоконтурных механизмов с использованием теории графов (1).

$$\left\{ \begin{array}{l} W = G - v \cdot \Pi; \\ p = \sum_{i=1}^{\Pi-1} P_i; \\ v = p - n; \\ n = \sum_{a=1}^m n_a; \\ v = v_{ct} + v_{\Pi}; \\ t_{n_0} = v_{ct} + 1; \\ 2p = t_{n_0} + \sum_{a=1}^m t_{n_a}; \\ G = \sum_{i=1}^{\Pi-1} i p_i. \end{array} \right. \quad (1)$$

где W - подвижность механизма;

G - общее количество подребер во всем графе механизма;

v - количество фундаментальных циклов;

Π - подвижность пространства, в котором существует механизм;

p - общее количество ребер графа (кинематических пар);

p_i - количество ребер с одинаковым числом подребер;

P_i - общее количество ребер графа механизма;

n - общее количество вершин графа (звеньев);

v_{cm} - количество стационарных замкнутых фундаментальных циклов;

v_n - количество присоединенных замкнутых циклов;

t_{n_0} - число элементов кинематических пар, которыми кинематические цепи механизма присоединяются к стойке;

i - количество подребер в ребре графа.

Применив разработанную математическую модель для синтеза механизмов, основанную на построении графа механизма, были синтезированы новые структурные схемы механизмов с одной степенью свободы, пять из которых, в том числе многоконтурный механизм параллельной структуры, зарегистрированы как объекты интеллектуальной собственности.

Рассмотрим подробнее синтез многоконтурного механизма параллельной структуры. Сформулируем условия синтеза: пусть необходимо синтезировать плоский ($\Pi=3$) одноподвижный ($W=1$) механизм, содержащий шесть фундаментальных стационарных циклов ($v_{cm}=6$) с двадцатью двум кинематическим парам ($p=22$), три из которых - высшие ($p_2=3$), состоящий из четырнадцати подвижных звеньев ($n=14$) и имеющий соответственно семь присоединений к стойке ($t_{n_0}=7$).

Структурная математическая модель (1) примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} 1 = G - 8 \cdot 3; \\ p = p_1 + p_2 = 22; \\ 8 = p - n; \\ 14 = n_2 + n_3 + n_4; \\ 8 = v_{\text{CT}} + v_{\text{П}}; \\ 7 = v_{\text{CT}} + 1; \\ 2 \cdot 22 = 7 + 2 \cdot n_2 + 3 \cdot n_3 + 4 \cdot n_4; \\ G = p_1 + 2 \cdot p_2. \end{array} \right.$$

Решая последнюю систему уравнений получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = 19; \\ p_2 = 3; \\ G = 25; \\ v_{\text{CT}} = 6; \\ v_{\text{П}} = 2; \\ t_{n_0} = 7; \\ n_4 = 1; \\ n_3 = 7; \\ n_2 = 6. \end{array} \right.$$

Таким образом, синтезируемые механизмы должны быть одноподвижными ($W=1$), иметь одно четырехвершинное звено ($n_4=1$), семь трехвершинных звеньев ($n_3=7$), шесть двухвершинных подвижных звеньев ($n_2=6$), семь присоединений к стойке ($t_{n_0}=7$), девятнадцать одноподвижных кинематических пар ($p_1 = 19$) и три двухподвижных кинематических пары ($p_2 = 3$).

Граф синтезируемого механизма должен иметь двадцать пять ребер ($G=25$), шесть стационарных контуров ($v_{\text{CT}} = 6$), два присоединительных контура ($v_{\text{П}} = 2$), одно четырехвершинное звено ($n_4=1$), семь трехвершинных звеньев ($n_3=7$), шесть двухвершинных подвижных звеньев ($n_2=6$), семь присоединений к стойке ($t_{n_0}=7$) (рисунок 2).

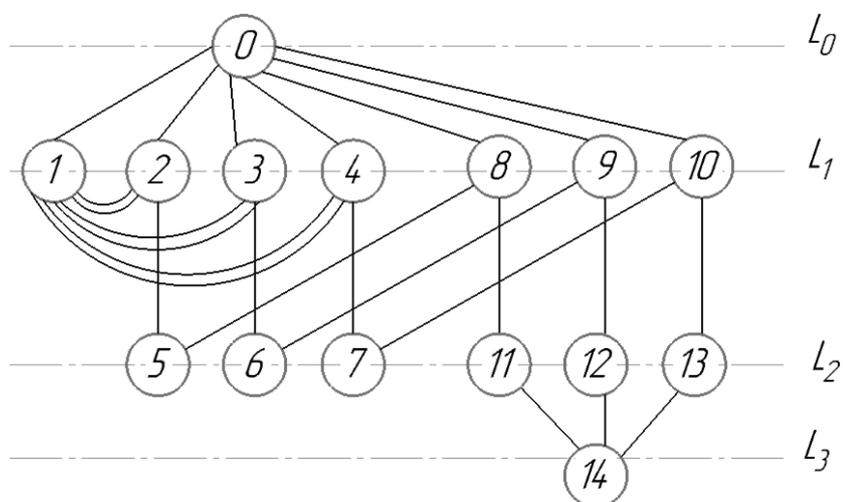


Рисунок 2 - Граф механизма

Применительно к практике, в соответствии с графом (рисунок 2), в качестве перспективного было выбрано следующее устройство, зарегистрированное как объект интеллектуальной собственности (рисунок 3).

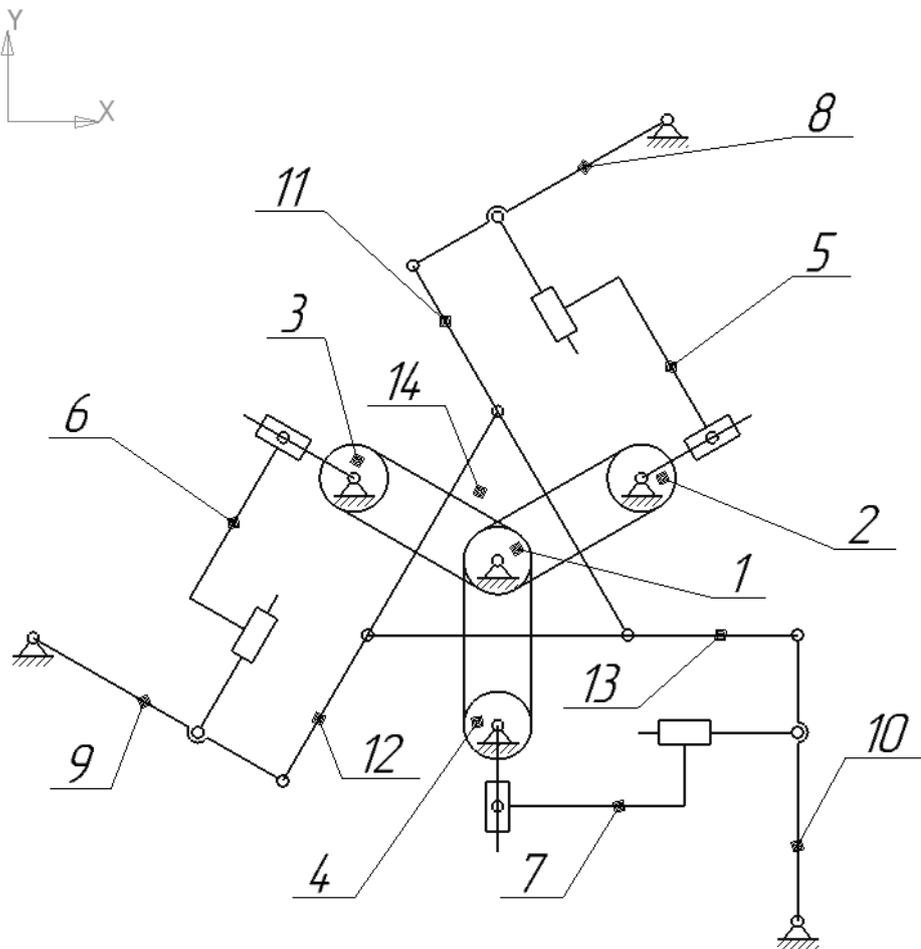


Рисунок 3 - Синтезированный многоконтурный механизм с одной степенью свободы: 1 – ведущее звено, связанное с двигателем вращательного движения; 2,3,4 – входные ведомые звенья; 5,6,7 – шатуны; 8,9,10 – коромысла; 11,12,13 – промежуточные звенья (шатуны); 14 - выходное звено (платформа)

В третьей главе рассмотрено решение задач кинематики: о положениях и о скоростях синтезированного многоконтурного механизма.

Для определения требуемых параметров звеньев синтезированного ранее многоконтурного механизма с одной степенью свободы (рисунок 3), рассмотрим подробнее исходный механизм с тремя степенями свободы, состоящий из трех кинематических цепей, обеспечивающих заданные движения в плоскости (рисунок 4). Рассмотрим решение обратной задачи о положениях исследуемого манипуляционного механизма.

Определим координаты точек вершин платформы F_k , учитывая, что система координат $хоу$ - связана с основанием, а система $х'оу'$ - с выходным звеном (рисунок 4).

$$\begin{pmatrix} x_{F_k} \\ y_{F_k} \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x'_{F_k} \\ y'_{F_k} \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где α – угол поворота выходного звена (платформы) вокруг оси z ;

$$x'_{F_1} = -r \cdot \cos 30^\circ;$$

$$x'_{F_2} = r \cdot \cos 30^\circ;$$

$$x'_{F_3} = 0;$$

$$y'_{F_1} = -r \cdot \sin 30^\circ;$$

$$y'_{F_2} = -r \cdot \sin 30^\circ;$$

$$y'_{F_3} = r;$$

r – радиус описанной окружности вокруг выходного звена.

Координаты вершин выходного звена исследуемого платформенного механизма в неподвижной системе отсчета:

$$x_{F_1} = x - r \cdot \cos 30^\circ \cdot \cos\alpha + r \cdot \sin 30^\circ \cdot \sin\alpha;$$

$$y_{F_1} = y - r \cdot \cos 30^\circ \cdot \sin\alpha - r \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos\alpha;$$

$$x_{F_2} = x + r \cdot \cos 30^\circ \cdot \cos\alpha + r \cdot \sin 30^\circ \cdot \sin\alpha;$$

$$y_{F_2} = y + r \cdot \cos 30^\circ \cdot \sin\alpha - r \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos\alpha;$$

$$x_{F_3} = x - r \cdot \sin\alpha;$$

$$y_{F_3} = y + r \cdot \cos\alpha.$$

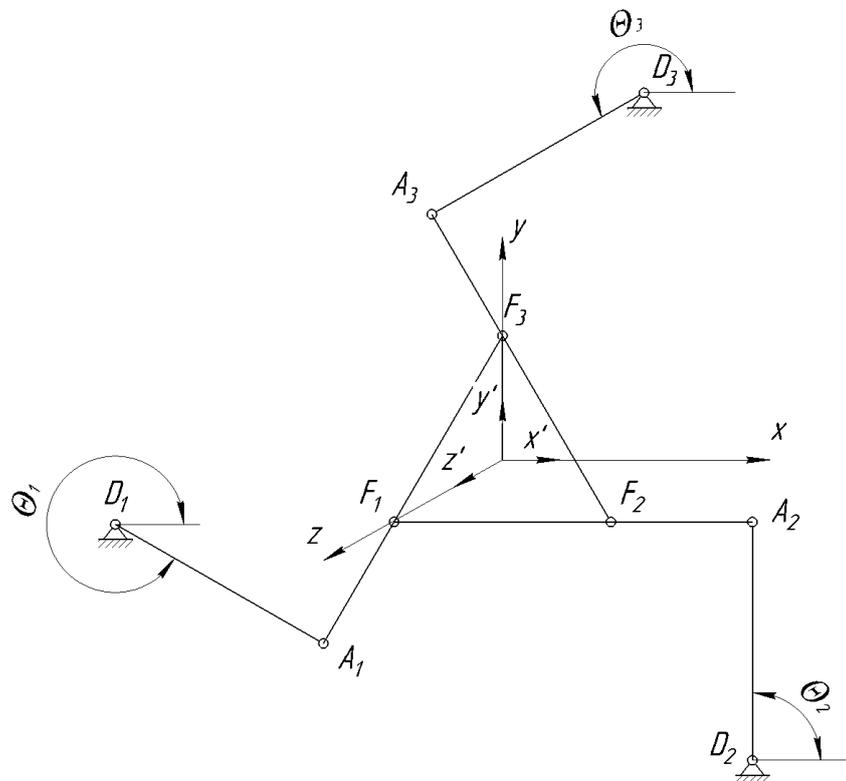


Рисунок 4 – Механизм параллельной структуры с тремя степенями свободы:

A_k, D_k, F_k – кинематические пары

Найдем угол поворота коромысел θ_k , учитывая, что угол между коромыслом и шатуном составляет 90° . Запишем уравнение неявной функции F_k :

$$F_k = (x_{F_k} - x_{A_k})^2 + (y_{F_k} - y_{A_k})^2 - \ell_{A_k F_k}^2 = 0,$$

$$\text{где } x_{A_k} = x_{D_k} + \ell_1 \cdot \cos \theta_k;$$

$$y_{A_k} = y_{D_k} + \ell_1 \cdot \sin \theta_k;$$

$$\ell_1 = \ell_{A_k D_k};$$

$$\ell_2 = \ell_{A_k F_k};$$

$$k = 1, 2, 3.$$

После преобразований, получим:

$$\begin{aligned} \theta_k = & 2 \cdot \arctg \cdot \frac{1}{\left(\ell_1^2 - 2 \cdot \ell_1 \cdot x_{D_k} + 2 \cdot \ell_1 \cdot x_{F_k} - \ell_2^2 + x_{D_k}^2 - 2 \cdot x_{D_k} \cdot x_{F_k} + \right.} \times \\ & \left. + x_{F_k}^2 + y_{D_k}^2 - 2 \cdot y_{D_k} \cdot y_{F_k} + y_{F_k}^2 \right)} \times \\ & \times \left(2 \cdot \ell_1 \cdot y_{F_k} - 2 \cdot \ell_1 \cdot y_{D_k} + \left(\ell_1^2 - 2 \cdot \ell_1 \cdot \ell_2 + \ell_2^2 - x_{D_k}^2 + 2 \cdot x_{D_k} \cdot x_{F_k} - \right. \right)^{0,5} \times \\ & \left. - x_{F_k}^2 - y_{D_k}^2 + 2 \cdot y_{D_k} \cdot y_{F_k} - y_{F_k}^2 \right) \times \\ & \times \left(2 \cdot \ell_1 \cdot \ell_2 - \ell_1^2 - \ell_2^2 + x_{D_k}^2 - 2 \cdot x_{D_k} \cdot x_{F_k} + x_{F_k}^2 + y_{D_k}^2 - 2 \cdot y_{D_k} \cdot y_{F_k} + y_{F_k}^2 \right)^{0,5} - \\ & - 2 \cdot \arctg \frac{1}{\left(\ell_1^2 - 2 \cdot \ell_1 \cdot x_{D_k} + 2 \cdot \ell_1 \cdot x_{F_k} - \ell_2^2 + x_{D_k}^2 - 2 \cdot x_{D_k} \cdot x_{F_k} + \right.} \times \\ & \left. + x_{F_k}^2 + y_{D_k}^2 - 2 \cdot y_{D_k} \cdot y_{F_k} + y_{F_k}^2 \right)} \times \\ & \times \left(2 \cdot \ell_1 \cdot y_{D_k} - 2 \cdot \ell_1 \cdot y_{F_k} + \left(\ell_1^2 + 2 \cdot \ell_1 \cdot \ell_2 + \ell_2^2 - x_{D_k}^2 + 2 \cdot x_{D_k} \cdot x_{F_k} - x_{F_k}^2 - \right. \right)^{0,5} \times \\ & \left. - y_{D_k}^2 + 2 \cdot y_{D_k} \cdot y_{F_k} - y_{F_k}^2 \right) \times \\ & \times \left(2 \cdot \ell_1 \cdot \ell_2 - \ell_1^2 - \ell_2^2 + x_{D_k}^2 - 2 \cdot x_{D_k} \cdot x_{F_k} + x_{F_k}^2 + y_{D_k}^2 - \right)^{0,5} \times \\ & \left. - 2 \cdot y_{D_k} \cdot y_{F_k} + y_{F_k}^2 \right). \end{aligned}$$

Для уяснения принципа работы кинематических цепей синтезированного многоконтурного механизма (рисунок 3) рассмотрим шарнирный четырехзвенник, обладающий одной степенью свободы (рисунок 5).

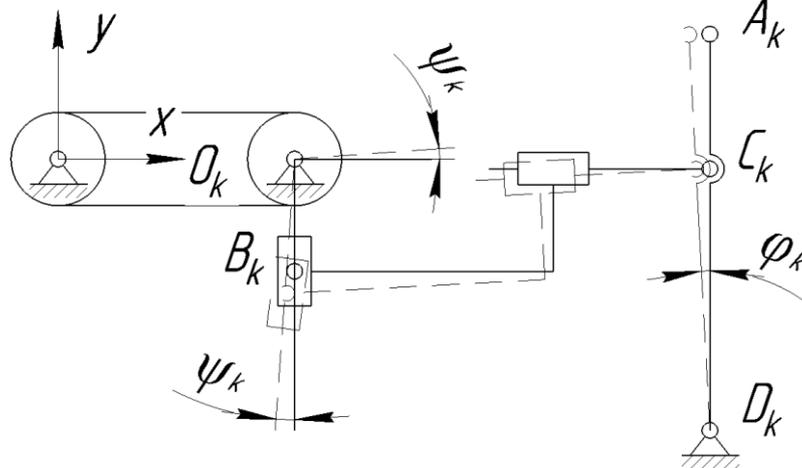


Рисунок 5 – Шарнирный четырехзвенник с одной степенью свободы, соответствующий одной кинематической цепи: A_k, B_k, C_k, D_k, F_k – кинематические пары; ψ_k – угол поворота ведущего шкива; φ_k – угол поворота коромысел; $k=1, 2, 3$

Определим длины кривошипов $O_k B_k$ (ℓ_{Bk}), для чего рассмотрим уравнение неявной функции P_k :

$$P_k = (x_{C_k} - x_{B_k})^2 + (y_{C_k} - y_{B_k})^2 - \ell_{B_k C_k}^2 = 0,$$

где $x_{B_k} = x_{O_k} + \ell_{B_k} \cdot \cos \psi_k$;

$$y_{B_k} = y_{O_k} + \ell_{B_k} \cdot \sin \psi_k;$$

$$x_{C_k} = x_{D_k} + \ell_{CD} \cdot \cos \varphi_k;$$

$$y_{C_k} = y_{D_k} + \ell_{CD} \cdot \sin \varphi_k.$$

ψ_k – угол поворота ведущего шкива (при этом $\psi_1 = \psi_2 = \psi_3$ – для всех ветвей кинематической цепи);

φ_k – угол поворота коромысел;

$$k = 1, 2, 3.$$

В соответствии с записанными кинематическими уравнениями:

$$\frac{\partial P_k}{\partial \psi} \cdot d\psi + \frac{\partial P_k}{\partial \varphi_k} \cdot d\varphi_k = 0.$$

Определим приращение угла поворота коромысел:

$$d\varphi_k = \frac{-\frac{\partial P_k}{\partial \psi}}{\frac{\partial P_k}{\partial \varphi_k}} \cdot d\psi = d\Theta_k.$$

На основе полученных выражений находим решение задачи о скоростях механизма параллельной структуры.

Приведем указанное решение в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} F_1 & \frac{\partial}{\partial y} F_1 & \frac{\partial}{\partial \alpha} F_1 \\ \frac{\partial}{\partial x} F_2 & \frac{\partial}{\partial y} F_2 & \frac{\partial}{\partial \alpha} F_2 \\ \frac{\partial}{\partial x} F_3 & \frac{\partial}{\partial y} F_3 & \frac{\partial}{\partial \alpha} F_3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\alpha} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial \theta_1} F_1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial \theta_2} F_2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial \theta_3} F_3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\Theta}_1 \\ \dot{\Theta}_2 \\ \dot{\Theta}_3 \end{pmatrix} = 0,$$

где $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\alpha}, \dot{\Theta}_k$ – соответствующие линейные и угловые скорости звеньев исследуемого манипуляционного механизма.

При анализе учитываем, что каждая кинематическая цепь приводится в действие четырехзвенным механизмом (рисунок 5).

$$\dot{\Theta}_k = \frac{-\frac{\partial P_k}{\partial \psi}}{\frac{\partial P_k}{\partial \varphi_k}} \cdot \dot{\psi}.$$

Для определения перемещений звеньев исследуемого механизма (рисунок 3) применим полученные уравнения, используя матрицу частных передаточных отношений, связывающих перемещения точек A_k ($k=1,2,3$) и центра выходного звена, а также угол поворота вокруг оси z .

Результаты исследования позволяют сделать вывод, что в зависимости от заданных длин входных звеньев трех кинематических цепей, графики изменений линейных и угловых перемещений выходного звена стремятся к синусоиде.

В четвертой главе рассмотрено решение задач динамики синтезированного многоконтурного механизма.

Рассмотрим изменение динамических характеристик исследуемого манипуляционного механизма параллельной структуры, исходя из условия, что в качестве привода для предложенного механизма параллельной структуры используем двигатель постоянного тока с независимым возбуждением.

Уравнение напряжения в цепи якоря двигателя имеет вид:

$$\begin{cases} U - I \cdot r_{\text{я}} - c_e \cdot \omega - L \cdot \frac{dI}{dt} = 0, \\ U = K_{\text{yc}} \cdot (\omega_d - \omega). \end{cases} \quad (3)$$

где U – напряжение питания цепи якоря;

I – ток якоря;

$r_{\text{я}}$ – сопротивление якоря;

c_e – коэффициент противоЭДС;

ω – угловая скорость вращения двигателя;

L – индуктивность;

ω_d – требуемая угловая скорость вращения двигателя;

K_{yc} – коэффициент усиления.

После преобразования выражение (3) примет вид:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{K_{\text{yc}} \cdot (\omega_d - \omega) - I \cdot r_{\text{я}} - c_e \cdot \omega}{L}.$$

При этом момент электродвигателя равен:

$$M = K_{\text{м}} \cdot I,$$

где $K_{\text{м}}$ – постоянная момента.

Тогда

$$\frac{dM}{dt} = K_{\text{м}} \cdot \frac{dI}{dt}.$$

Меняя длины кривошипов в каждой кинематической цепи, можно добиться любого направления и вида движения выходного звена, в частности, это может быть поступательное движение вдоль некоторого направления.

Определим кинетическую энергию системы, считая, что выходное звено имеет наибольшую массу:

$$T = \frac{m}{2} \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \cos^2 q \cdot \left(\frac{dq}{dt}\right)^2,$$

где L_{BO} – длина кривошипа; q – угол поворота кривошипа.

Запишем уравнение Лагранжа второго рода для исследуемого механизма:

$$m \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \cos^2 q \cdot \frac{d^2q}{dt^2} - m \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \sin 2q \cdot (\dot{q})^2 + m \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \frac{\sin 2q}{2} \cdot \left(\frac{dq}{dt}\right)^2 = M,$$

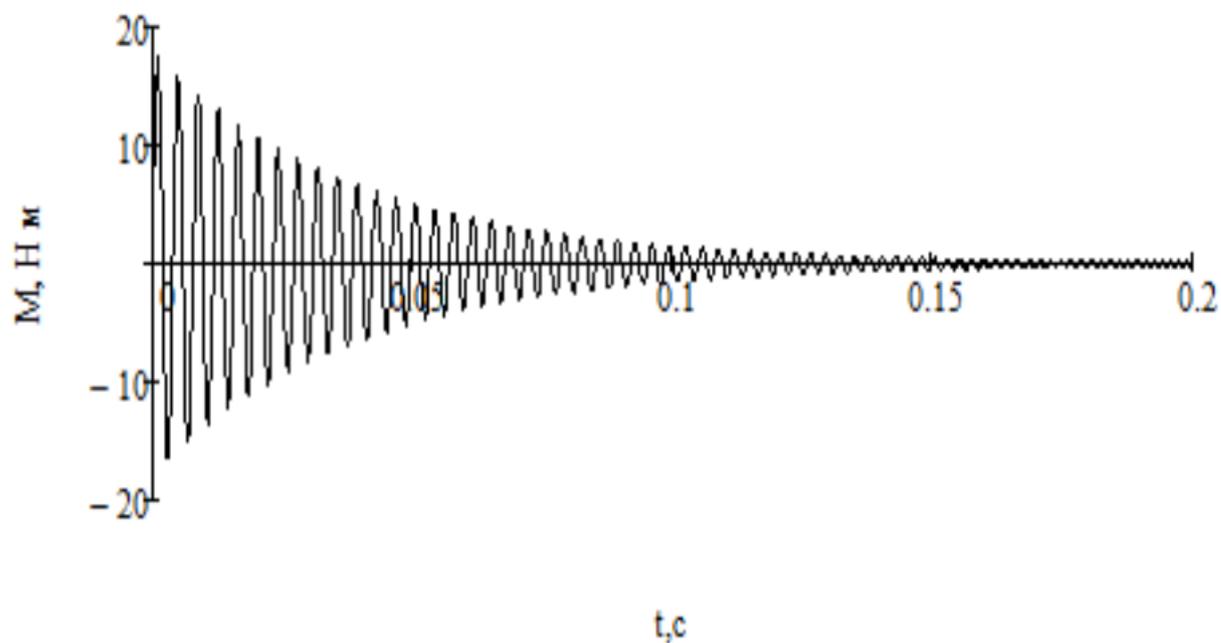
с учетом того, что

$$\frac{d^2q}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt}.$$

Получим соотношение:

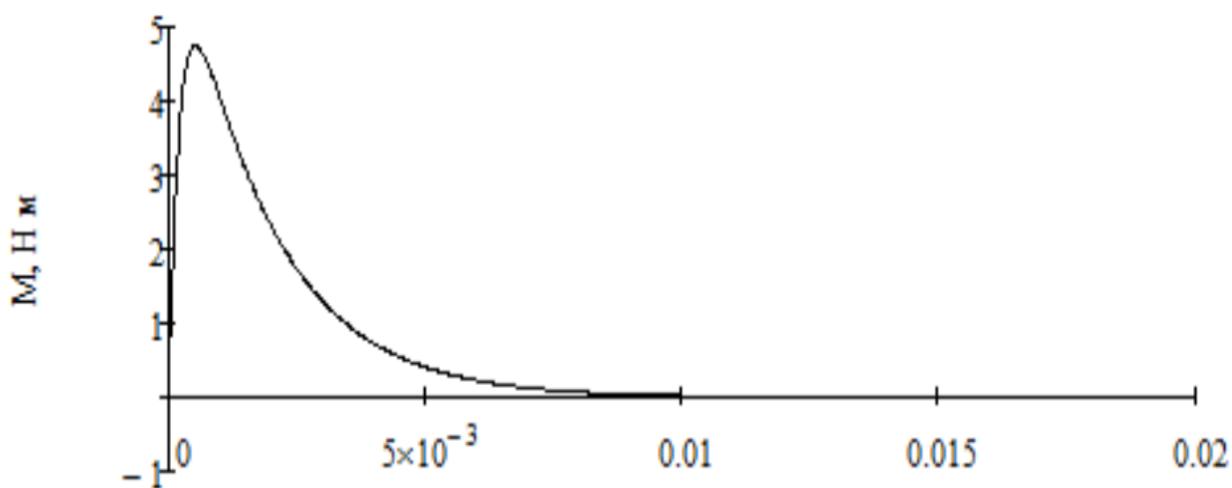
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M - m \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \frac{\sin 2q}{2} \cdot \omega^2 + m \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \sin 2q \cdot (\dot{q})^2}{m \cdot L_{\text{BO}}^2 \cdot \cos^2 q}$$

Применив полученные уравнения и задавая различные параметры электродвигателя для исследуемого механизма (рисунок 3), получим графики изменения момента электродвигателя (рисунок 6) и угловой скорости вращения выходного звена (рисунок 7).



t, c

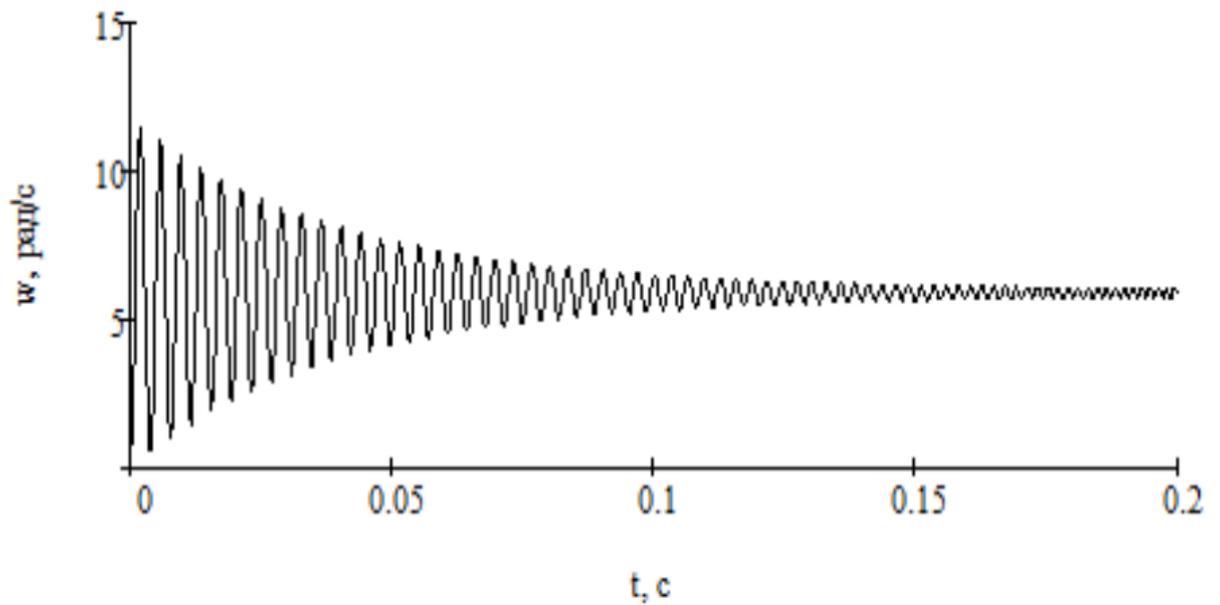
a)



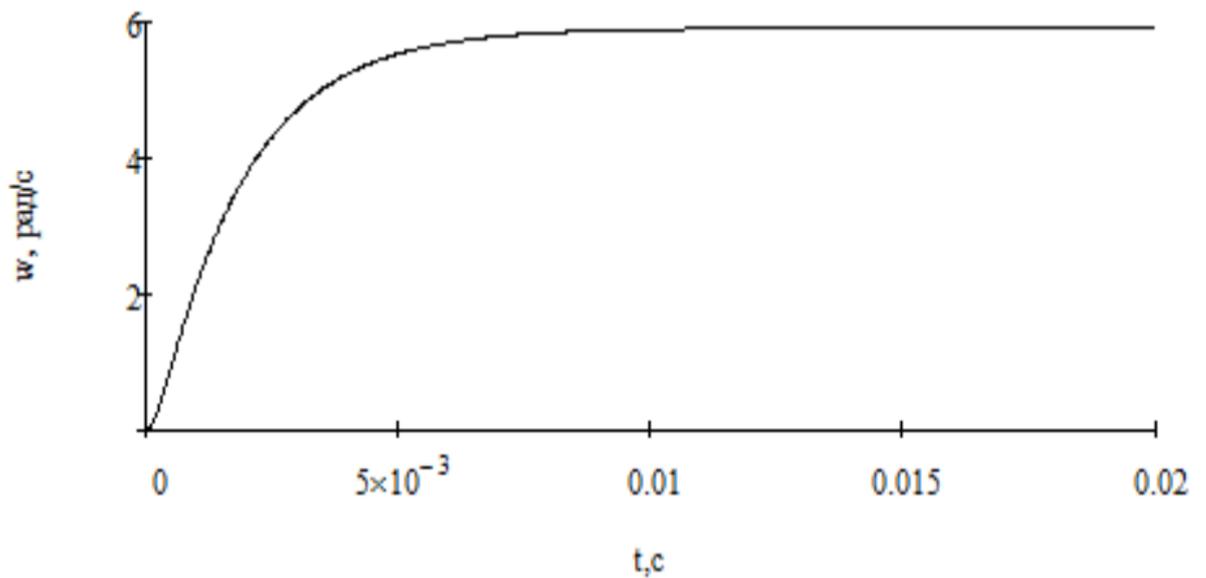
t, c

б)

Рисунок 6 – Изменение момента электродвигателя: а) – при начальных условиях; б) при увеличенном сопротивлении якоря обмотки электродвигателя



а)



б)

Рисунок 7 – Изменение угловой скорости вращения выходного звена:
 а) – при начальных условиях; б) при увеличенном сопротивлении якоря обмотки электродвигателя

На основе полученных математических зависимостей были проведены численные исследования, которые позволили сделать вывод, что при увеличении сопротивления якоря обмотки электродвигателя постоянного тока с независимым возбуждением уменьшаются колебания угловой скорости и момента на выходном звене исследуемого механизма параллельной структуры.

В пятой главе описана конструкция макета синтезированного механизма параллельной структуры.

Общий вид механизма представлен на рисунке 8.

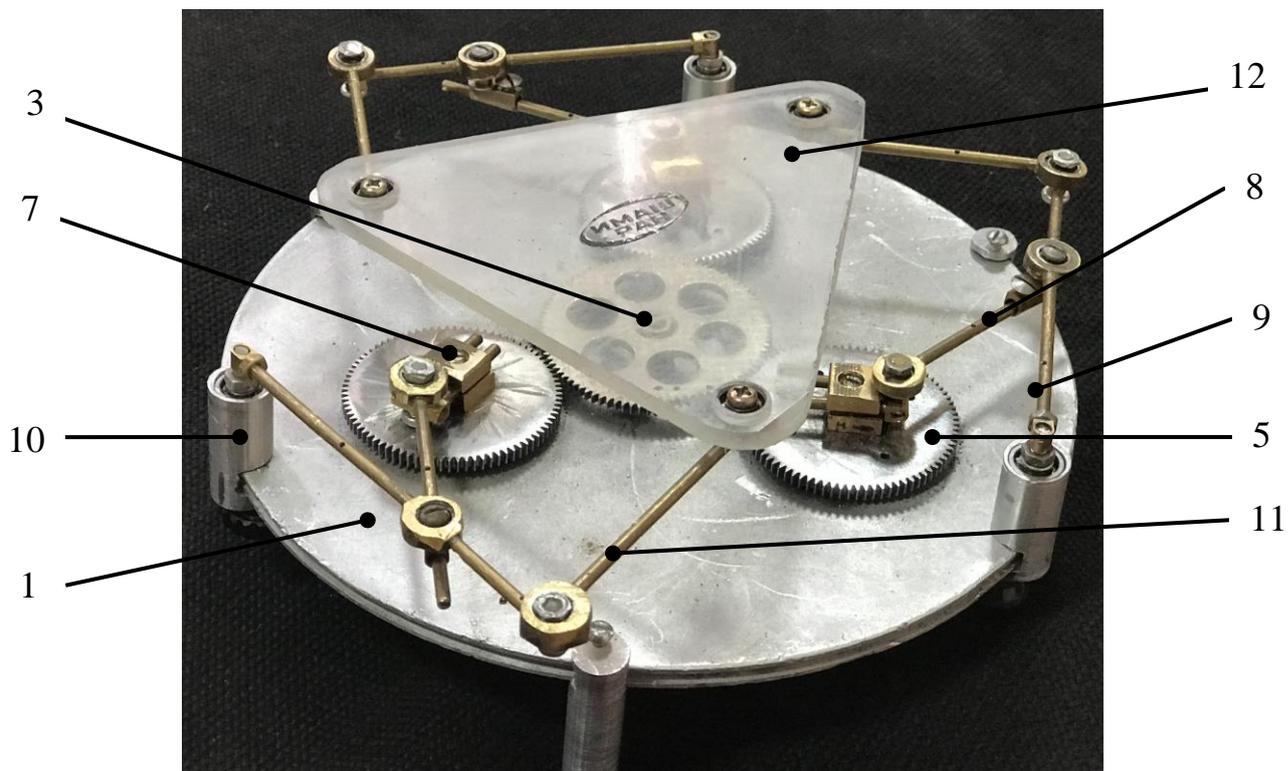


Рисунок 8.а) – Общий вид механизма (вид сверху): 1 – платформа; 3 – ведущая шестерня; 5 – ведомое колесо; 7 – кривошип; 8 – шатун; 9 – коромысло; 10 – опора коромысла; 11 – промежуточное звено; 12 – выходное звено

Механизм собран на круглой платформе 1. В данном образце платформа изготовлена из алюминиевого сплава. Возможно изготовление платформы из текстолита, оргстекла, эбонита, нержавеющей стали (для использования данного механизма в химически активных средах, в электробезопасной среде, в медицине). Под платформой на четырех точках крепления неподвижно установлен шаговый электродвигатель 2.

На платформе на постоянном диаметре под углом 120° установлены три оси 4 ведомых колес. Оси колес вращаются в подшипниках качения 6, запрессованных наружными кольцами в отверстия платформы. Ведомые колеса 5 закреплены на осях посредством шпоночных соединений, что позволяет им вращаться как единой детали.

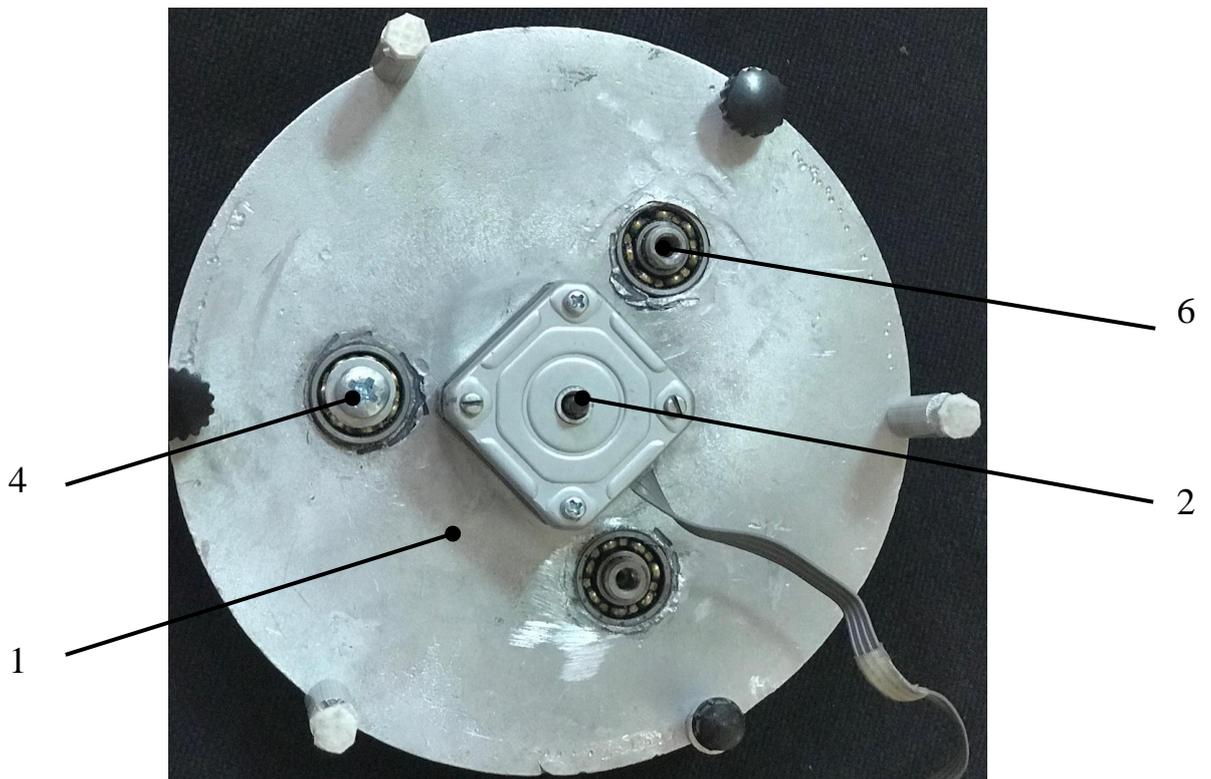


Рисунок 8.б) – Общий вид механизма (вид снизу): 1 - платформа механизма; 2 – шаговый электродвигатель; 4 – ось ведомого колеса; 6 – подшипник качения

Ось 13 электродвигателя 2 свободно проходит сквозь отверстие в центре платформы. На оси электродвигателя над платформой установлена ведущая шестерня 3 (рисунок 8.в). Крутящий момент с вала электродвигателя на ведущую шестерню передается посредством шпоночного соединения.

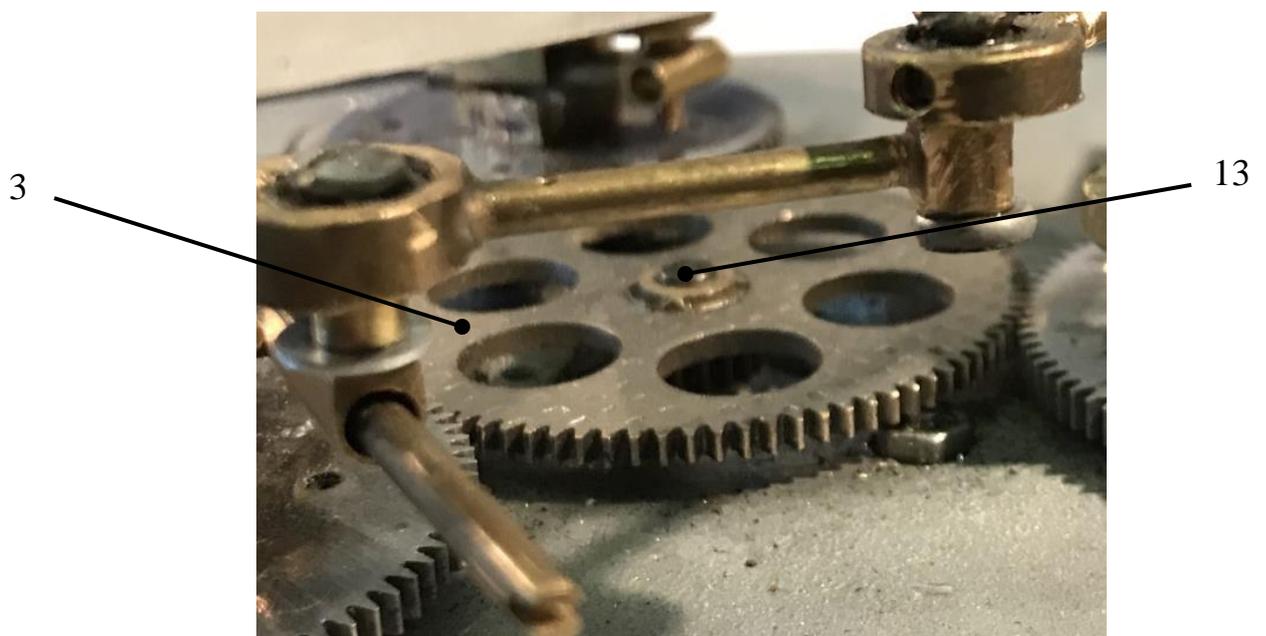


Рисунок 8.в) – Общий вид механизма (вид сбоку): 3 – ведущая шестерня; 13 – ось электродвигателя.

На ведомых колесах неподвижно установлены кривошипы 7. Кривошипы изготовлены из двух латунных стержней, находящихся в одной плоскости и параллельных друг другу. С одной стороны, стержни соединены между собой опорными площадками, на которых неподвижно установлены оси шатунов (для изготовления кривошипов могут использоваться и другие описанные выше материалы), вторая сторона стержней свободна и жестко закреплена между щеками прижимного механизма, который позволяет бесступенчато изменять длину кривошипов при помощи регулировочных винтов.

Шатуны изготовлены из латунных прутков круглого сечения. Конструкция шатунов также позволяет бесступенчато изменять их длину. На свободных плечах шатунов установлены ползуны, с неподвижно закрепленными на них осями коромысел. Расстояние от точки соединения шатуна с кривошипом до ползуна можно изменять в широких пределах с фиксацией в любом положении.

Коромысла 9 (рисунок 8.а) одним плечом шарнирно закреплены на опорах при помощи подшипников качения, а вторым – шарнирно соединены с промежуточными звеньями 11. Промежуточные звенья аналогичным образом закреплены на выходном звене механизма, выполненном в форме треугольника.

Механизм параллельной структуры состоит из четырнадцати подвижных звеньев (рисунок 8): выходное звено 12, три кинематические цепи, каждая из которых включает коромысло 9, промежуточное звено 11, двигатель вращательного движения 2, сопряженный с ведомыми колесами 5, трех кинематических цепей, жестко связанных с кривошипами 7, которые установлены на колесах 5 при помощи регулировочных винтов с прижимами. Требуемое плоское движение выходного звена 12 обеспечивается за счет изменения длин кривошипов 7 (рисунок 8.а) посредством прижимов с регулировочными винтами и длин шатунов 8 (рисунок 8.а) за счет дополнительных ползунов.

Законы движения звеньев созданного на основе синтезированного многоконтурного механизма параллельной структуры натурального макета подтвердили проведенные в работе теоретические исследования.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

В работе получены следующие результаты:

- разработана методика структурного синтеза многоконтурных механизмов на основе теории графов;
- синтезированы новые структурные схемы двухконтурных механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное на основе теории графов, запатентованные как объекты интеллектуальной собственности;
- проведен синтез структурных схем новых плоских многоконтурных механизмов параллельной структуры, воспроизводящих механические движения произвольного вида; наиболее перспективные запатентованы как объекты интеллектуальной собственности;
- разработаны методики исследования кинематики и динамики синтезированных многоконтурных механизмов.

Проведенная работа позволяет сделать следующие выводы:

- теория графов является эффективным средством структурного синтеза механизмов, обеспечивающим выполнение заданных требований, при этом используется такая характеристика, как уровень смежности;
- использование разработанной методики обеспечивает эффективное решение задачи синтеза новых схем многоконтурных механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, включающих две структурные группы звеньев, движущихся в разных по подвижности пространствах. Этот подход позволяет снизить боковые нагрузки;
- на основе предложенной методики получен многоконтурный механизм параллельной структуры с уникальными свойствами, в котором осуществлено согласованное движение по трем координатам при наличии лишь одного двигателя; определение параметров звеньев, обеспечивающих заданное движение выходного звена осуществляется на основе обратной задачи кинематики;
- на основе кинематического и динамического анализа установлено, что синтезированный механизм параллельной структуры обеспечивает требуемое перемещение по трем координатам в пределах рабочей зоны.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК:

1. Диденко, Е.В. Методика моделирования структуры штанговых скважинных насосов / Е.В. Диденко // Бурение и нефть. — М. : Бурнефть. — 2015. — № 07—08. — С.36—39.
2. Диденко, Е.В. Структурный синтез исполнительных механизмов компрессоров объемного действия / Е.В. Диденко // Компрессорная техника и пневматика. — М. : ИИЦ «КХТ». — 2013. — № 3. — С.31—34.
3. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Моделирование структуры роботов и манипуляторов / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. — 2011. — № 1(159). — С. 41—46.
4. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Моделирование структуры роботов и манипуляторов / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. — 2011. — № 4—2. — С. 315—317.
5. Диденко, Е.В., Глазунов, В.А., Филиппов, Г.С. Разработка плоского механизма параллельной структуры с одной степенью свободы для возбуждения колебаний по любому кинематическому винту / Е.В. Диденко, В.А. Глазунов, Г.С. Филиппов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана (НИУ). — 2018. — №11(709). — С. 30—37.

6. Диденко, Е.В., Глазунов, В.А., Филиппов, Г.С. Кинематический анализ плоского механизма параллельной структуры с одной степенью свободы / Е.В. Диденко, В.А. Глазунов, Г.С. Филиппов // Проблемы машиностроения и автоматизации. — М. : Изд-во Национальный институт авиационных технологий. — 2018. — №4. — С.52—60.

В других изданиях:

7. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Структурный анализ механизмов и машин методом графов / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин // Материалы 3-ей международной конференции «Проблемы механики современных машин». — Улан—Уде : Изд-во ВСГТУ. — 2006. —Т.1. — С. 53—56.

8. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Структурный синтез исполнительного механизма машин объемного действия / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин // Материалы 4-ой международной конференции «Проблемы механики современных машин. — Улан—Уде : Изд-во ВСГТУ. — 2009. — Т.1. — С. 236—239.

9. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Синтез структурных групп с применением теории графов / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин // Труды IX Международной научно-технической конференции «Инновация, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения, авиастроения, транспорта и сельского хозяйства». — Ростов-на-Дону : ИЦ ДГТУ. — 2010. — С. 518—522.

10. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Применение теории графов для синтеза структурных групп / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин // Тезисы докладов Первого международного Джолдасбековского симпозиума (1—2 марта, 2011 г.). — Алматы : КазНУ им. Аль—Фараби. — 2011. — С. 305—306.

11. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.) Применение теории графов для синтеза плоских структурных групп / Е.В. Бабенко, (Е.В. Диденко) // Наука Кубани. — Краснодар : Инновационно-технологический центр «Кубань—Юг». — 2011. — №2. — С. 19—24.

12. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И., Юхневич, И.В. Синтез и анализ сложных исполнительных механизмов виброперемешивающих устройств / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // XX Международная научно—техническая конференция по транспортной, дорожно—строительной, сельскохозяйственной, подъемно—транспортной и военной технике и технологии «trans&MOTAUTO'12» . — Varna, Bulgaria : Изд-во Научные известия НТО машиностроителей. — 2012. — № 4(133). — С.75—77.

13. Бабенко, Е.В. (Диденко, Е.В.), Смелягин, А.И. Юхневич, И.В. Структурный синтез и кинематический анализ простых исполнительных механизмов виброперемешивающих устройств / Е.В. Бабенко (Е.В. Диденко), А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Материалы V международной конференции «Проблемы механики современных машин». — Улан—Уде : Изд-во ВСГТУ. — 2012. — Т.1. — С. 151—155.

14. Диденко, Е.В., Певнев, В.Г. Моделирование структуры плоского манипуляционного механизма параллельной структуры с одной степенью свободы / Е.В. Диденко, В.Г. Певнев // Сборник тезисов Международной научно-практической конференции «Инженерная механика в нефтегазовом деле», посвященной 75-летию факультета инженерной механики РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. — М. : Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. — 2018. — С. 105.

Патенты:

15. Патент № 109796 Российская Федерация, МПК F01B 1/10. Исполнительный механизм машины объемного действия : заявка №2011131327/06 : заявл. 26.07.11 : опубл. 27.07.11 : Бюл. №30 / Бабенко Е.В. (Диденко Е.В.), Смелягин А.И. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Кубанский гос. технол. ун—т. — 5 с. : ил.

16. Патент № 110131 Российская Федерация, МПК F01B 1/10. Исполнительный механизм компрессора объемного действия : заявка №2011131314/06 : заявл. 26.07.11 : опубл. 10.11.11 : Бюл. №31 / Бабенко Е.В. (Диденко Е.В.), Смелягин А.И. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Кубанский гос. технол. ун—т. — 5 с. : ил.

17. Патент № 179051 Российская Федерация, МПК B25J 1/00. Механизм параллельной структуры : заявка №2017145112 : заявл. 21.12.12 : опубл. 25.04.18 : Бюл. №12 / Глазунов, В.А., Диденко, Е.В., Левин, С.В., Терехова, А.Н., Шалюхин, К.А. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благодногова Российской академии наук . — 4 с. : ил.

18. Патент № 2463477 Российская Федерация, МПК F04B35/01. Компрессор объемного действия : заявка №2011120992/06 : заявл. 24.05.11 : опубл. 10.10.12 : Бюл. №28 / Бабенко Е.В. (Диденко Е.В.), Смелягин А.И. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Кубанский гос. технол. ун—т. — 6 с. : ил.

19. Патент № 2474696 Российская Федерация, МПК F04B35/01. Машина объемного действия : заявка №2011120990/06: заявл. 24.05.11 : опубл. 10.02.13 : Бюл. №4 / Бабенко Е.В. (Диденко Е.В.), Смелягин А.И. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Кубанский гос. технол. ун—т. — 6 с. : ил.