

На правах рукописи  
УДК 621.833.3

**Морозов Михаил Игоревич**

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ  
БЕЗГАЕЧНЫХ РОЛИКО-ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Москва, 2018

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет).

Научный руководитель: Блинов Дмитрий Сергеевич,  
доктор технических наук, доцент,  
профессор кафедры «Основы конструирования машин» ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н.Э. Баумана»  
(национальный исследовательский университет).

Официальные оппоненты: Лёвин Александр Владимирович,  
доктор технических наук, профессор,  
заместитель генерального директора  
по научной работе ООО «Экспериментальная  
мастерская НаукаСофт»,  
действительный член АЭН РФ,  
заслуженный машиностроитель РФ

Степанов Вилен Степанович,  
кандидат технических наук,  
заведующий кафедрой «Системы приводов  
авиационно-космической техники» ФГБОУ ВО  
«Московский авиационный институт  
(национальный исследовательский университет)»

Ведущая организация: АО «Авиавтоматика» им. В.В. Тарасова»

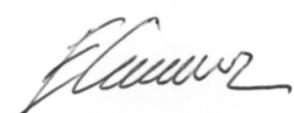
Защита диссертации состоится 23 апреля 2018 г. в \_\_\_\_\_ на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 при МГТУ им. Н.Э.Баумана по адресу:  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью,  
просим высыпать по указанному выше адресу.

Автореферат разослан \_\_\_\_\_ 2018 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.141.07  
доктор технических наук, профессор



Сарам Е.Б.

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

**Актуальность темы исследования.** В машиностроении очень широко применяются механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное движение, среди которых доминируют винтовые механизмы.

Основными тенденциями развития машиностроения являются повышение нагрузочной способности без увеличения габаритов, КПД, надежности, долговечности, быстродействия, точности, экологической безопасности. В связи с этим перспективными являются винтовые механизмы качения. К ним относятся шарико-винтовые механизмы (ШВМ) и различные конструкции ролико-винтовых механизмов (РВМ). Мировой практикой доказано, что по большинству эксплуатационных параметров РВМ превосходят ШВМ, поэтому в западных странах прослеживается тенденция к замене в высокотехнологичных изделиях ШВМ на РВМ, и область применения РВМ постоянно расширяется. Фирма EXLAR (США) пропагандирует замену гидроцилиндров на механические приводы на базе РВМ. В России такого перехода от ШВМ к РВМ по ряду причин не было.

Для изготовления РВМ нужно специализированное производство, оснащенное дорогостоящим оборудованием и технологиями, и, имеющее экспериментальную базу, научное и программное обеспечение, квалифицированные кадры научных работников и станочников, опыт изготовления, сборки, наладки и эксплуатации РВМ. Поэтому многие предприятия РФ не рисуют вкладывать значительные средства в освоение производства РВМ, учитывая еще и большие временные затраты.

В связи с этим сложилось противоречие между высокими техническими возможностями РВМ и сложностью освоения их серийного производства. Для преодоления этого противоречия были изобретены новые конструкции РВМ, в которых нет наиболее сложной в изготовлении детали - гайки, поэтому они называются безгаечными ролико-винтовыми механизмами (БРВМ). Изготовление БРВМ могут освоить многие современные предприятия РФ при существенном снижении себестоимости изготовления и без приобретения дорогостоящего уникального оборудования. В настоящее время, когда реализуется государственная политика в сфере импортозамещения, исследования БРВМ и их внедрение в практику отечественного машиностроения можно отнести к приоритетному направлению.

Отсюда актуальным является разработка и исследования БРВМ, их сравнение по основным параметрам с известными конструкциями РВМ, и определение национальных областей применения БРВМ.

**Степень разработанности проблемы.** БРВМ были разработаны и запатентованы в России сравнительно недавно. Кроме патентов, исследованиям БРВМ посвящена одна кандидатская диссертация, в которой была доказана работоспособность макета БРВМ и серьезно проработаны кинематические расчеты, и несколько статей. Из них большая часть опубликована в рамках данного исследования. Отсюда изучение БРВМ только начинается.

**Цель и основные задачи.** Целью настоящей работы является совершенствование РВМ путём выбора рациональных конструктивных параметров.

Для достижения цели в работе решены следующие основные задачи:

1. Проведен анализ патентов и научно-технической литературы в области РВМ. Разработана классификация РВМ, и в ней определено место БРВМ.

2. Выполнены кинематические исследования БРВМ с введением коэффициента относительного проскальзывания.

3. Разработаны математическая модель и численный метод по раскрытию многократной статической неопределенности БРВМ, на их основе выполнены силовые и прочностные теоретические исследования БРВМ и определены параметры опытного образца БРВМ.

4. Разработан и изготовлен опытный образец БРВМ в составе привода поступательного действия.

5. Проведен метрологический контроль параметров ответственных поверхностей деталей опытного образца БРВМ. Разработано программное обеспечение для обработки данных метрологического контроля.

6. Разработана, изготовлена и отлажена испытательная установка для проведения экспериментальных исследований опытного образца БРВМ.

7. Выполнены экспериментальные исследования опытного образца БРВМ, в которых были определены особенности его конструкции и важнейшие эксплуатационные характеристики.

8. Сопоставлены и проанализированы результаты теоретических и экспериментальных исследований опытного образца БРВМ.

9. Определены критерии выбора наиболее рациональных параметров конструкции БРВМ и разработан метод определения рациональных параметров силовых БРВМ. Для реализации этого метода разработана программа для ЭВМ по расчету БРВМ.

10. Определены рациональные области применения БРВМ.

**Методы исследования.** Теоретические исследования проводились методами теории упругости, строительной механики машин, сопротивления материалов, деталей машин, теоретической механики, теории вероятностей и математической статистики. Основные вычисления на ЭВМ проводились по программам, разработанным автором на языке Delphi. В ряде программ использовались численные методы. Экспериментальные исследования проводились с использованием теории планирования и обработки результатов экспериментов, математической статистики, основ метрологии, стандартизации и взаимозаменяемости. Применялись программное обеспечение SolidWorks, AutoCAD, LabVIEW, CodeSys.

**Научная новизна** заключается:

1. В разработке математической модели БРВМ для силового расчета и расчета деталей механизма на прочность и жесткость, отличающейся тем, что между сопрягаемыми витками винта и ролика действуют различные нормальные силы из-за опрокидывающего момента, нагружающего ролик.

2. В разработке численного метода расчёта сил, действующих в механизме учитывающего контактную податливость витков резьбы и податливость на растяжение и изгиб колец, удерживающих ролики. Отличительной особенностью метода является раскрытие многократной статической неопределенности механизма ко всем контактным поверхностям.

3. В разработке методики определения коэффициента неравномерности распределения суммарной осевой силы, действующей на витки ролика сопрягаемые с витками винта. Неравномерность вызвана действием опрокидывающего момента на ролик. Для получения сравнительных результатов разработаны методики определения указанного коэффициента для известных конструкций РВМ.

4. В разработке метода прогнозирования динамической грузоподъемности БРВМ и конструкций РВМ, данных по которым нет в каталогах, с использованием установленной корреляционной связи между статической и динамической грузоподъемностями РВМ.

5. В разработке метода определения рациональных параметров силовых БРВМ на основе равнопрочности ее деталей при действии заданной нагрузки. Отличительной особенностью является научная обоснованность выбранного конструктивного решения.

6. В результатах экспериментальных исследований БРВМ по определению КПД, коэффициента проскальзывания, момента холостого хода в диапазоне температур от  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ , линейной скорости выходного звена механизма, установившейся температуры при работе, ресурса, уровня шума.

**Достоверность** теоретических положений и результатов диссертационной работы подтверждается корректностью постановки задач, использованием общепризнанных законов и теорем механики, подтверждением теоретических данных результатами экспериментальных исследований, выполненных автором.

**Практическая значимость работы** состоит в том, что:

1. Разработан и изготовлен опытный образец БРВМ, который успешно прошел экспериментальные испытания.

2. Спроектирована и изготовлена испытательная установка для исследований винтовых механизмов в составе электромеханического привода. В качестве системы управления сервоприводом применена программа CoDeSys, а для сбора данных об испытаниях - LabVIEW.

3. Разработан метод определения рациональных параметров БРВМ, позволяющий подобрать параметры механизма для заданных исходных данных. На его основе разработан программный продукт.

4. Разработан математический аппарат, реализованный в комплексе программ для обработки данных метрологического контроля резьбы с треугольным, трапецидальным и фасонным профилем витков. На 3 программы получены свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

5. Разработаны новые конструкции БРВМ, на которые получены 2 патента на изобретение и 4 патента на полезную модель.

6. Разработано и изготовлено технологическое приспособление, позволяющее существенно снизить требования к точности изготовления деталей БРВМ по ряду параметров по сравнению с РВМ. На приспособление получен патент на полезную модель.

**Реализация результатов работы:**

1. Результаты исследований использованы при выполнении НИР в рамках государственного контракта № 13411.1003899.18.036 от 29.03.2013, шифр «Эксельсиор» и НИР в рамках государственного контракта № 16411.1770290019.18.017 от 15.04.2016, шифр «Эксперимент-Комплект».

2. Результаты исследований внедрены в учебный процесс на кафедре основ конструирования машин МГТУ им.Н.Э. Баумана при подготовке магистров и при подготовке специалистов.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационного исследования были представлены: на Международной научно-практической конференции «Фундаментальные проблемы создания и поддержки высокотехнологичных производств», посвященной 25-летию создания факультета «Робототехника и комплексная автоматизация» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2012); на Всероссийской научно-технической конференции «Х Научные чтения, посвященной памяти Н.Е. Жуковского» (Москва, 2013); на 2-ом Международном симпозиуме «Современные проблемы создания и производства механических передач», посвященном 75-летию института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, (Москва, 2013); на Всероссийской научно-технической конференции «XI Научные чтения, посвященной памяти Н.Е. Жуковского» (Москва, 2014); на Всероссийской научно-технической конференции «Студенческая научная весна 2014: Машиностроительные технологии» (Москва, 2014); на Всероссийской научно-технической конференции «XII Научные чтения, посвященной памяти Н.Е. Жуковского» (Москва, 2015); на Всероссийской научно-технической конференции «Расплетинские чтения – 2016» (Москва, 2016); на Всероссийской научно-технической конференции «XIII Научные чтения, посвященной памяти Н.Е. Жуковского» (Москва, 2016); на Всероссийской научно-технической конференции «XIV Научные чтения, посвященной памяти Н.Е. Жуковского» (Москва, 2017); на заседаниях кафедры основ проектирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2014, 2015, 2016 и 2017).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 19 научных работ, в том числе 10 статей в журналах из перечня ВАК РФ. Кроме того, получено 2 патента на изобретение, 5 патентов на полезную модель и 3 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ. Материалы диссертации вошли в 4 отчета по НИР. Общий объём 6,11 п.л.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, 6 глав, общих выводов и списка литературы из 153 наименований. Работа изложена на 155 страницах машинописного текста, содержит 75 рисунков, 13 таблиц и 1 приложение.

**Основные положения, выносимые на защиту диссертации:**

1. Математическая модель БРВМ для силового расчета и расчета деталей механизма на прочность и жесткость.
2. Численный метод расчёта сил, действующих в механизме.
3. Методика определения коэффициента неравномерности распределения суммарной осевой силы, действующей на витки ролика сопрягаемые с витками винта.
4. Метода прогнозирования динамической грузоподъемности БРВМ и конструкций РВМ, данных по которым нет в каталогах.
5. Метод определения рациональных параметров силовых БРВМ на основе равнопрочности ее деталей при действии заданной нагрузки.
6. Результаты экспериментальных исследований БРВМ по определению КПД, коэффициента проскальзывания, момента холостого хода в диапазоне температур от  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ , линейной скорости выходного звена механизма, установившейся температуры при работе, ресурса, уровня шума.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, заключающаяся в целесообразности и своевременности расширения гаммы силовых РВМ новыми более технологичными и дешёвыми БРВМ. Они предназначены для создания конкурентоспособного электропривода, в том числе и для электрического самолёта. Сформулирована научная новизна и практическая значимость, отражены основные положения, выносимые на защиту, приведены сведения об апробации работы и публикациях автора.

**В первой главе** показано состояние дел в Российской Федерации в части исследований и изготовления РВМ. Особенно выделяются два центра исследований РВМ: ВлГУ г. Владимир (Бушенин Д.В., Козырев В.В., Морозов В.В. и др.) и МГТУ им Н.Э. Баумана г. Москва (Блинов Д.С., Ряховский О.А. и др.). На основании патентного поиска и существующих классификаций составлена новая расширенная классификация РВМ в которой определено место БРВМ. Показан краткий обзор РВМ и БРВМ. Выбранный для дальнейших исследований БРВМ, показан на Рисунке 1. Определена цель работы и основные задачи исследования. Работа проводилась в рамках концепции «Полностью электрический самолёт», одним из инициаторов которой является А.В. Лёвин.

**Во второй главе** проведены теоретические исследования БРВМ.

**В исследованиях кинематики** БРВМ определены кинематические параметры основных движущихся деталей механизма (винта, роликов, силовых колец) и передаточная функция с учётом проскальзывания. Здесь введён коэффициент относительного проскальзывания  $\xi = (V_B - V_P)/V_B$ . Схема механизма с планом скоростей представлена на Рисунке 2.

С учётом проскальзывания, передаточная функция БРВМ вычисляется по следующей формуле: 

где:  $P$  – шаг резьбы винта и ролика;  $z_B$  и  $z_p$  – число заходов резьбы винта и ролика;  $d_{2B}$  и  $d_{2P}$  – средние диаметры резьбы винта и ролика.

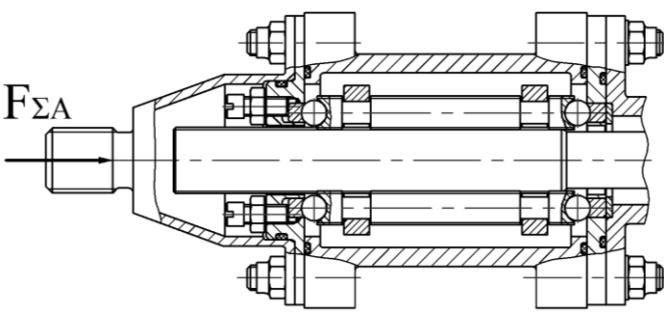


Рисунок 1. БРВМ с шарами

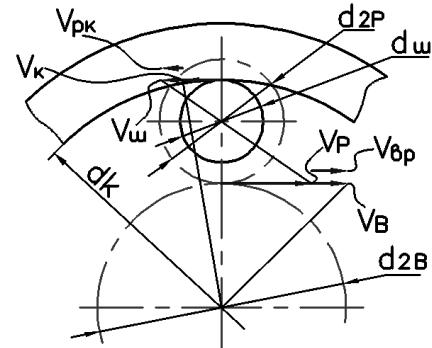


Рисунок 2. План скоростей БРВМ

Силовой расчёт. Детали БРВМ имеют пространственное нагружение и многочисленные избыточные связи. Считаем, что суммарная осевая сила  $F_{\Sigma A}$  равномерно распределяется между  $n$  роликами. Отсюда при разработке методики расчета можно рассматривать один ролик и один шар. Тогда осевая сила, действующая на нагруженный шар и ролик,  $F_{AP} = F_{\Sigma A} / n$ . Эта сила передается с ролика на винт за счет контакта сопрягаемых витков этих деталей, смотри Рисунок 3. Винт и ролик БРВМ имеют специальную резьбу с углом профиля витков  $\alpha = 90^\circ$ . Считаем, что начальная точка «Л» контакта сопрягаемых витков винта и ролика расположена на средних диаметрах резьбы этих деталей и справедливо следующее равенство между осевой и радиальной силами  $F_A[J] = F_R[J]$ . В виду малости пренебрежем окружными силами  $F_t[J]$ , действующими между сопрягаемыми витками винта и ролика. Считаем, что винт и ролики изготовлены абсолютно точно. Пусть  $m$  – количество сопрягаемых витков ролика вдоль образующей ролика, а  $J$  – порядковый номер сопрягаемого витка ролика ( $J = 1, 2, \dots, m$ ).

На Рисунке 4, с учетом сделанных допущений, показан ролик с действующими на него силами. Из уравнения равновесия имеем

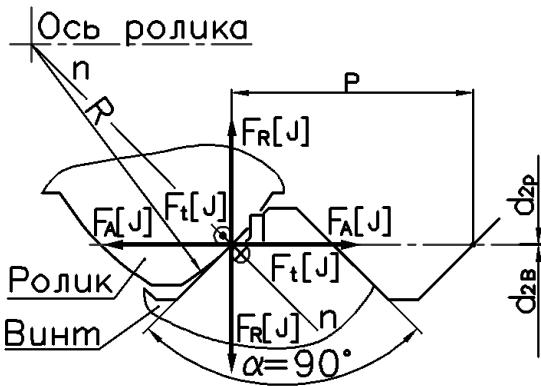


Рисунок 3. Сопрягаемые витки

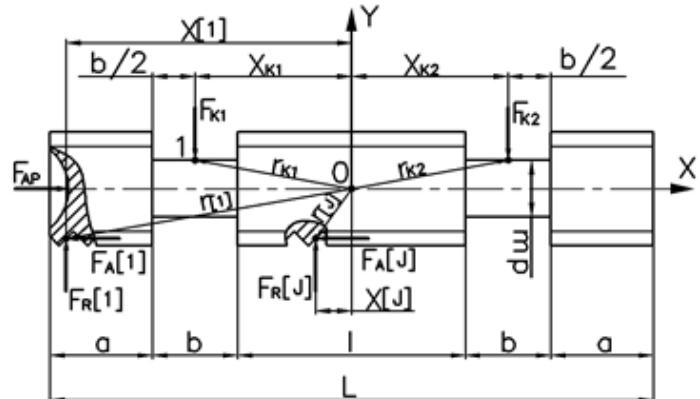


Рисунок 4. Ролик с нагрузкой

$$F_{AP} = \sum_{J=1}^m F_A[J]; \quad F_{K1} + F_{K2} = \sum_{J=1}^m F_R[J], \quad (1)$$

$$\sum M_O(F_i) = -M_\Sigma - F_{K1} \cdot X_{K1} - F_{K2} \cdot X_{K2} + \sum_{J=1}^m F_R[J] \cdot X[J] = 0 \quad (2)$$

где:  $F_{K1}$  и  $F_{K2}$  – силы, действующие на шейки ролика со стороны колец;

$M_{\Sigma} = F_{AP} \cdot d_{2P} / 2$  – опрокидывающий момент, действующий на ролик.

В уравнении (2) все координаты берутся со знаком.

Для раскрытия многократной статической неопределенности разработан численный метод. Используя принцип суперпозиций, сначала считаем, что  $M_{\Sigma} = 0$ , тогда,  $F_{K1} = F_{K2} = F_{AP} / 2$  и  $F_A[J] = F_{AP} / m$ . Для этого положения определим:

- равные радиальные перемещения колец над роликом по формуле (3);

$$w_0 = \frac{F_{K1}(d_K + h)^3}{16E_K J_K \sin^2(\pi/n)} \left[ \frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \frac{n}{\pi} \cdot \sin^2\left(\frac{\pi}{n}\right) \right] + \frac{F_{K1}(d_K + h)}{4E_K A \sin^2(\pi/n)} \left[ \frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin\left(\frac{2\pi}{n}\right) \right], \quad (3)$$

где:  $A$  и  $J_K$  – площадь и момент инерции поперечного сечения кольца;  $E_K$  – модуль упругости материала кольца;  $d_K = d_{2B} + d_{2P} + d_{3H}$  – диаметр отверстия кольца;  $d_{3H}$  – диаметр шейки ролика;  $h$  – высота кольца.

– равные контактные давления  $p_{MAX}$  между сопрягаемыми витками, их сближения  $u_0$  по нормали и полуоси  $a$  и  $b$  эллиптической площадки контакта сопрягаемых витков по следующим формулам

$$\begin{aligned} p_{MAX} &= n_p \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \left( \frac{\sum k}{\eta} \right)^2 \cdot F_n}; & u_0 &= n_u \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{4} \cdot \eta^2 \cdot \sum k \cdot F_n}; \\ a &= n_a \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\eta \cdot F_n}{\sum k}}; & b &= n_b \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\eta \cdot F_n}{\sum k}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где:  $F_n = \sqrt{2} \cdot F_{AP} / m$  – нормальная сила между сопрягаемыми витками;

$\sum k$  – сумма главных кривизн винта и ролика в точке первоначального контакта. После преобразований получим  $\sum k = \sqrt{2} \cdot [(1/d_{2B}) + (2/d_{2P})]$ ;

$\eta = (1 - \mu_B^2)/E_B + (1 - \mu_P^2)/E_P$  – упругая постоянная ( $E_B$ ,  $E_P$  и  $\mu_B$ ,  $\mu_P$  – модули упругости материалов винта и ролика и коэффициенты Пуассона этих деталей);  $n_a$ ,  $n_b$ ,  $n_u$  и  $n_p$  – коэффициенты, зависящие от аргумента  $\Omega$ .

Проанализировав реальные конструкции БРВМ, после преобразований определил рабочий диапазон  $0,0588 \leq \Omega \leq 0,3333$ . В полученном диапазоне методами степенной аппроксимации разработаны следующие зависимости (со средней погрешностью при аппроксимации около 1%):

$$n_a = 1,4077 \cdot \Omega^{0,11664}; \quad n_b = 0,73537 \cdot \Omega^{-0,10288}; \quad n_p = 0,96626 \cdot \Omega^{-0,013655}; \quad n_u = 0,96626 \cdot \Omega^{-0,013655}.$$

Далее считаем, что ролик нагружается опрокидывающим моментом  $M_{\Sigma}$ , под действием которого он поворачивается относительно центра тяжести (точки «O») по направлению действия момента  $M_{\Sigma}$  на угол  $\beta_0$ . В этом положении ранее найденные силы перераспределяются, и ролик статически уравновешивается. Необходимо определить угол  $\beta_0$ . Для этого применим метод прогонки. Для первого шага возьмем текущее значение угла  $\beta$  и приравняем начальному очень маленькому значению  $\beta_{MIN}$ . Для угла  $\beta$  пересчитаем действующие на ролик силы, и проверим уравнение равновесия (2). Если оно не выполняется, то переходим к следующему шагу – к текущему значению  $\beta$  прибавляем малое приращение  $\Delta\beta$ , получаем новое текущее значение  $\beta$ , пересчитаем действующие на ролик силы, и проверим уравнение равновесия

(2). И так далее, пока суммарный момент в уравнении (2) не поменяет знак – искомый угол найден. Обратной прогонкой уточним его.

При повороте ролика на произвольный угол  $\beta$  прогибы колец будут равны

$$w_{K1} = w_0 + \Delta w; \quad w_{K2} = w_0 - \Delta w,$$

где  $\Delta w = r_{K1} \cdot \beta \cdot \cos(d_{III} / 2 \cdot r_{K1})$ , смотри Рисунок 5.

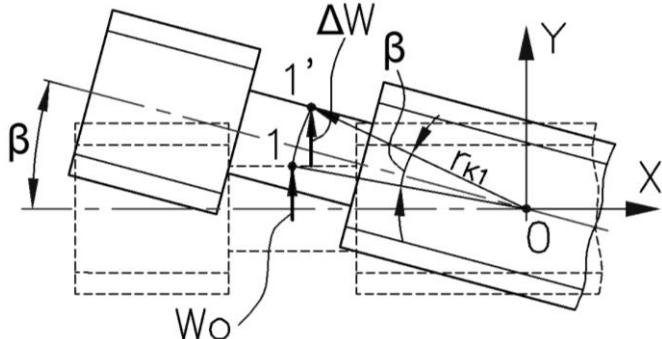


Рисунок 5. Поворот ролика

Зная  $w_{K1}$  и  $w_{K2}$ , по формуле (3) определим соответствующие этим перемещениям силы  $F_{K1}$  и  $F_{K2}$ .

Из-за поворота ролика сближение сопрягаемых витков изменяется на  $\Delta u[J]$ , которое определяется из геометрии, смотри Рисунок 6. При этом у ряда сопрягаемых витков (Рисунок 6,а) суммарное сближение будет увеличиваться, у других оно будет уменьшаться (Рисунок 6,в) и возможна одна пара сопрягаемых витков с неизменным начальным сближением  $u_0$  (Рисунок 6,б).

чиваются, у других оно будет уменьшаться (Рисунок 6,в) и возможна одна пара сопрягаемых витков с неизменным начальным сближением  $u_0$  (Рисунок 6,б).

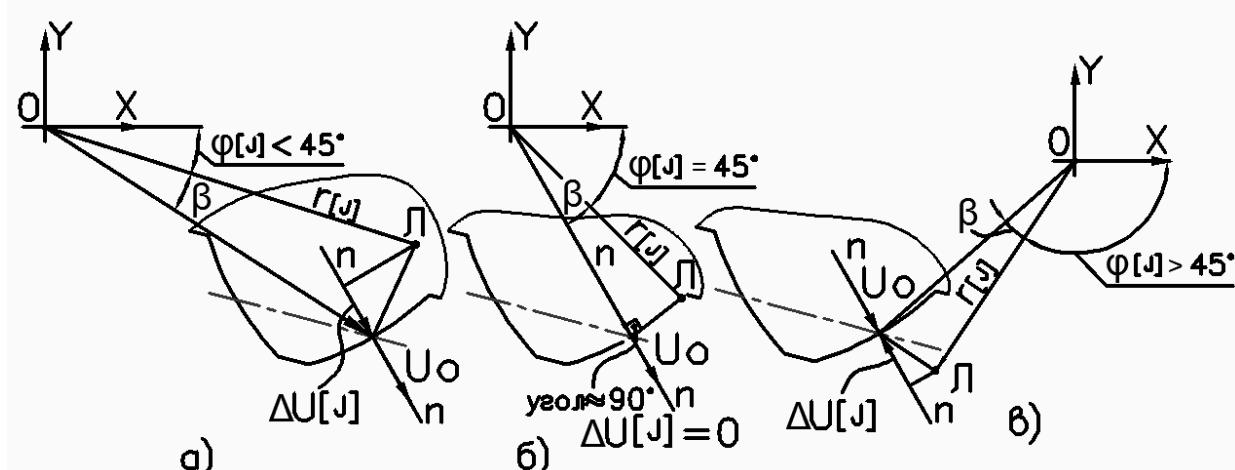


Рисунок 6. Изменение сближения сопрягаемых витков из-за поворота ролика для различных углов  $\varphi[J]$  ( $\varphi[J]$  – угловая координата точки «Л» витка)

В общем случае сближение сопрягаемых витков будет равно  $u[J] = u_0 \pm \Delta u[J]$ . Определив из геометрии  $u[J]$ , по формулам (4) необходимо пересчитать размеры площадки контакта, максимального контактного давления и нормальной силы для каждого витка ролика.

Для оценки неравномерности распределения силы  $F_{AP}$  между витками ролика вдоль его образующей предложен коэффициент  $K_H = F_{A,MAX} / F_{A,HOM}$ ,

где:  $F_{A,MAX} = MAX\{F_A[J]\}$  – сила на наиболее нагруженный виток;

$F_{A,HOM} = F_{AP} / m$  – номинальное значение силы для равнонагруженных витков.

Расчёты показали, что значение коэффициента  $K_H$  для БРВМ примерно в 2 раза меньше, чем значение этого коэффициента для ПРВМ с одинаковым типоразмером. Это объясняется меньшим плечом между осевыми силами, создающими опрокидывающий момент, в БРВМ.

Учитывая большой объем вычислений для реализации численного метода и сложность алгоритма (генерация витков на ролике; определение неполных витков, в качестве работающих; многочисленные условия и переходы; многократное использование одних и тех же фрагментов алгоритма и т.д.), разработана специальная программа для ЭВМ на языке Delphi.

Статическая грузоподъемность БРВМ  $C_0$  – это допускаемая статическая нагрузка на механизм. Определяется из условий прочности 4-х сопряжений:

a) между шаром и сферическим гнездом ролика, смотри Рисунок 7. После ряда преобразований получим наибольшее контактное давление, радиус круговой площадки контакта и максимальные эквивалентные напряжения:

$$q_{MAX} = 1370 \cdot \sqrt[3]{F_{AP} \cdot \left( \frac{R_p - R_{\text{ш}}}{R_p \cdot R_{\text{ш}}} \right)^2}; \quad R_{PK} = 0,01865 \cdot \sqrt[3]{F_{AP} \cdot \left( \frac{R_p \cdot R_{\text{ш}}}{R_p - R_{\text{ш}}} \right)}; \quad \sigma_{\text{ЭКВ},MAX} = 0,62 \cdot q_{MAX}.$$

б) Между наиболее нагруженными витками винта и ролика, смотри Рисунок 8.

В силовом расчете была определена сила  $F_{N,MAX}$  между наиболее нагруженными сопрягаемыми витками винта и ролика. Подставив ее в формулу (4), определим  $q_{MAX}$ , а затем вычислим в этом сопряжении максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{ЭКВ},MAX} = 0,62 \cdot q_{MAX}$ .

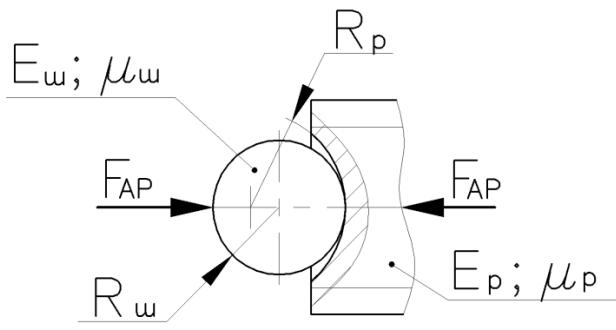


Рисунок 7. Схема сопряжения шара со сферическим гнездом ролика

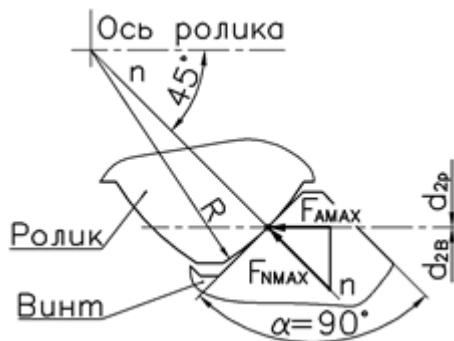


Рисунок 8. Наиболее нагруженное зацепление витков резьбы

в) Между наиболее нагруженным кольцом и шейками  $n$  роликов (без учета контактных явлений), смотри Рисунок 9. Кольцо растягивается и изгибаются. В работе проанализирован вклад в прогиб кольца растяжения и изгиба и определены от силовых факторов следующие суммарные напряжения

$$\sigma_{\Sigma K} = \sigma_{PACT} + \sigma_{IZR} = \frac{F_{K1}}{2 \cdot c \cdot h} \cdot \left\{ \frac{1}{\operatorname{tg}(\pi/n)} + \frac{6 \cdot (d_K + h)}{h} \cdot \left[ \frac{n}{2 \cdot \pi} - \frac{1}{2 \cdot \operatorname{tg}(\pi/n)} \right] \right\}$$

г) Между отверстием наиболее нагруженного кольца и шейкой ролика, см. Рисунок 10.

Используя задачу Герца о контакте двух цилиндров с параллельными осями, получил наибольшее контактное давление, полуширину площадки контакта и максимальные эквивалентные напряжения:

$$q_{MAX} = 271,15 \cdot \sqrt{\left( \frac{F_{K1}}{c} \right) \cdot \left( \frac{d_K - d_{\text{ш}}}{d_K \cdot d_{\text{ш}}} \right)}; \quad a = 0,00235 \cdot \sqrt{\left( \frac{F_{K1}}{c} \right) \cdot \left( \frac{d_K \cdot d_{\text{ш}}}{d_K - d_{\text{ш}}} \right)}; \quad \sigma_{\text{ЭКВ},MAX} = 0,62 \cdot q_{MAX}.$$

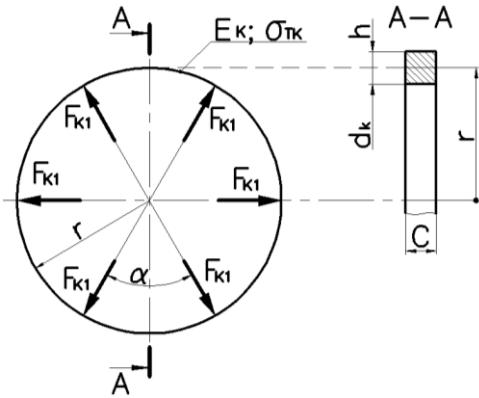


Рисунок 9. Расчетная схема кольца на изгиб и растяжение

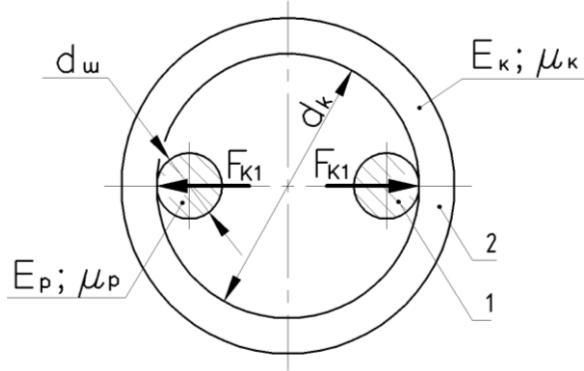


Рисунок 10. Расчетная схема для определения контактной прочности кольца

Точка, в которой возникают максимальные эквивалентные напряжения, расположена в глубине кольца на расстоянии  $t = 0,786 \cdot a$ .

Анализ полученных результатов показал, что наибольшие и близкие по величине напряжения возникают в местах контакта шара со сферическим гнездом ролика, сопрягаемых витков винта и ролика и шейки ролика и отверстием кольца. По наибольшему из них определяется статическая грузоподъемность БРВМ.

Метод прогнозирования динамической грузоподъемности  $C$ , как БРВМ, так и новых РВМ с осевым люфтом по известным значениям  $d_{2B}$ ,  $H$  и  $C_0$ . Метод основан на выявленной корреляционной связи между статической  $C_0$  и динамической  $C$  грузоподъемностями РВМ. Введен коэффициент  $k_c = C_0 / C$ , для которого, используя методы степенного регрессионного анализа, получена зависимость  $k_c = 0,3638 \cdot d_{2B}^{0,5729} \cdot H^{-0,2017}$ . Рассчитав  $k_c$ , определим  $C = C_0 / k_c$ . Затем, используя известную методику из каталога SKF, вычислим значение динамической нагрузки  $F_m$  и спрогнозируем ресурс по следующей формуле  $L = K \cdot (C / F_m)^3 \cdot (10^6 / 60 \cdot n)$ , где:  $K = 0,8 \dots 0,9$  – коэффициент, учитывающий сделанные допущения и погрешности расчетной модели.

**В третьей главе** рассказывается о цели изготовления и технических требованиях, предъявляемых к опытному образцу.

Здесь показаны результаты изготовления и особенности метрологического контроля ключевых деталей БРВМ (винта, роликов, опор шара и колец).

Для обработки результатов метрологических исследований высокоточной резьбы был разработан математический аппарат, реализованный в комплексе программ. На эти три программы получены свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

На основании метрологического контроля были сформированы «группы» опор шара и роликов с целью компенсации погрешности изготовления путём селективного подбора.

Разработан алгоритм назначения диаметра отверстия колец БРВМ.

В результате изготовления получен опытный образец БРВМ в составе опытного образца привода поступательного действия, смотри Рисунок 7.

В процессе сборки были получены следующие результаты:

- механизм не обеспечивает самоторможение;
- если установить винт вертикально вверх и в его верхней части установить ролики с кольцами, то при отпускании роликов, они под действием силы тяжести, вращаясь, опускаются до упора;



Рисунок 7. Опытный образец электромеханического привода

- при принудительном затягивании винтов (момент затяжки более 3,0 Нм), которые служат для выборки зазора опора шара-шар-ролик, в механизме отсутствует эффект заклинивания. Винт вращается, выходное звено движется поступательно, ролики остаются на месте.

**В четвертой главе** представлены результаты экспериментальных исследований образца БРВМ с целью проверки адекватности теоретических исследований и оценки возможности использования БРВМ по техническим характеристикам вместо РВМ.

Испытаниям был подвергнут БРВМ в составе опытного образца электромеханического привода поступательного действия.

Для проведения испытаний была специально разработана и изготовлена экспериментальная установка, показанная на Рисунке 8. В качестве нагрузки использовалось давление сжатого воздуха.



Рисунок 8. Испытательная установка

Для оценки адекватности теории силового расчёта было проведено экспериментальное определение разжима колец образца БРВМ под действием

нагрузки. Результаты измерений показали, что разность измерений не превышает 12 %, что говорит о достоверности этой теории.

Испытания БРВМ при температуре от минус 60 °С до +85°С показали отсутствие заклинивания во всём диапазоне температур.

В ходе испытаний по определению максимальной допустимой скорости поступательного перемещения было достигнуто значение 379,4 мм/с, при частоте вращения вала серводвигателя 2036,0 об/мин (номинальная частота вращения вала серводвигателя 2000,0 об/мин).

Испытания по определению проскальзывания при скорости от 50,0 до 300,0 об/мин входного звена и нагрузке от 500,0 до 2 000,0 Н показали тенденцию проскальзывания в направлении действующей силы с увеличением значения при увеличении скорости. При ходе 40,0 мм ошибка позиционирования составляла до 8,3 %. Основные причины проскальзывания: низкая точность изготовления и отсутствие зубчатых венцов.

Устранить ошибку позиционирования можно следующими путями: визуально отслеживать перемещение поступательной части, установить концевые выключатели, организовать главную обратную связь на выходном звене.

Испытания по оценке плавности хода показали высокую плавность хода и отсутствие заклинивания.

Значение люфта за всё время испытаний (2 600 часов или 1,2 млн. циклов) находилось в диапазоне от 0,002 до 0,222 мм.

Значение КПД составило 81,4 % при нагрузке 2,0 кН и скорости вращения винта 50,0 об/мин. При увеличении скорости вращения до 150,0 об/мин и 250,0 об/мин было отмечена тенденция к снижению значения КПД до 76,9 и 76,2 %.

Механизм характеризуется практически отсутствием шума на всех режимах работы.

В процессе подбора смазки выбор был остановлен на пластичной смазке Пласгир СТО 07548712-008-2010.

**В пятой главе** представлен метод определения рациональных параметров силовых БРВМ на основе равнопрочности деталей при действии заданной нагрузки. Эта методика учитывает возможность реализации более высокого КПД в конструкции механизма. Вначале назначается средний диаметра резьбы винта в зависимости от заданной нагрузки, затем подбирается шаг и заходность резьбы винта с учётом реализации максимально высокого КПД и затем вычисляется средний диаметр резьбы ролика, диаметр шара, радиус поднутрения, длины роликов и геометрические размеры колец.

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ**

1. Проведённые исследования подтвердили возможность изготовления силового БРВМ на универсальном оборудовании, а также его работоспособность. Ориентировочно БРВМ по сравнению с планетарным РВМ имеет: себестоимость ниже на 25-35 %; нагрузочную способность ниже на 10-20 %; существенно шире диапазон передаточной функции; сопоставимые значения КПД и других эксплуатационных параметров. Для изготовления БРВМ не нужны специализированные дорогостоящие станки, а процесс

подготовки и серийного освоения производства БРВМ существенно быстрее и дешевле. В отличие от планетарного РВМ, для которого средние диаметры резьбы и числа заходов резьбы винта, роликов и гайки жестко взаимосвязаны, для БРВМ эти параметры можно назначать произвольно, что расширяет конструктивные возможности этих механизмов и как следствие их эксплуатационные и прочностные характеристики.

2. Разработана математическая модель силового нагружения БРВМ и численный метод по раскрытию многократной статической неопределенности механизма, позволяющий вычислять силы, действующие в БРВМ с учётом опрокидывающего момента, действующего на ролик. Для реализации численного метода на языке Delphi разработана программа для ЭВМ.

3. Разработан и изготовлен опытный образец БРВМ и испытательная установка для проведения экспериментальных исследований и ресурсных испытаний. Установка позволяет управлять экспериментами, записывать и обрабатывать полученные результаты.

4. Комплекс метрологических измерений показал возможность снижения требований к высокоточным поверхностям деталей БРВМ по сравнению с требованиями к высокоточным поверхностям деталей РВМ. Определение рациональных параметров точности выполнения важнейших размеров деталей БРВМ должно быть предметом отдельного исследования.

5. Положения силового расчёта были подтверждены экспериментально путём измерения разжима колец под нагрузкой. Расхождение до 12 %.

6. В ходе экспериментов: была доказана работоспособность БРВМ при температуре от  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+85^{\circ}\text{C}$ ; достигнуто значение линейной скорости выходного звена БРВМ 379,4 мм/с; КПД всего привода достигало 81,4%.

7. Время ресурсных испытаний составило более 3000 часов (1,8 млн. циклов). Теоретически прогнозируемый ресурс превышает достигнутый в 7,5 раз. В ходе ресурсных испытаний: установившаяся температура в различных точках корпуса БРВМ составляла значение до  $47,0^{\circ}\text{C}$  при лабораторной температуре; осевой люфт увеличился с 0,002 мм до 0,222 мм, что указывает на необходимость регулировок в процессе эксплуатации; уровень шума от работающего привода составил в среднем 82 дБА (уровень шума при работающем сервомоторе и отсоединённом механизме составил 70 дБА, уровень шума в лаборатории составил 50,0 дБА); за всё время испытаний выделение смазки из корпуса БРВМ не наблюдалось.

8. В ходе экспериментов установлено, что БРВМ обладает высоким проскальзыванием (до 8,4 %), зависящим от направления и величины нагрузки. Установка линейного магнитного энкодера на выходном звене механизма для организации главной обратной связи устраняет этот недостаток. Для устранения или снижения этого недостатка была разработана новая конструкция БРВМ, на которую получен патент. В кинематические расчеты введен коэффициент относительного проскальзывания для учёта проскальзывания.

9. Учитывая результаты исследований, и выбрав равнопрочность и максимально возможный КПД в качестве важнейших критериев

проектирования рациональной конструкции БРВМ, разработан метод определения рациональных параметров силовых БРВМ.

10. Комплекс проведённых исследований и испытаний показал, что технические параметры БРВМ находятся на уровне известных РВМ, поэтому БРВМ можно назвать импортозамещающим по отношению к РВМ.

11. БРВМ может широко использоваться в составе приводов поступательного действия в самых различных отраслях машиностроения.

## **ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

1. Блинов Д.С., Морозов М.И. Неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и винта с гайкой планетарной роликовинтовой передачи // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им. Н.Э. Баумана, № 9. Сентябрь 2014. С. 1-14. (0,82 п.л./0,4 п.л.).

2. Блинов Д.С., Морозов М.И. Особенности контроля средних диаметров наружной резьбы деталей роликовинтовой передачи // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им. Н.Э. Баумана, № 10. Октябрь 2014. С. 29-43. (0,82 п.л./0,4 п.л.).

3. Блинов Д.С., Морозов М.И. Перспективные конструкции планетарных роликовинтовых механизмов // Известия вузов. Машиностроение. № 3. 2013. С. 62-72. (1,38 п.л./0,65 п.л.).

4. Блинов Д.С., Морозов М.И. Прогнозирование нагрузочной способности роликовинтовых механизмов // Приводы и компоненты машин. № 1. 2014. С. 12-14. (0,4 п.л./0,2 п.л.).

5. Блинов Д.С., Морозов М.И. Прогнозирование ресурса винтовых механизмов качения // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им. Н.Э. Баумана, № 2. Февраль 2015. С. 24-41. (1,06 п.л./0,5 п.л.).

6. Блинов Д.С., Морозов М.И. Разработка методики расчета напряженно-деформированного состояния деталей безгасечной роликовинтовой передачи // Справочник. Инженерный журнал, № 5. 2015. С. 8-16. (1,13 п.л./0,55 п.л.).

7. Блинов Д.С., Морозов М.И. Разработка методики силового расчета безгасечной роликовинтовой передачи // Справочник. Инженерный журнал, № 4. 2015. С. 10-20. (1,3 п.л./0,6 п.л.).

8. Блинов Д.С., Морозов М.И. Современные конструкции роликовинтовых механизмов и области их применения // Приводы и компоненты машин. № 1. 2015. С. 11-14. (0,5 п.л./0,25 п.л.).

9. Блинов Д.С., Морозов М.И., Анисимов П.Д. Математическое и программное обеспечение для обработки результатов метрологических измерений деталей роликовинтовой передачи // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им. Н.Э. Баумана, № 1. Январь 2015. С. 12-31. (1,18 п.л./0,4 п.л.).

10. Блинов Д.С., Морозов М.И., Анисимов П.Д. О критериях работоспособности роликовинтовых механизмов // Электронный журнал

«Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им. Н.Э. Баумана. № 8. Август 2015. С. 32-50. (1,12 п.л./0,38 п.л.).

11. Блинов Д.С., Морозов М.И., Басова С.С. О формуле по определению перемещений точек плоского кольца, нагруженного сосредоточенными одинаковыми радиальными силами, приложенными с одинаковым шагом по окружности // Справочник. Инженерный журнал, № 4. 2017. С. 8-16.т(1,13 п.л./0,45 п.л.).

12. Блинов Д.С., Морозов М.И., Пальченко Н.В. Испытания безгаечных роликовинтовых механизмов для изделий авиационной и ракетной техники. Материалы XIV Всероссийской научно-технической конференции «Научные чтения по авиации, посвященные памяти Н.Е. Жуковского» // Сборник докладов. Издательский дом Академии им. Н.Е. Жуковского. М., 2017. С. 285-295. (0,625 п.л./0,25 п.л.).

13. Блинов Д.С., Морозов М.И., Пальченко Н.В. Перспективы внедрения электромеханических приводов на базе роликовинтовых механизмов в изделия авиационной и ракетной техники. Материалы XIII Всероссийской научно-технической конференции «Научные чтения по авиации, посвященные памяти Н.Е. Жуковского» // Сборник докладов. Издательский дом Академии им. Н.Е. Жуковского. М., 2016. С. 397-405. (0,56 п.л./0,2 п.л.).

14. Винтовая передача: пат. 2544033 РФ / Д.С. Блинов, И.А. Лаптев, М.И. Морозов заявл. 17.09.2013; опубл. 27.03.2015. Бюл. № 9.

15. Импортозамещающие роликовинтовые механизмы электромеханических приводов авиационной и ракетной техники. Материалы XII Всероссийской научно-технической конференции «Научные чтения по авиации, посвященные памяти Н.Е. Жуковского» // М.И. Морозов [и др.] Сборник докладов. Издательский дом Академии им. Н.Е. Жуковского. М., 2015. С. 111-116. (0,375 п.л./0,09 п.л.).

16. Леонтьев С.К., Блинов Д.С., Морозов М.И. Конструкции перспективных роликовинтовых механизмов электромеханических приводов авиационной и ракетной техники. Материалы Всероссийской научно-технической конференции «XI Научные чтения, посвященные памяти Н.Е. Жуковского» // Сборник докладов. Издательский дом Академии им. Н.Е. Жуковского. М., 2014. С. 207-211. (0,313 п.л./0,1 п.л.).

17. Опыт разработки, изготовления и испытаний безгаечных роликовинтовых механизмов электромеханических приводов авиационной и ракетной техники. Материалы XII Всероссийской научно-технической конференции «Научные чтения по авиации, посвященные памяти Н.Е. Жуковского» // М.И. Морозов [и др.] Сборник докладов. Издательский дом Академии им. Н.Е. Жуковского. М., 2015. С. 117-122. (0,375 п.л./0,05 п.л.).

18. Патрон для зажима в сборе винта и п резьбовых роликов с двумя шейками безгаечной ролико-винтовой передачи: пат. 146718 РФ / А.А. Алексашин, Д.С. Блинов, М.И. Морозов и др. заявл. 06.06.2014; опубл. 20.10.2014. Бюл. № 29.

19. Перспективные винтовые механизмы электромеханических приводов авиационной и ракетной техники. Материалы Всероссийской научно-

технической конференции «Х Научные чтения, посвященные памяти Н.Е. Жуковского» // М.И. Морозов [и др.] Сборник докладов. Издательский дом Академии им. Н.Е. Жуковского, М., 2013. С. 80-85. (0,375 п.л./0,09 п.л.).

20. Перспективные роликовинтовые механизмы электромеханических приводов для авиационной и ракетной техники // М.И. Морозов [и др.] Вестник воздушно-космической обороны, № 1. 2017. С. 66-71. (0,78 п.л./0,3 п.л.).

21. Перспективы внедрения электроприводов на базе роликовинтовых механизмов в изделия авиационной техники // М.И. Морозов [и др.] Техника воздушного флота. Изд-во ЦАГИ. Том LXXXVII, № 2 (711). 2013. С. 12-20. (1,13 п.л./0,25 п.л.).

22. Программа обработки результатов измерения на контурографе профиля треугольной или трапецидальной резьбы, заданного точками: свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015612274 / П.Д. Анисимов, Д.С. Блинов, М.И. Морозов, опубл. 20.03.2015. Бюл. № 3.

23. Программа обработки результатов измерения на контурографе резьбы с профилем витков, очерченных с двух сторон радиусом окружности: свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015618732 / П.Д. Анисимов, Д.С. Блинов, М.И. Морозов и др. опубл. 20.09.2015. Бюл. № 9.

24. Программа преобразования осей координат для анализа результатов измерения на контурографе профиля резьбы: свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ № 2015618733 / П.Д. Анисимов, Д.С. Блинов, М.И. Морозов и др. опубл. 20.09.2015. Бюл. № 9.

25. Устройство для преобразования вращательного движения в плоскопараллельное движение узла изделия: пат. 2546051 РФ / А.А. Алексашин, С.К. Леонтьев, Н.В. Пальченко и др. заявл. 12.12.2013; опубл. 10.04.2015. Бюл. № 10.

26. Устройство для преобразования вращательного движения в плоскопараллельное движение узла изделия: пат. 156952 РФ / П.Д. Анисимов, Д.С. Блинов, В.А. Колесников и др. заявл. 28.05.2015; опубл. 20.11.2015. Бюл. № 32.

27. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное: пат. 154547 РФ / С.К. Леонтьев, Н.В. Пальченко, Д.С. Блинов и др. заявл. 03.02.2015; опубл. 27.08.2015. Бюл. № 24.

28. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное: пат. 154625 РФ / С.К. Леонтьев, Н.В. Пальченко, Д.С. Блинов и др. заявл. 03.02.2015; опубл. 27.08.2015. Бюл. № 24.

29. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное: пат. 156329 РФ / П.Д. Анисимов, Д.С. Блинов, В.А. Колесников и др. заявл. 28.05.2015; опубл. 10.11.2015. Бюл. № 31.