

ЛАПТЕВ ИВАН АЛЕКСАНДРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗГАЕЧНЫХ
РОЛИКО-ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**Специальность 05.02.02 – машиноведение, системы приводов
и детали машин**

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук**



Москва 2013

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Блинов Дмитрий Сергеевич,
профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Морозов Валентин Васильевич,
заведующий кафедрой «Технология
машиностроения» Владимирского
государственного университета
им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

кандидат технических наук, профессор
Буренин Владислав Валентинович,
профессор кафедры «Транспортные
установки» МАДИ

Ведущая организация: ФГУП «Научно-исследовательский
институт стандартизации и унификации»
(ФГУП НИИСУ)

Защита диссертации состоится 17 марта 2014 г. в 14³⁰ на заседании
диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном
техническом университете имени Н.Э. Баумана по адресу:
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5, стр.1.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, про
по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «__» февраля 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук



Сарач Е.Б.



Актуальность проблемы. В настоящее время в различных областях промышленности используются механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное. К ним относятся кривошипно-шатунные механизмы, механизмы винт-гайка скольжения, шарико-винтовые механизмы. Среди указанных механизмов наиболее перспективными являются планетарные роliko-винтовые механизмы (ПРВМ), которые превосходят остальные механизмы по осевой грузоподъемности, по надежности и долговечности, по осевой жесткости, по предельной частоте вращения ходового винта, не уступая им по остальным параметрам.

Однако в нашей стране привода с использованием ПРВМ еще не нашли достаточно широкого распространения. Это связано, в первую очередь, с высокой сложностью изготовления деталей ПРВМ. Особую технологическую проблему представляет изготовление высокоточной многозаходной резьбы на закаленной до высокой твердости внутренней поверхности гайки. Для шлифования многозаходной внутренней резьбы требуется использование уникальных дорогостоящих станков. В связи с этим стоимость изготовления ПРВМ очень высока. Проблему изготовления внутренней резьбы на гайке можно решить использованием безгаечных роliko-винтовых механизмов (БРВМ), у которых отсутствует гайка. БРВМ в настоящее время не имеют широкого применения из-за отсутствия удачных конструкций, их недостаточной изученности и отсутствия инженерных методик расчета и конструирования БРВМ. В связи с этим разработка и исследование новых конструкций БРВМ является актуальной и важной научно-технической задачей.

Цель исследования. Разработка и исследование новых конструкций БРВМ качения и создание методик расчета их кинематических, силовых и прочностных характеристик.

Для решения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать новый подкласс БРВМ, в которых теоретически реализуется трение качения.
2. Разработать новые конструкции БРВМ.
3. Провести исследование кинематики новых конструкций БРВМ.
4. Разработать методику силового расчета новых конструкций БРВМ.
5. Разработать методику расчета на контактную прочность основных деталей новых конструкций БРВМ.
6. Разработать и изготовить опытные образцы БРВМ.
7. Разработать испытательный стенд и методики проведения экспериментов.
8. Провести экспериментальные исследования кинематики новых конструкций БРВМ и выполнить анализ полученных результатов.
9. Разработать инженерные методики расчета и конструирования БРВМ.

Научная новизна результатов выполненных исследований, выносимых на защиту, заключается:

1. В разработке нового подкласса БРВМ качения, в которых передача нагрузки, преобразование движения и сепарация резбовых роликов осуществляется с помощью шаров.
2. В разработке методик кинематических исследований новых конструкций БРВМ и определении передаточных функций механизмов.
3. В разработке методик силовых исследований новых конструкций БРВМ.
4. В разработке методик прочностных исследований новых конструкций БРВМ.
5. В разработке структур типоразмерных рядов новых конструкций БРВМ с требуемым значением подачи механизма.
6. В получении научных результатов и выводов.

Достоверность полученных результатов, выводов и рекомендаций подтверждена обоснованным выбором расчетных моделей; корректным использованием фундаментальных положений математики и механики; хорошей сходимость результатов экспериментальных исследований опытных образцов БРВМ с теоретическими данными.

Практическая значимость. Разработаны две гаммы новых конструкций БРВМ, отличающиеся отсутствием гайки с многозаходной внутренней резьбой сложной в изготовлении и обладающие положительными отличиями по сравнению с другими известными конструкциями БРВМ. В одной гамме конструкций шары взаимодействуют с торцами роликов, а в другой гамме конструкций они размещены на роликах и в корпусных деталях в пазах V-образной формы. Разработаны алгоритмы расчета основных параметров новых конструкций БРВМ. На их основе разработаны программы для ЭВМ и инженерные методики расчета и конструирования новых конструкций БРВМ. Разработаны типоразмерные ряды новых конструкций БРВМ. Разработанные методики расчета и конструирования новых конструкций БРВМ и полученные результаты могут быть использованы в учебном процессе курса «Детали машин».

Реализация работы. Разработанные механизмы вошли в состав нефтедобывающего оборудования ОАО НПО «Техойл».

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на:

- заседаниях кафедры основ конструирования машин (РК-3) МГТУ им. Н.Э.Баумана в 2006, в 2008, в 2010 и в 2013 годах;
- международной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Д.Н.Решетова (2008 г.);
- международной конференции «Будущее машиностроения» в МГТУ им. Н.Э.Баумана (2008 г.).

Публикации. Содержание диссертации отражено в 15 опубликованных работах, из них 6 в рекомендованных ВАК изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы (103 наименования), двух приложений. Материал изложен на 134 страницах машинописного текста и содержит 44 рисунка, 12 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение содержит обоснование актуальности темы диссертации и общую характеристику работы.

В первой главе проведен обзор известных механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное, в том числе ПРВМ и известных конструкций БРВМ.

Разработкой и исследованиями различных конструкций роliko-винтовых механизмов занимались в ЭНИМСе (Марголин Л.В.), во Владимирском ГУ (Бушенин Д.В., Колырев В.В., Морозов В.В. и др.), в МГТУ им. Н.Э. Баумана (Блинов Д.С., Ряховский О.А., Тимофеев Г.А. и др.) и в ряде других организаций. Количество зарубежных публикаций, посвященных исследованиям ПРВМ, невелико. В основном фирмы, освоившие серийное изготовление ПРВМ (La Technique Integrale, SKF, EXLAR и др.), выпускают рекламные проспекты.

На основе проведенного обзора разработана классификация БРВМ. Обзор существующих конструкций БРВМ показал, что все они отличаются наличием трения скольжения между деталями механизма. В главе предложен новый подкласс БРВМ с шарами качения, в котором шары используются для передачи осевой силы с резьбовых роликов на корпус, преобразования движения и сепарации резьбовых роликов. Предложены две гаммы новых конструкций БРВМ, относящихся к разработанному подклассу: БРВМ с шарами на торцах роликов; БРВМ с шарами в V-образных пазах, выполненных на роликах и корпусных деталях. Указанные конструкции БРВМ имеют несколько исполнений. На некоторые из предложенных конструкций БРВМ получены патенты РФ. На основе выполненного обзора сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена исследованию БРВМ с шарами на торцах роликов. Одно из исполнений БРВМ с шарами на торцах роликов (рис. 1) состоит из ходового винта 10, корпуса 4, резьбовых роликов 5, имеющих на резьбовой цилиндрической поверхности П-образные пазы, а на обоих торцах - сферические гнезда, соосные с осью ролика, упоров 8 со сферическим гнездом, установленных в отверстиях втулки 2, и крышек 1. Шары 3 располагаются в сферических гнездах на торцевых поверхностях резьбовых роликов 5 и упоров 8. Блок резьбовых роликов удерживается в контакте с резьбой винта посредством колец 6. Вращение втулки 2 относительно оси винта предотвращено посредством шпонки 11. Возможно исполнение БРВМ с шарами на торцах роликов без корпуса 4, когда механизм встраивается непосредственно в привод. Это позволяет уменьшить радиальные габариты.

В БРВМ с шарами на торцах роликов (рис. 1) детали совершают следующие движения: винт вращается относительно своей оси с угловой скоростью ω_v и зафиксирован от осевых перемещений; корпус 4 механизма зафиксирован от вращения и совершает поступательное движение вдоль оси винта; ролики вращаются вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p , кольца 6 вращаются относительно оси винта с угловой скоростью ω_k , шары вращаются за счет сил трения относительно оси ролика с угловой скоростью $\omega_{ш}$.

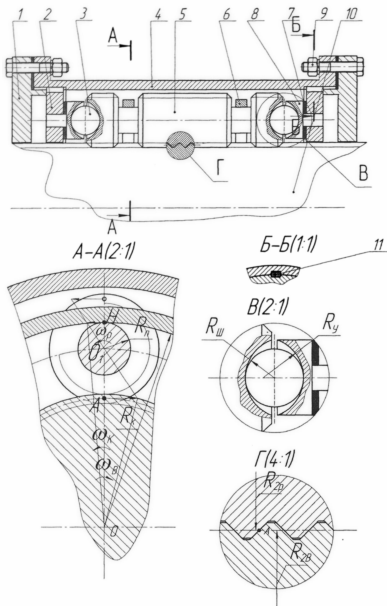


Рис. 1. БРВМ с шарами на торцах роликов

В главе проведено исследование кинематики БРВМ с шарами на торцах роликов, целью которого являлось определение зависимости угловых скоростей деталей механизмов от угловой скорости винта и величины перемещения корпуса за один оборот винта (подачи механизма). При этом принимались

следующие допущения: в точке контакта Н (рис. 1) окружные скорости винта и ролика принимались равными; считалось, что качение колец 6 по П-образным пазам на роликах 5 происходит без проскальзывания (рис. 1). Результаты исследования приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Зависимость угловой скорости ролика от угловой скорости винта ω_b	$\omega_p = \omega_b \frac{R_{2B}}{R_{1P}}$	R_{2B} -средний радиус резьбы винта; R_{1P} -средний радиус резьбы винта;
Зависимость угловой скорости кольца от угловой скорости винта ω_b	$\omega_k = \omega_b \frac{R_{2B}}{R_{1P} (R_{2B} + R_{2P} + R_n)}$	R_n -радиус П-образного паза на ролике
Подача механизма при одинаковом направлении резьб на винте и роликах	$H = pz_b + z_p \frac{R_{2B}}{R_{1P}} p$	p -шаг резьбы; z_b -количество заходов резьбы на винте;
Подача механизма при различном направлении резьб на винте и роликах	$H = pz_b - z_p \frac{R_{2B}}{R_{1P}} p$	z_p -количество заходов резьбы на ролике

В отличие от существующих конструкций ПРВМ, в которых $z_b = R_{2B}/R_{1P} + 2$ в БРВМ с шарами на торцах роликов z_b, z_p, R_{2B}, R_{1P} могут принимать любые независимые значения для обеспечения требуемого значения подачи механизма. Это позволяет расширить диапазон варьирования подачи (рис. 2) и увеличивает технологичность из-за отсутствия необходимости нарезания многозаходной резьбы на винте.

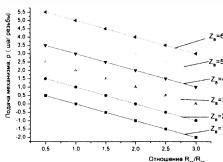


Рис. 2 Диапазон варьирования подачи БРВМ с шарами на торцах роликов

В главе представлено исследование контактной прочности в местах взаимодействия деталей БРВМ. Осевая сила, приложенная к механизму, передается с винта на корпус механизма или наоборот через резьбовые ролики, количество которых равно n_p . Расчетным путем установлено, что контактные напряжения в резьбовом сопряжении ролика с винтом меньше контактных

напряжений шара с поднутрениями в ролике и упоре корпуса. Поэтому для определения допускаемой статической силы проводилось исследование контактной прочности сопряжения шаров с поднутрениями в роликах и в упорах корпуса. Для расчетов приняты допущения о том, что осевая сила F_M равномерно распределяется между роликами; радиус поднутрения в торце ролика равен радиусу поднутрения в упоре корпуса. Отсюда под действием осевой силы (F_M/n_p), действующей на ролик, в точке первоначального контакта шара с поднутрением в торце ролика или в упоре возникает площадка контакта (пятно контакта) круговой формы, параметры которой представлены в таблице 2.

Таблица 2.

Диаметр пятна контакта	$d = \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\nu}{\sum k} \frac{F_M}{n_p}}$	F_M - осевая сила, приложенная к корпусу механизма; n_p - количество роликов; $R_{ш}$ - радиус шара; R_y - радиус сферического поднутрения E_1, E_2 и μ_1, μ_2 - модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов контактирующих тел.
Максимальное давление на пятне контакта	$p_{\max} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum k}{\nu} \right)^2 \frac{F_M}{n_p}}$	
Сумма главных кривизн	$\sum k = \frac{2(R_y - R_{ш})}{R_{ш} R_y}$	
Упругая постоянная материалов	$\nu = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$	
Максимальные касательные напряжения	$\tau_{\max} = 0,310 \cdot p_{\max}$	

В главе проведен расчет на прочность колец, удерживающих блок с роликами в контакте с винтом (рис. 3). На наиболее нагруженное левое кольцо, см. разрез А – А на рис. 3, действуют равномерно распределенные по окружности силы $F_{k1} = \frac{F_M}{2n_p} + \frac{F_M}{n_p} \frac{d_{2p}}{(L_u + L_k)}$, при этом ($F_{k1} > F_{k2}$).

В случае действия на левое кольцо равномерно распределенных сил в кольце возникают напряжения σ_M от действия изгибающего момента и напряжения σ_N от действия нормальной силы, которые определяются по формулам:

$$\sigma_M = \frac{6R_K}{L_K H_K^2} F_{k1} \left(\frac{1}{\beta} - \frac{tg \frac{\beta}{2}}{2} \right) \quad (1)$$

$$\sigma_N = F_{k1} \frac{tg \frac{\beta}{2}}{2H_K L_K} \quad (2)$$

где: R_k - радиус срединной поверхности кольца; L_k - длина кольца; H_k - высота кольца; β - угол между роликами; E_k - модуль упругости материала кольца; A_k и J_k - площадь и момент инерции поперечного сечения кольца.

Таким образом, условие прочности кольца имеет вид:

$$\sigma = \frac{6R_k}{L_k H_k^2} F_{v1} \left(\frac{1}{\beta} - \frac{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{2} \right) + F_k \frac{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{2 H_k L_k} \leq [\sigma]. \quad (3)$$

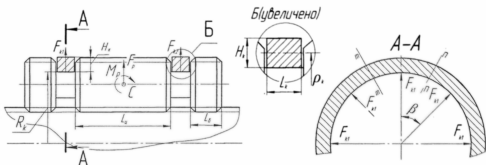


Рис. 3 Схема для расчета колец на прочность

В главе проведен предварительный анализ КПД БРВМ с шарами на торцах роликов. При работе механизма потери на трение возникают из-за трения качения с верчением в резьбовом сопряжении винта и ролика, трения верчения в сопряжении шара с поверхностью сферического поднутрения в корпусе механизма и трения качения колец по цилиндрическим пазам на резьбовых роликах. В результате анализа определено, что теоретическое значение КПД БРВМ с шарами на торцах роликов составляет не менее 0,8..0,83.

На основе результатов теоретических исследований разработаны методики расчета БРВМ с шарами на торцах роликов. В математическом пакете MathCad 13 созданы программы расчета кинематических и прочностных характеристик механизма при различных значениях величины допускаемого напряжения. При помощи данной программы построен типоразмерный ряд БРВМ с шарами на торцах роликов, имеющий новую структуру, в диапазоне диаметров винта от 18 до 64 мм, позволяющий проектировщику подобрать механизм соответствующий его требованиям. В ПРВМ для получения механизма с трением качения средние диаметры резьбы винта, роликов и гайки и заходы этих деталей были связаны математическими зависимостями. Отсюда ключевыми параметрами типоразмерного ряда был средний диаметр резьбы винта и передаточная функция. В БРВМ такой связи нет, а передаточная функция может изменяться в широком диапазоне. Поэтому в качестве ключевого параметра выбран средний диаметр резьбы роликов, так как изготовление комплекта роликов для БРВМ представляет наиболее сложную технологическую задачу. В таблице 3 приведе-

на часть типоразмерного ряда механизмов с диаметром ролика $d_{2p} = 8 \text{ мм}$. В этой таблице представлены основные параметры БРВМ с шарами на торцах при $R_y = 3,3 \text{ мм}$ и $d_n = 5,2 \text{ мм}$, которые рассчитываются в зависимости от d_{2p} .

При разработке сборочного чертежа механизма необходимо учитывать одну из особенностей ролико-винтовых передач – неравенство углов подъема резьбы ролика и винта, а также погрешности изготовления резьбы этих деталей по шагу. Это приводит к тому, что для обеспечения сборки БРВМ номинальное значение межосевого расстояния $a_{н,ном} = 0,5 \cdot (d_{2n} + d_{2p})$ необходимо увеличить на величину Δa , которая зависит от геометрических параметров винта и ролика и погрешностей изготовления резьбы этих деталей по шагу / 6 /. Для разработки рабочих чертежей основных деталей БРВМ разработана методика расчета размеров и полей допусков на эти размеры, см. работу / 6 /.

Таблица 3.

$d_{2p} = 2R_{2p}$	$d_{2n} = 2R_{2n}$	$d_{2ш} = 2R_{2ш}$	n_p	$C_{смаз}$	R_K	H_K	L_K
мм	мм	мм		кН	мм	мм	мм
8	20	6	10	19,98	16,6	0,5	10,1
	16	6	8	15,98	14,6	0,5	5,7
	12	6	7	13,99	12,6	0,5	3,2
	8	6	5	9,99	10,6	0,6	2,24

Третья глава посвящена исследованию безгаечных планетарных ролико-винтовых механизмов (БРВМ) с шарами на торцах роликов.

БРВМ с шарами на торцах роликов (рис.4а) состоит из корпуса 2, винта 1, резьбовых роликов 9, шаров 12, установленных в сепараторе 11. При этом каждый шар с одной стороны взаимодействует с кольцевым пазом «В» крышки 3, а с противоположной стороны – со сферическим поднутрением «Г» резьбового ролика 9. В пазах «Е» на резьбовых роликах 9 установлены кольца 10 из пружинной стали, которые удерживают ролики от перемещения под действием радиальных сил со стороны винта. Резьбовые ролики имеют две степени свободы: каждый ролик может вращаться вокруг собственной оси; все ролики вместе с сепараторами могут вращаться относительно оси винта. Для обеспечения постоянства передаточной функции (подачи) между роликами и корпусом наложена дополнительная связь в виде зацепления наружных зубчатых венцов «Ж», расположенных на концах каждого резьбового ролика 9, с внутренними зубчатыми венцами «И» во втулках 13, закрепленных в корпусе 2. В БРВМ с шарами на торцах роликов (рис.4б) при вращении винта с угловой скоростью ω_n все резьбовые ролики вращаются вокруг оси винта с угловой скоростью $\omega_{нр}$, каждый ролик вращается вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p .

В главе проведено исследование кинематики данных БРВМ, целью которого являлось определение зависимости угловых скоростей деталей

механизмов от угловой скорости винта и величины перемещения корпуса за один оборот винта (подачи механизма). При этом принимались следующие допущения: первоначальная точка контакта сопрягаемых витков резьбы А (рис.4б) располагается на среднем радиусе резьбы винта в плоскости, проходящей через оси вращения винта и ролика; в точке L расположен мгновенный центр скоростей из-за наличия зубчатого зацепления; в точке контакта Н кольцевого паза на роликах и кольца имеет место трение качения.

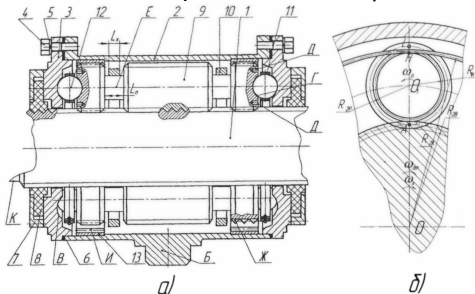


Рис. 4. Конструкция БПРВМ с шарами на торцах роликов

Зависимость угловой скорости ролика вокруг своей оси от угловой скорости винта ω_B определяется по формуле:

$$\omega_P = \frac{R_{2K}}{(R_{1K} + R_{2P})} \frac{\omega_B \cdot R_{2B}}{(R_{2B} + R_{2P})}, \text{ где} \quad (5)$$

R_{K1} - радиус зубчатых венцов на концах резьбовых роликов;

$R_{K2} = R_{B2} + R_{P2} + R_{K1}$ - радиус зубчатых венцов на корпусе механизма.

Зависимость скорости вращения ролика относительно оси винта от угловой скорости винта ω_B определяется по формуле:

$$\omega_{\text{пер}} = \frac{\omega_B \cdot R_{2B}}{(R_{2B} + R_{2P})} \frac{R_{1K}}{(R_{1K} + R_{2P})} \quad (6)$$

Подача механизма определяется по формуле:

$$H = pz_B \pm z_P \frac{R_{2K}}{(R_{1K} + R_{2P})} \frac{R_{2B}}{(R_{2B} + R_{2P})} p - z_B \frac{R_{2B}}{(R_{2B} + R_{2P})} \frac{R_{1K}}{(R_{1K} + R_{2P})} p \quad (7)$$

Примечание: верхний знак перед первым слагаемым соответствует одинаковому направлению резьб на винте и роликах, а нижний - различному.

Отличие БПРВМ с шарами на торцах роликов от БРВМ с шарами на торцах роликов по принципу передачи осевой силы является наличие сопряжения шара с поверхностью цилиндрического желоба на корпусе. Под действием осевой силы (F_M / n_p) , действующей на ролик, в точке первоначального контакта шара с поверхностью цилиндрического желоба на корпусе возникает эллиптическая площадка контакта, параметры которой представлены в табл. 4.

Таблица 4.

Размеры малой и большой полуосей эллипса	$a = 0,0108 \sqrt[3]{\frac{F_M}{n_p \sum k}}$ $b = 0,0108 \sqrt[3]{\frac{F_M}{n_p \sum k}}$	d_w - радиус шара; $r_{ж}$ - радиус цилиндрического желоба; ν - коэффициент, определяемый по известной методике
Максимальное напряжение на пятне контакта	$\sigma_{max} = \frac{4100}{\nu \mu} \sqrt[3]{\frac{F_M}{n_p} (\sum k)^2}$	
Сумма главных кривизн	$\sum k = \frac{4}{d_w} - \frac{1}{r_{ж}}$	

Экспериментальное исследование БПРВМ с шарами на торцах роликов показало, что для обеспечения отсутствия заклинивания роликов необходимо наличие либо объемного сепаратора, либо дополнительной связи между роликами и корпусом в виде зубчатого зацепления. Анализ показал, что при использовании объемного сепаратора уменьшается осевая грузоподъемность механизма из-за уменьшения числа роликов. Поэтому рекомендуется применение дополнительной связи между роликами и корпусом в виде зубчатого зацепления.

На основе результатов теоретических исследований разработаны методика расчета БПРВМ с шарами на торцах роликов. В математическом пакете MathCad 13 создана программа расчета кинематических и прочностных характеристик механизма при различных значениях величины допускаемого напряжения. При помощи данной программы построен типоразмерный ряд БПРВМ с шарами на торцах роликов в диапазоне диаметров винта от 18 до 64 мм, позволяющий проектировщику подобрать механизм соответствующий его требованиям. В таблице 5 приведена часть типоразмерного ряда механизмов с диаметром ролика $d_{2p} = 8$ мм.

Таблица 5.

$d_{1p} = 2R_{1p}$	$d_{1в} = 2R_{1в}$	$d_w = 2R_w$	$r_{ж}$	n_p	C_{stat}	H_K	L_K	$D_{св}$	z_B
мм	мм	мм	мм		кН	мм	мм	мм	
8	24	6	3,3	11	10,90	3,2	3,4	40	5
	20	6	3,3	10	9,91	3,2	2,6	36	7
	16	6	3,3	8	7,93	3,2	1,5	32	4

Четвертая глава посвящена исследованию БПРВМ с шарами в пазах V-образной формы на роликах и корпусе, см. рис. 5.

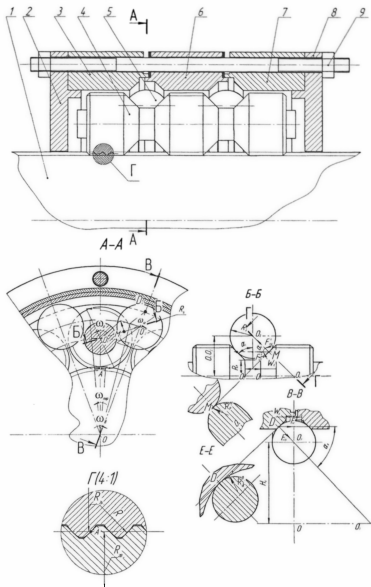


Рис. 5. Конструкция БПРВМ с шарами в V-образных пазах на роликах и корпусе

БПРВМ с шарами в V-образных пазах на роликах и корпусе (рис.5) состоит из винта 1, резьбовых роликов 4, шаров 5 и сборного корпуса. Корпус состоит из боковых втулок 3,7 и центральной втулки 6, крышек 2 и 8, соединенных

посредством резьбовых деталей. Шары 5 располагаются одновременно в пазу V-образной формы на корпусе и в канавке, образованной пазами V-образной формы на двух соседних роликах. При этом шары передают рабочую осевую силу с резьбовых роликов на корпус механизма и удерживают ролики в контакте с резьбой винта, сепарируют ролики и обеспечивают параллельность осей роликов оси винта. Минимальное количество рядов шаров равно двум. В БРВМ с шарами в V-образных пазах на роликах и корпусе (рис.5) при вращении винта с угловой скоростью ω_B все резьбовые ролики вращаются вокруг оси винта с угловой скоростью $\omega_{нр}$, каждый ролик вращается вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p , а шары вращаются относительно оси, параллельной оси винта и проходящей через центр тяжести шара, с угловой скоростью $\omega_{ш}$. При этом шары катятся по поверхности паза V-образной формы в корпусе с полюсом в точке D (рис. 5), приводя во вращение относительно оси винта с угловой скоростью $\omega_{нр}$ единый блок, состоящий из резьбовых роликов и шаров.

В главе проведено исследование кинематики данных БРВМ, целью которого являлось определение зависимости угловых скоростей деталей механизмов от угловой скорости винта и величины перемещения корпуса за один оборот винта (подачи механизма). Исследование проводилось при следующих допущениях: отсутствии проскальзывания резьбы ролика относительно резьбы винта в точке контакта А; равенстве окружных скоростей ролика и шара в точке контакта М; качении шара по V-образному пазу в корпусе без проскальзывания с полюсом в точке контакта D.

Зависимость угловой скорости ролика от угловой скорости винта ω_B определяется по формуле:

$$\omega_p = \frac{\omega_B R_{2B} \frac{OD}{O_1D} \frac{O_2M}{O_1M}}{R_{2p} \frac{OD}{O_2D} \frac{O_2M}{O_1M} - (R_{2B} + R_{2p})} \quad (8)$$

где: R_{2B} -средний радиус резьбы винта; R_{2p} -средний радиус резьбы винта; p - шаг резьбы; $OD; O_2M; O_2D; O_1M$ - отрезки, см. рис. 5.

Зависимость угловой скорости сепаратора от угловой скорости винта определяется по формуле:

$$\omega_{нр} = \frac{\omega_B R_{2B}}{R_{2p} q - (R_B + R_{2p})} \quad (9)$$

Подача механизма определяется по формуле:

$$H = pz_B \pm \frac{R_{2B} q}{R_{2p} q - (R_{2B} + R_{2p})} + \frac{R_{2B} pz_B}{R_{2p} q - (R_{2B} + R_{2p})} \quad (10)$$

где $q = \frac{OD}{O_1D} \frac{O_1M}{O_2M}$ - коэффициент взаимосвязи между относительным и переносным движением роликов; z_B - количество заходов резьбы на винте.

Верхний знак перед первым слагаемым в формуле (10) соответствует одинаковому направлению резьб на винте и роликах, а нижний - различному.

Экспериментальное исследование БРВМ с шарами в V-образных пазах на роликах и корпусе показало, что для обеспечения отсутствия заклинивания роликов минимальное количество рядов шаров равно двум, либо требуется наличие дополнительной связи между роликами и корпусом в виде зубчатого зацепления. При увеличении количества рядов шаров увеличивается осевая грузоподъемность механизма за счет увеличения количества точек контакта, а при применении дополнительной связи между роликами и корпусом в виде зубчатого зацепления увеличивается стабильность подачи механизма. Поэтому увеличение количества рядов шаров рекомендуется применять в силовых приводах, а применение дополнительной связи между роликами и корпусом - в кинематических.

Пятая глава посвящена экспериментальному исследованию кинематики предложенных конструкций БРВМ. Для этой цели были разработаны и изготовлены опытные образцы БРВМ с шарами на торцах (рис. 6) и БРВМ с шарами в пазах V-образной формы (рис. 7) и испытательный стенд (рис. 8).

Опытный образец БРВМ с шарами на торцах (рис.6) состоит из ходового винта со средним диаметром резьбы 48 мм и шагом резьбы 1,6 мм (резьба левая), 4 резьбовых роликов, имеющих на цилиндрической поверхности паз, 2 боковых крышек, стянутых между собой при помощи шпилек, 16 втулок с сферическим гнездом и 8 шаров. Половина втулок установлена на цапфах резьбовых роликов, а вторая половина при помощи винтов – в боковых крышках.

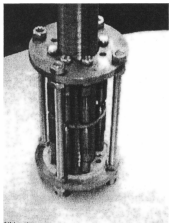


Рис. 6. Опытный образец БРВМ с шарами на торцах роликов

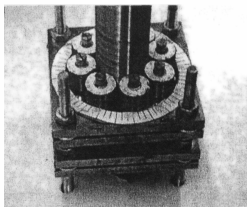


Рис. 7. Опытный образец БРВМ с шарами в пазах V-образной формы

Опытный образец БРВМ с шарами в V-образной формы (рис. 7) состоит из ходового винта, 8 резьбовых роликов, имеющих на цилиндрической поверхности 2 паза V-образной формы, корпуса, состоящего из 4 пластин с двумя пазами V-образной формы.

Для проведения эксперимента использовался токарно-винторезный станок 16K20 (рис. 8).

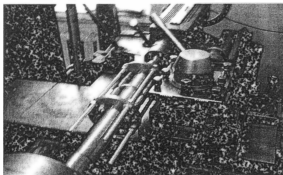


Рис. 8. Испытательный стенд

Один конец винта опытного образца БРВМ был закреплен в трехкулачковом патроне, а другим опирался в центр пиноли задней бабки станка. Корпус опытного образца БРВМ при вращении винта двигался по направляющей, закрепленной на корпусе станка. При экспериментальных исследованиях кинематических характеристик БРВМ с шарами на торцах определялись углы поворота ролика и кольца и величина подачи механизма за оборот винта. Анализ сходимости полученных экспериментальных данных с теоретическими значениями исследуемых величин проводился по критерию Стьюдента. Анализ показал, что для всех исследуемых параметров подтверждается гипотеза о том, что среднее статистическое результатов эксперимента равно теоретическому значению исследуемой величины. Результаты эксперимента подтверждают полученные теоретическим путем зависимости. При проведении экспериментального исследования кинематических характеристик БРВМ с шарами в V-образной формы определялись углы поворота ролика вокруг своей оси и вокруг оси винта и величина подачи механизма за оборот винта. Анализ сходимости полученных экспериментальных данных с теоретическими значениями исследуемых величин проводился по критерию Стьюдента. Анализ показал, что для всех исследуемых параметров подтверждается гипотеза о том, что среднее статистическое результатов эксперимента равно теоретическому значению исследуемой величины. Результаты эксперимента подтверждают полученные теоретическим путем данные.

Выводы

1. Разработан новый подкласс БРВМ качения, в котором осевая сила с роликов на корпус передается через шары. Это позволяет уменьшить стоимость изготовления механизмов из-за отсутствия многозаходной внутренней

- резьбы на гайке и существенно упростить освоение производства перспективных конструкций роliko-винтовых механизмов.
2. Экспериментальные исследования опытных образцов новых конструкций БРВМ подтверждают их работоспособность и достоверность теоретического исследования их кинематики.
 3. Разработанные новые конструкции БРВМ позволяют расширить диапазон варьирования подачи механизма (от $0,1p$ до $55p$, где p – шаг резьбы). Возможность получения в БРВМ с шарами на торцах роликов при различном направлении резьбы на винте и ролике величины подачи в долях от шага резьбы делает перспективным использование разработанных механизмов в высокоточных кинематических и силовых приводах.
 4. Возможность использования БРВМ с шарами на торцах роликов без корпуса позволяет уменьшить диаметральные габариты механизма по сравнению с традиционными конструкциями ПРВМ (примерно на 20%).
 5. Разработана методика расчета предельно допустимой силы при различных значениях величины допускаемых напряжений, определяемых материалом и видом термообработки деталей БРВМ. Определено, что предельно допустимая осевая сила, передаваемая новыми конструкциями БРВМ на 30% меньше предельной осевой силы, передаваемой традиционными конструкциями ПРВМ.
 6. Разработаны структуры типоразмерных рядов новых конструкций БРВМ, в основу которых положены средние диаметры резьбы роликов. Это позволит проектировщикам подбирать размеры новых конструкций БРВМ в соответствии с их кинематическими и прочностными требованиями. Для расчета размеров деталей механизма и полей допусков на эти размеры разработана инженерная методика расчета.
 7. Новые конструкции БРВМ, уступая традиционным конструкциям ПРВМ по осевой грузоподъемности и жесткости, превосходят их по технологичности, себестоимости и диапазону варьирования подачи механизма, а некоторые БРВМ – по радиальным габаритам механизма. Поэтому новые конструкции БРВМ могут найти практическое применение в различных областях промышленности.

Содержание диссертации отражено в 15 опубликованных работах, из них 6 рекомендованных в изданиях ВАК и 5 патентов:

1. Разработка новых, перспективных конструкций планетарных роliko-винтовых передач и методики обоснованного выбора из гаммы конструкций таких передач рациональной для заданных условий эксплуатации: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы Д.С. Блинов. - ГР № 01200313428, Инв. № 02200502375, - М., 2004. - 46 с.
2. Синтез планетарных роliko-винтовых передач как динамического звена электромеханического привода: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы П.А. Соколов. - ГР № 01200313440, Инв. №02200502401, - М., 2004. - 64 с.

3. Кинематика планетарных роliko-винтовых механизмов / П.А. Соколов, О.А. Ряховский, Д.С. Блинов, И.А. Лаптев и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2005.-№ 1.-С. 3-14.
4. Патент РФ 2272199. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное / Д.С. Блинов, О.А. Ряховский, И.А. Лаптев и др. // Б.И. - 2006. - № 8.
5. Силовой контакт рабочих поверхностей витков резьбы планетарного роliko-винтового механизма / П.А. Соколов, Ф.Д. Сорокин, И.А. Лаптев и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2006. - № 1. - С. 61-72.
6. Определение размеров и полей допусков для основных деталей планетарных роliko-винтовых передач / Д.С. Блинов, О.А. Ряховский, И.А. Лаптев и др. // Справочник. Инженерный журнал. - 2006. - № 7, Приложение № 7. - 24 с.
7. Патент РФ 2307225. Механический привод бурового насоса / М.А. Григорьев, О.Ю. Качанов, И.А. Лаптев и др. // Б.И. - 2007. - № 27.
8. Патент РФ 2310785. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное / Д.С. Блинов, О.А. Ряховский, И.А. Лаптев и др. // Б.И. - 2007. - № 32.
9. Безгаечные роliko-винтовые механизмы / О.А. Ряховский, П.А. Соколов, И.А. Лаптев и др. // Машиноведение и детали машин: Труды всероссийской научно-технической конференции, проводимой с участием зарубежных представителей. - Москва, МГТУ, 2008. С. 165 - 167.
10. Патент РФ 2374527. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное (варианты) / Д.С. Блинов, Г.П. Кондрашова, И.А. Лаптев и др. // Б.И. - 2009. - № 33.
11. О модификации резьбы деталей планетарных роliko-винтовых механизмов / Д.С. Блинов, В.Ф. Алешин, И.А. Лаптев и др. // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им.Баумана, # 07, июль 2010. - 13 с.
12. Безгаечные роliko-винтовые механизмы / Д.С. Блинов, В.Ф. Алешин, И.А. Лаптев и др. // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им.Баумана, # 10, октябрь 2010. - 13 с.
13. Новая конструкция планетарных роliko-винтовых механизмов с гибкой гайкой / Д.С. Блинов, В.Ф. Алешин, И.А. Лаптев и др. // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им.Баумана, # 2, февраль 2011. - 14 с.
14. Новая конструкция безззорных роliko-винтовых механизмов / Д.С. Блинов, В.Ф. Алешин, И.А. Лаптев и др. // Электронный ресурс машиностроения ООО «и-Маш» Эл. № ФС77-36810, Машиностроение: статьи и аналитика, 29 июня 2011. - 14 с.
15. Патент РФ 2310785. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное / Д.С. Блинов, И.А. Лаптев, А.В. Фролов // Б.И. - 2012. - № 28.