

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

УДК 621.83.06 (043.3)

ПРУДНИКОВ
Александр Петрович

**ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КУЛАЧКОВОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ
ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННЫХ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ
РАЗМЕРОВ**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

Могилев 2013

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель: Лустенков Михаил Евгеньевич,
кандидат технических наук, доцент,
первый проректор Белорусско-Российского
университета (г. Могилев)

Официальные оппоненты: Баханович Александр Геннадьевич,
доктор технических наук, доцент,
декан автотракторного факультета
Белорусского национального технического
университета (г. Минск)

Ишин Николай Николаевич,
кандидат технических наук, доцент,
заместитель директора НТЦ «Карьерная
техника» ГНУ «Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси» (г. Минск)

Оппонирующая организация: Белорусская государственная орденов
Октябрьской Революции и Трудового
Красного Знамени сельскохозяйственная
академия (г. Горки)

Защита диссертации состоится «30» мая 2013 г. в 13-00 на заседании Совета по защите диссертаций Д 02.18.01 при ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» по адресу: Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, пр. Мира, 43, ауд. 323, телефон ученого секретаря Совета: +375 29 6875121; e-mail: sd021801@gmail.com.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет».

Автореферат разослан «25» апреля 2013 г.

И. о. ученого секретаря
Совета Д 02.18.01 по защите диссертаций
д-р техн. наук, доц.



С. А. Рынкевич

ВВЕДЕНИЕ

Одно из ведущих мест в машиностроении промышленно развитых стран занимает изготовление редукторов и мотор-редукторов. Ежегодный объем мирового рынка производства и потребления передач превышает 150 млрд долл. США. Наиболее крупными производителями механических передач являются США (около 30 % мирового рынка), Япония, Германия, Китай, Италия, Франция, Англия. В Республике Беларусь специальных предприятий по серийному производству редукторной техники нет, поэтому развитие данной сферы направлено на импортозамещение. Наибольшее распространение находят зубчатые редукторы, так как технологии изготовления зубчатых колес и методики расчета зубчатых передач совершенствуются на протяжении нескольких столетий. Однако в некоторых случаях целесообразно рассмотреть вопрос использования передач других типов. В производственной практике существуют сферы применения редукторных механизмов, где необходимо осуществлять передачу крутящего момента в условиях ограниченных диаметральных размеров (диаметр корпуса – до 130–140 мм). Примерами являются механизмы, работающие в скважинах, встраиваемые в корпуса трубчатой формы, приводы технологических приспособлений и устройств для передачи усилий в труднодоступные места (баллонные ключи, лебедки и т. д.), а также механизмы приводов автомобилей и сельскохозяйственной техники. Например, снижение диаметральных габаритов автомобильных дифференциалов позволяет увеличить дорожный просвет и, соответственно, повысить проходимость транспортного средства. В последнее время в США, Российской Федерации, Японии, Китае активизировались работы по разработке передач с промежуточными телами качения (ППТК). Большинство известных конструкций таких передач имеют следующие недостатки: невысокий КПД, что обусловлено возникающим скольжением при взаимодействии тел качения и основных деталей передачи, не обеспечивается требуемая нагрузочная способность вследствие неравномерности распределения нагрузки между телами качения. Одна из разновидностей ППТК – цилиндрическая кулачковая роликовая передача (ЦКРП). Она отличается малыми диаметральными размерами, многопоточностью при передаче нагрузки и высокой нагрузочной способностью. Данный тип передачи в условиях ограниченных диаметральных размеров может успешно конкурировать с планетарными зубчатыми и волновыми передачами при разработке соответствующих методик расчета и проектирования, направленных на улучшение эксплуатационных характеристик.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами (проектами) и темами. Научные исследования по теме диссертации проводились в рамках: научно-исследовательской работы по конкурсу отдельных проектов Министерства образования Республики Беларусь «Разработка теории минимизации потерь мощности в передачах и механизмах с телами качения», № гос. рег. 20091083, 2009–2010 гг.; задания 1.13 ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия» «Совершенствование методов расчета, моделирования, проектирования, конструирования и испытаний малогабаритных приводных систем на базе передач с промежуточными телами качения», № гос. рег. 20111977, 2011–2012 гг.; гранта Министерства образования Республики Беларусь для аспирантов «Создание опытного образца автотракторного дифференциала повышенного трения на базе передачи с промежуточными телами качения», № гос. рег. 20121189, 2012 г. Во всех указанных темах соискатель являлся ответственным исполнителем.

Тема диссертации соответствует Перечню приоритетных направлений фундаментальных и прикладных научных исследований Республики Беларусь на 2011–2015 гг.: 7.1 Механика, надежность, безопасность и экологичность машин, трение и износ в машинах, методы расчета, моделирования, проектирования, конструирования и испытаний машин, агрегатов и узлов; 7.2 Процессы функционирования машин и механизмов, механических, гидравлических, газовых и биомеханических систем, электронные системы управления узлами и агрегатами мобильных машин; 7.3 Теория, методы расчета и проектирования механических, гидравлических, электрических и комбинированных трансмиссионных систем.

Цель и задачи исследования. Целью исследования являлось теоретическое и экспериментальное обоснование параметров цилиндрической кулачковой роликовой передачи, работающей в условиях ограниченных диаметральных размеров, обеспечивающих повышение коэффициента полезного действия и нагрузочной способности передачи.

Задачи исследования:

- разработать конструкцию ЦКРП, обеспечивающую повышение КПД и нагрузочной способности по сравнению с аналогами, на базе анализа конструкций существующих передач;
- получить зависимости для определения числа составных роликов, передающих нагрузку, учитывающие значение передаточного числа и геометрические параметры передачи;
- определить рациональные геометрические параметры исследуемой передачи по критериям максимальных КПД и нагрузочной способности;

– разработать механизм выравнивания нагрузки по потокам в передаче на основе анализа динамической модели, экспериментально обосновать тип используемых упругих компенсирующих элементов;

– разработать и автоматизировать методику проектного и проверочного расчетов исследуемой передачи;

– осуществить промышленную апробацию и внедрение редукторов и механизмов на базе ЦКРП.

В качестве *объекта исследования* выбрана ЦКРП.

Предметом исследования являются геометрические параметры ЦКРП, ее нагрузочная способность и КПД.

Положения, выносимые на защиту:

– теоретическое и экспериментальное обоснование выбора конструкции цилиндрической кулачковой роликовой передачи, отличающейся использованием составных роликов с полусферической формой элементов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, обеспечивающей повышение КПД и нагрузочной способности;

– зависимости для определения числа составных роликов, передающих нагрузку, учитывающие значение передаточного числа и геометрические параметры передачи;

– алгоритм определения рациональных геометрических параметров передачи, включающий расчет величин радиусов полусферических поверхностей элементов составных роликов по критериям максимальных КПД и нагрузочной способности передачи;

– теоретически и экспериментально обоснованные рекомендации по расчету и проектированию механизма выравнивания нагрузки по потокам передачи, включающие выбор типа упругих компенсирующих элементов, обеспечивающих максимальное значение КПД и требуемую нагрузочную способность;

– методика проектного и проверочного расчетов исследуемой передачи, учитывающая использование составных роликов с полусферической формой элементов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, позволившая создать редукторные механизмы (редукторы, усилители моментов, грузоподъемные механизмы и др.).

Личный вклад соискателя. Личный вклад соискателя заключается в следующем: совершенствовании конструкции ЦКРП; получении зависимостей для определения числа составных роликов, передающих нагрузку; определении рациональных величин радиусов полусферических поверхностей элементов составного ролика по критериям максимальных КПД и нагрузочной способности передачи; теоретическом и экспериментальном обосновании типа упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам;

разработке и автоматизации методики проектного и проверочного расчетов исследуемой передачи; разработке конструкций редукторов и механизмов на базе ЦКРП. Совместно с научным руководителем М. Е. Лустенковым, разработавшим основы проектирования и конструирования ППТК с составными телами качения и кулачками, определены цели и задачи исследования; с профессором И. С. Сазоновым обсуждались результаты исследований дифференциальных механизмов; с доцентом Д. М. Макаревичем проводились работы по созданию опытных образцов передачи. Результаты соавторства отражены в совместных публикациях. Основные положения и результаты диссертации, выносимые на защиту, получены соискателем лично.

Апробация результатов кандидатской диссертации. Основные положения диссертационной работы и результаты исследований докладывались на 15 международных и республиканских научно-технических и научно-практических конференциях: «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии», Могилев (2009–2012 гг.); «Состояние, проблемы и перспективы автоматизации технической подготовки производства на промышленных предприятиях», Брянск (2009 г.); «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности», Могилев (2009–2012 гг.); «Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления», Гомель (2010 г., 2012 г.); «Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании», Брянск (2010 г.); «Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы», Могилев (2011 г.); Студенческой научно-технической конференции Белорусско-Российского университета, Могилев (2009 г., 2010 г.).

Опубликованность результатов кандидатской диссертации. Основные результаты диссертации опубликованы в 27 научных работах (4,8 авторских листа), в том числе в 7 статьях в изданиях, рекомендованных ВАК Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований; в 20 работах в сборниках научных трудов и в материалах научно-технических и научно-практических конференций. Новизна технических решений подтверждена 1 патентом на изобретение, 2 патентами на полезные модели и 3 решениями о выдаче патентов на изобретения Республики Беларусь.

Структура и объем кандидатской диссертации. Диссертация включает введение, общую характеристику работы, основную часть, состоящую из 4 глав, заключение, библиографический список (122 наименования, из них 33 – публикации соискателя) и приложения. Полный объем работы составляет 175 страниц. Диссертация содержит 18 страниц рисунков и таблиц (58 рисунков и 3 таблицы), 6 приложений – 54 страницы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** и **общей характеристике работы** обоснованы актуальность и перспективность темы диссертационного исследования, сформулированы цель и задачи, положения, выносимые на защиту, приведены сведения о личном вкладе соискателя, апробация и опубликованность результатов.

В **первой главе** выполнен обзор инженерных задач, требующих применения малогабаритных в радиальном направлении механических передач. К этим задачам относятся: создание механизмов для буровой техники, технологических приспособлений и устройств для передачи усилия в труднодоступные места, автомобильных дифференциалов. Наиболее подходящими механическими передачами для создания редукторных механизмов в этих условиях признаны передачи с промежуточными телами качения. Теоретические основы конструирования ППТК отражены в трудах Р. М. Игнатищева, А. Е. Беляева, М. Ф. Пашкевича, Ан И-Кана, Н. Р. Щербакова, а также в работах и патентах многих других исследователей. Проведенный анализ существующих конструкций передач с малыми радиальными габаритами от 80 до 140 мм (самые распространенные диаметры буровых труб) позволил установить, что наиболее подходящими передачами для решения рассмотренных инженерных задач являются цилиндрические кулачковые роликовые передачи с геометрическим замыканием роликов с кулачками. Определены основные недостатки большинства существующих конструкций передач-аналогов: невысокий КПД (около 0,6); высокий износ рабочих поверхностей, контактирующих с роликами, и отсутствие возможности его компенсации; не обеспечивается равномерность распределения нагрузки между телами качения; отсутствует возможность самоустановки роликов в беговых дорожках.

Во **второй главе** рассмотрен принцип работы исследуемой передачи. На рисунке 1, а показана конструкция ЦКРП, на рисунке 1, б – модель взаимодействия тел качения с основными звеньями зацепления (развертка на плоскость).

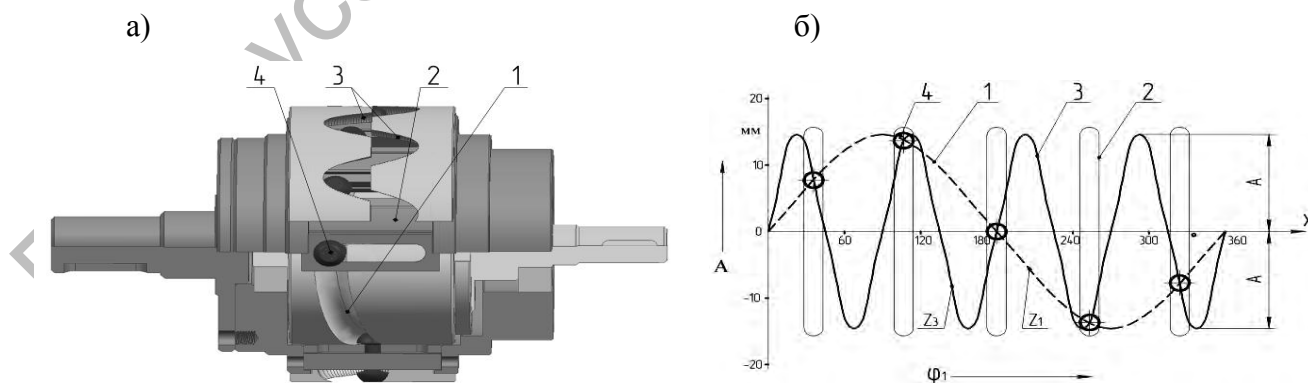


Рисунок 1 – Конструкция ЦКРП (а) и модель взаимодействия тел качения с основными звеньями зацепления (развертка на плоскость) (б)

При вращении ведущего вала с замкнутой беговой дорожкой 1 (см. рисунок 1, а) ролики 4 перемещаются вдоль пазов ведомого вала 2 и по замкнутой беговой дорожке, образованной двумя кулачками 3. Беговые дорожки 1 и 3 в развертке на плоскость (см. рисунок 1, б) могут быть представлены в виде синусоид 1 и 3, а точки 4 пересечения кривых соответствуют точкам расположения центров тел качения. При движении однопериодной синусоиды 1 (число периодов $Z_1 = 1$) относительно неподвижной многопериодной синусоиды 3 ($Z_3 = 4$), например, вправо, расстояние вдоль оси абсцисс между точками пересечения 4 одной группы остается неизменным, что позволяет ввести в конструкцию звено с пазами (сепаратор) – выходной вал 2. При этом рассматривается группа точек пересечения разноименных ветвей синусоид – восходящих и нисходящих, и наоборот. Перемещение кривых вдоль оси абсцисс в развертке на плоскость соответствует относительному повороту звеньев 1 и 3 в передаче (см. рисунок 1, а), причем кулачки 3 неподвижны (закреплены в корпусе), а звенья 1 и 2 вращаются с разными угловыми скоростями. Передаточное число постоянно (является целым числом), определяется как сумма чисел периодов периодических кривых: $Z_1 + Z_3$ и не зависит от радиальных размеров передачи.

Разработана конструкция ЦКРП, отличающаяся применением составных роликов с полусферической формой элементов, контактирующих с беговыми дорожками, и механизма выравнивания нагрузки по потокам. Повышение КПД достигается тем, что на каждом ступенчатом ролике 4 (рисунок 2) установлены цилиндрическая втулка 5 и втулка полусферической формы 6, контактирующие с ведомым валом 2 и кулачками 1, закрепленными на ведущем валу, соответственно, что приводит к частичной замене скольжения на качение [1, 2]. Полусферическая форма

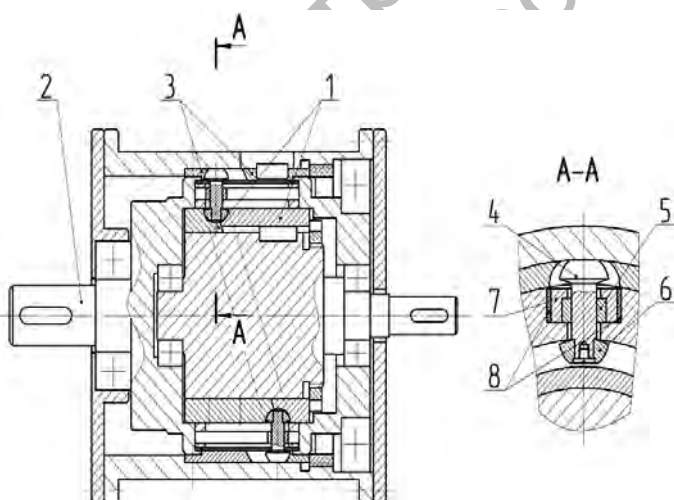


Рисунок 2 – Конструкция разработанной ЦКРП

концов ступенчатых роликов и втулок, контактирующих с кулачками, обеспечивает возможность самостановки роликов в беговых дорожках и увеличивает длину линии их контакта с кулачками, что приводит к снижению контактных напряжений [11, 13]. Вкладыши 7 связаны с ведомым валом 2 в окружном направлении посредством упругих компенсирующих элементов 8, которые под действием передаваемых усилий могут деформироваться, что дает возможность компенсировать погрешности изготовления и сборки деталей передачи и обеспечить равномерность распределения нагрузки между телами качения [6].

Для снижения потерь мощности на скольжение элементов составного ролика полусферической формы проведен кинематический анализ зацепления, в результате которого получена зависимость для определения скорости скольжения на линии контакта элементов составного ролика с кулачками [4]

$$v_{ски} = \frac{1}{\beta_{maxj} - \beta_{minj}} \cdot \int_{\beta_{minj}}^{\beta_{maxj}} \left(\omega_{4i} \cdot r_{4i} \cdot \cos(\beta_j) - \frac{\omega_i^*}{\cos(\alpha_{icp})} \cdot (R_{si} \pm r_{4i} \cdot \sin(\beta_j)) \right) d\beta_j, \quad (1)$$

где i – индекс принадлежности параметра звеньям передачи (1, 2 и 3 соответственно); ω_{4i} – угловая скорость вращения ступенчатого ролика или втулки полусферической формы, находящейся в контакте с i -м кулачком, рад/с; r_{4i} – радиус полусферической поверхности втулки или конца ступенчатого ролика, м; β_j – угол между осью абсцисс системы координат, связанной с центром сферы, являющейся образующей для полусферической поверхности втулки или ступенчатого ролика, и радиусом полусферической поверхности, проведенным к j -й точке на линии контакта АВ (рисунок 3), рад; ω_i^* – угловая скорость вращения кулачков относительно составного ролика, рад/с; α_{icp} – среднее значение углов подъема рабочих участков кривых синусоиды i -го кулачка, рад.

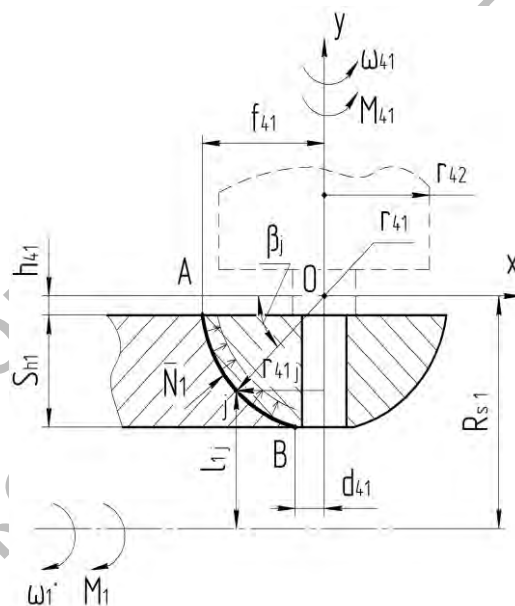


Рисунок 3 – Схема контакта втулки полусферической формы с беговой дорожкой

На основании формулы (1) построены графики зависимости скорости скольжения от радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 4).

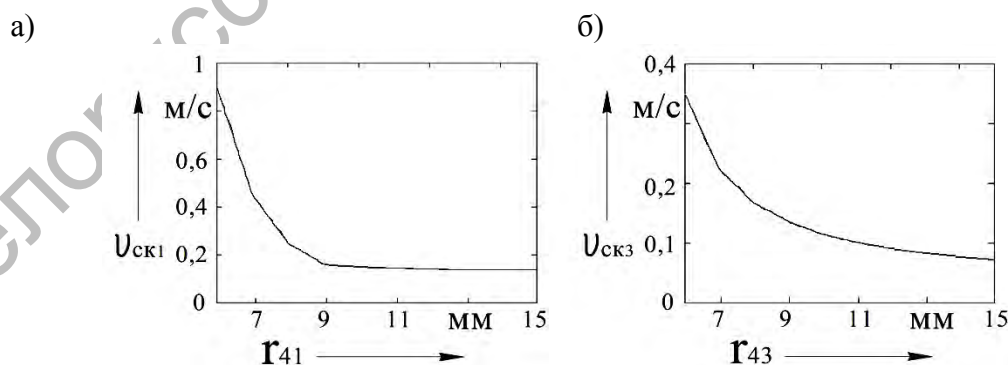


Рисунок 4 – Графики зависимости скорости скольжения от радиуса полусферической поверхности втулки полусферической формы (а) и ступенчатого ролика (б)

Установлено, что рациональные значения радиусов полусферических поверхностей элементов составных роликов, контактирующих с кулачками, следующие: для втулки полусферической формы – 9...15 мм; для ступенчатого ролика – 11...15 мм. Принимать радиус полусферической поверхности элементов составного ролика более 15 мм нецелесообразно вследствие ограничения, накладываемого областью применения ЦКРП на ее радиальные габариты.

Для исследования нагрузочной способности ЦКРП получены зависимости для расчета числа составных роликов, передающих нагрузку [7].

Минимальное число составных роликов $n_{\text{Пmin}}$, передающих нагрузку, определяется по формуле (2) с учетом неравенства (3):

$$n_{\text{Пmin}} = \sum_{k_p=0}^{u-1} n_{\text{pmin}}; \quad (2)$$

$$\left(k_p \cdot \frac{2 \cdot \pi}{u} \right) - \left[\frac{Z_3 \cdot \left(k_p \cdot \frac{2 \cdot \pi}{u} \right)}{\pi} \right] \cdot \frac{\pi}{Z_3} - \frac{\left(\frac{r_{43}}{\cos \alpha_{3\text{cp}}} + k_{\text{kor}} \right) - r_{43} \cdot \cos \alpha_{3\text{cp}}}{\text{tg} \alpha_{3\text{cp}} \cdot (R_{3\text{н}} - S_{\text{h3}})} \geq 0, \quad (3)$$

где u – передаточное число ЦКРП; k_p – порядковый номер составного ролика ($k_p = 0 \dots u-1$); n_{pmin} – коэффициент (равен 1, если выполняется неравенство (3), и равен 0, если неравенство не выполняется); k_{kor} – расстояние, принимаемое равным 1...3, служащее для повышения прочности выступов торцового профиля кулачка, закрепленного в корпусе, мм; S_{h3} – толщина кулачка, закрепленного в корпусе, м; $R_{3\text{н}}$ – радиус наружной цилиндрической поверхности кулачка, закрепленного в корпусе, м.

При решении неравенства (3) значение выражения, заключенного в квадратные скобки, округляется в сторону меньшего целого числа (полученное число показывает, сколько вершин и впадин торцового профиля кулачка, закрепленного в корпусе, пройдено k_p -м составным роликом).

Среднее за один оборот ведомого вала число составных роликов, передающих нагрузку, определяется по формуле

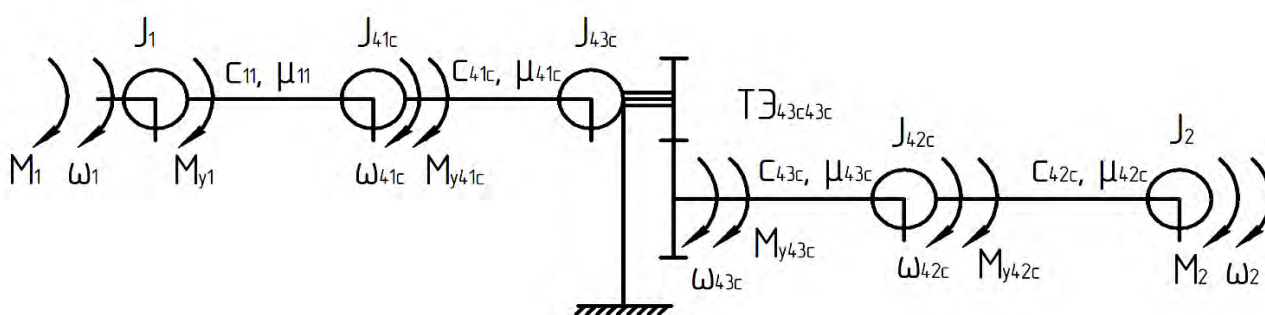
$$n_{\text{Пс}} = \left(1 - \frac{Z_3 \cdot \left(\frac{r_{43}}{\cos \alpha_{3\text{cp}}} + k_{\text{kor}} \right) - r_{43} \cdot \cos \alpha_{3\text{cp}}}{\pi \cdot \text{tg} \alpha_{3\text{cp}} \cdot ((R_{3\text{н}} - S_{\text{h3}}))} \right) \cdot u. \quad (4)$$

С помощью зависимостей (2)...(4) установлено, что для ЦКРП с передаточными числами свыше 6 увеличение радиуса полусферической поверхности сту-

пенчатого ролика приводит к уменьшению числа составных роликов, передающих нагрузку, причем с увеличением передаточного числа ЦКРП данное влияние усиливается. Для передаточных чисел от 7 до 12 величины радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика по своему влиянию на минимальное число составных роликов, передающих нагрузку, можно разделить на три диапазона: от 6 до 9 мм; от 9 до 13 мм; от 13 до 15 мм. Выявлено, что с учетом рассмотренных выше трех диапазонов величин радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика процент минимального числа составных роликов, передающих нагрузку, от их общего количества для ЦКРП с передаточными числами до 6 включительно – 64...68 %; с передаточными числами от 6 до 9 включительно – 33...66 %; с передаточными числами от 9 до 12 включительно – 16...50 %. ЦКРП с передаточными числами более 12 в рассматриваемых радиальных габаритах применять нецелесообразно вследствие значительного снижения нагрузочной способности передачи (из-за уменьшения числа передающих нагрузку роликов).

В результате силового анализа ЦКРП разработан алгоритм, учитывающий применение составных роликов и полусферическую форму их элементов, позволяющий определять КПД передачи, максимальные и средние за полный оборот ведомого вала силы, приходящиеся на один составной ролик. Вследствие полусферической формы элементов составного ролика часть реакции со стороны беговых дорожек направлена вдоль его оси вращения и приводит к увеличению сил трения. С точки зрения снижения указанных сил трения рациональная величина радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика – 9...15 мм.

Для обоснования типа упругих компенсирующих элементов, используемых в механизме выравнивания нагрузки по потокам, была составлена и проанализирована динамическая модель ЦКРП (рисунок 5).



- 1 – кулачки, закрепленные на ведущем валу; 41с – звено, состоящее из втулок полусферической формы; 43с – звено, состоящее из ступенчатых роликов; 42с – звено, состоящее из втулок цилиндрической формы; 2 – ведомый вал

Рисунок 5 – Схема динамической модели ЦКРП

Динамическая модель описывается следующей системой уравнений [6]:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{M_1 - M_{y1} - M_{д1}}{J_1}, \quad \frac{d\omega_{41c}}{dt} = \frac{M_{y1} - M_{y41c} + M_{д1} - M_{д41}}{J_{41c}}, \\ \frac{d\omega_{43c}}{dt} &= \frac{M_{y41c} - M_{y43c}/(u \cdot \eta) + M_{д41c} - M_{д43c}/(u \cdot \eta)}{J_{43c}}, \\ \frac{d\omega_{42c}}{dt} &= \frac{M_{y43c} - M_{y42c} + M_{д43c} - M_{д42c}}{J_{42c}}, \quad \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{-M_2 + M_{y42c} + M_{д42c}}{J_2}, \end{aligned} \quad (5)$$

где ω_{41c} , ω_{43c} , ω_{42c} – угловые скорости вращения соответствующих звеньев, рад/с; M_{y1} , M_{y41c} , M_{y43c} , M_{y42c} – крутящие моменты упругих элементов, Н·м; $M_{д1}$, $M_{д41c}$, $M_{д43c}$, $M_{д42c}$ – крутящие моменты диссипативных элементов, Н·м; J_{41c} , J_{43c} , J_{42c} – моменты инерции соответствующих звеньев, кг·м².

Компоненты уравнений (5) описываются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} \frac{dM_{y1}}{dt} &= c_{11} \cdot \left(\frac{\omega_1}{u} - \omega_{41c} \right); \quad \frac{dM_{y41c}}{dt} = c_{41c} \cdot (\omega_{41c} - \omega_{43c}); \quad \frac{dM_{y43c}}{dt} = c_{43c} \cdot (\omega_{43c} - \omega_{42c}); \\ \frac{dM_{y42c}}{dt} &= c_{42c} \cdot (\omega_{42c} - \omega_2); \quad M_{д1} = \mu_{11} \cdot \left(\frac{\omega_1}{u} - \omega_{41c} \right); \quad M_{д41c} = \mu_{41c} \cdot (\omega_{41c} - \omega_{43c}); \\ M_{д43c} &= \mu_{43c} \cdot (\omega_{43c} - \omega_{42c}); \quad M_{д42c} = \mu_{42c} \cdot (\omega_{42c} - \omega_2), \end{aligned} \quad (6)$$

где c_{11} , c_{41c} , c_{43c} , c_{42c} – угловые жесткости соответствующих упругих элементов, Н·м/рад; μ_{11} , μ_{41c} , μ_{43c} , μ_{42c} – коэффициенты сопротивления соответствующих диссипативных элементов, Н·м с/рад.

На основе численного решения системы уравнений (5)...(6) в программе MathCAD и анализа полученных результатов выявлено, что применение стальных упругих компенсирующих элементов с линейной жесткостью от $150 \cdot 10^3$ до $450 \cdot 10^3$ Н/м в механизме выравнивания нагрузки по потокам обеспечивает наименьшее отклонение крутящих моментов упругих элементов при переходном процессе от их значений в установившемся режиме работы передачи при минимальном времени переходного процесса.

В третьей главе в результате прочностного анализа получены зависимости, позволяющие выполнять проверку по контактным напряжениям элементов составных роликов и кулачков, образующих беговые дорожки, и по напряжениям изгиба выступы кулачков, закрепленных в корпусе [19].

Максимальные напряжения в зоне контакта элементов составного ролика и беговых дорожек определяются по формуле

$$\sigma_{Hmaxi} = 0,564 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{N_i \cdot E_1 \cdot E_2}{r_{4i}^2 \cdot \arcsin(S_{hi}/r_{4i}) \cdot ((1 - \mu_1^2) \cdot E_2 + (1 - \mu_2^2) \cdot E_1)}} \leq [\sigma_{Hi}], \quad (7)$$

где N_i – реакция на составной ролик со стороны кулачков, Н; E_1, E_2 – модули упругости материала контактирующих деталей, Па; S_{hi} – толщина соответствующего кулачка, м; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материала контактирующих деталей; $[\sigma_{Hi}]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Максимальные напряжения изгиба для выступов кулачков, закрепленных в корпусе передачи, определяются по формуле

$$\sigma_{F3} = \left(\frac{6 \cdot N_{3x} \cdot l_{3B} - N_{3y} \cdot b_{3B}}{S_{h3} \cdot b_{3B}^2} \right) \cdot 10^{-6} \leq [\sigma_F], \quad (8)$$

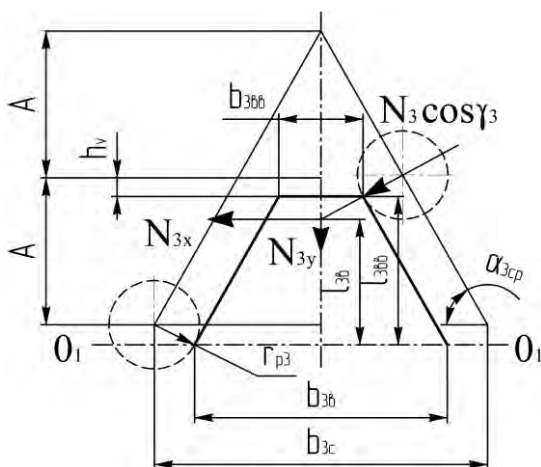


Рисунок 6 – Схема для расчета выступов кулачка, закрепленного в корпусе, по напряжениям изгиба

где N_{3x}, N_{3y} – проекции реакции на кулачок, закрепленный в корпусе, со стороны составного ролика, Н; l_{3B} – расстояние от точки приложения силы на оси симметрии выступа кулачка до опасного сечения (обозначено на рисунке 6 как $O_1 \dots O_1$), м; b_{3B} – ширина выступа кулачка в опасном сечении, м; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Анализ контактных напряжений для элементов составного ролика и напряжений изгиба для выступов кулачка, закрепленного в корпусе, методом конечных элементов подтвердил адекватность полученных теоретических зависимостей.

Расхождение между величинами контактных напряжений и напряжений изгиба, определенных с помощью теоретических зависимостей и метода конечных элементов, не превысило 5 % (рисунки 7 и 8).

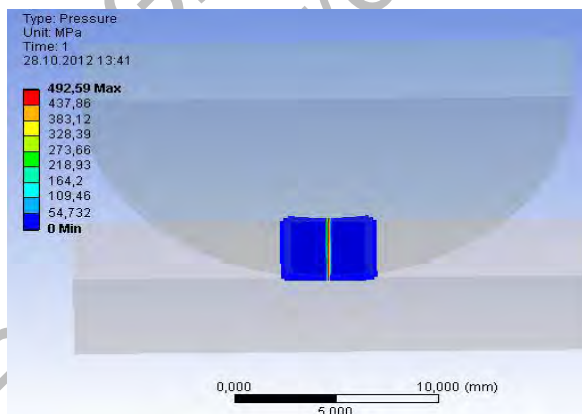


Рисунок 7 – Распределение контактно-го давления при взаимодействии ступенчатого ролика и кулачка

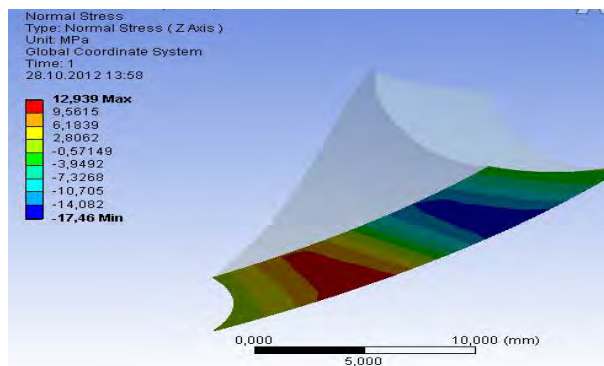
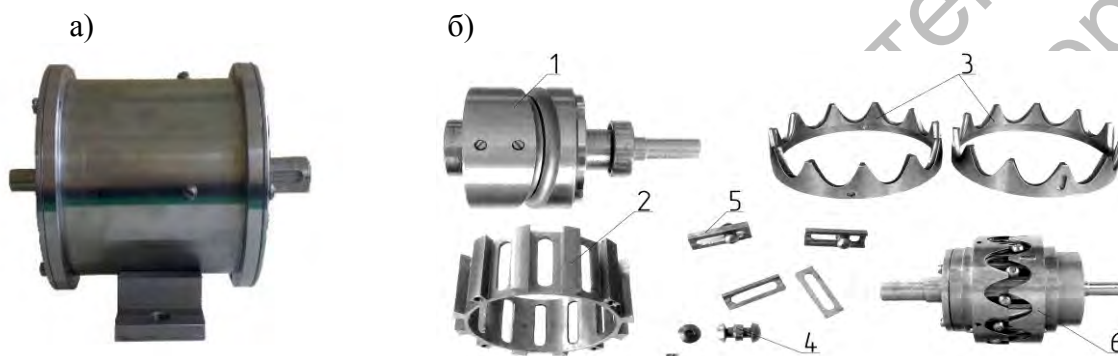


Рисунок 8 – Нормальные напряжения, действующие в опасном сечении выступа кулачка, закрепленного в корпусе

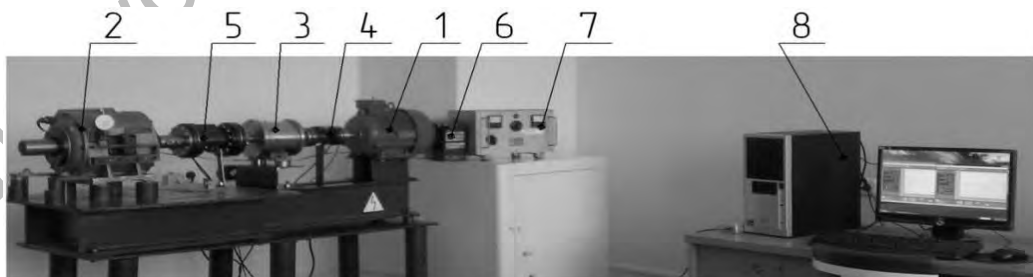
На основании проведенных теоретических исследований разработана методика расчета геометрических параметров ЦКРП, которая в дальнейшем была автоматизирована на языке Java [22, 34]. Сравнительный анализ результатов расчетов ЦКРП и зубчатой планетарной трехсателлитной передачи (по схеме 2К-Н) позволил установить, что при передаваемых крутящих моментах в диапазоне от 40 до 100 Н·м наружный диаметр ЦКРП на 18...23 % меньше, чем у планетарной зубчатой передачи [19] при одинаковых условиях нагружения, диаметрах корпуса механизма до 140 мм и передаточных числах от 4 до 8.

В четвертой главе содержится описание оборудования, методики и результатов испытаний ЦКРП. Опытный образец редуктора с ЦКРП ($u = 12$, $r_{4i} = 12$ мм) представлен на рисунке 9.



1 – кулачки на ведущем валу; 2 – ведомый вал; 3 – кулачки, закрепляемые в корпусе; 4 – составные ролики; 5 – вкладыши с составными роликами; 6 – зацепление ЦКРП в сборе
Рисунок 9 – Опытный образец редуктора с ЦКРП (а) и его основные детали (б)

Для экспериментального обоснования типа упругих компенсирующих элементов, используемых в механизме выравнивания нагрузки по потокам, проведен трехфакторный эксперимент. С помощью стенда для испытаний соосных редукторов (рисунок 10) определялся КПД передачи с варьированием следующих факторов: типа упругих компенсирующих элементов; частоты вращения ведущего вала; крутящего момента на ведомом валу.



1 – асинхронный электродвигатель; 2 – порошковый тормоз; 3 – испытываемый редуктор; 4, 5 – датчики крутящего момента и частоты вращения; 6 – частотный преобразователь; 7 – регулятор тормозного крутящего момента; 8 – ПЭВМ

Рисунок 10 – Стенд для испытаний соосных редукторов

На основе результатов экспериментальных исследований было получено уравнение регрессии

$$y = 0,8 + 0,032x_1 + 0,021x_2 + 0,141x_3 - 0,023x_1x_3 - 0,005x_2x_3 - 0,054x_1^2 - 0,01x_2^2 - 0,138x_3^2, \quad (9)$$

где x_1 , x_2 , x_3 – кодированные значения факторов – тип упругого компенсирующего элемента, частота вращения ведущего вала, крутящий момент на ведомом валу соответственно.

Анализ уравнения регрессии (9) позволил установить оптимальные режимы нагружения ЦКРП по критерию максимально возможного КПД, которые были подтверждены экспериментально. Выявлено, что максимального КПД (0,83) опытный образец редуктора с ЦКРП достигает с использованием стальных (сталь 65Г) пластин в качестве упругих компенсирующих элементов при частоте вращения ведущего вала 1500 мин^{-1} и моменте на ведомом валу $92 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

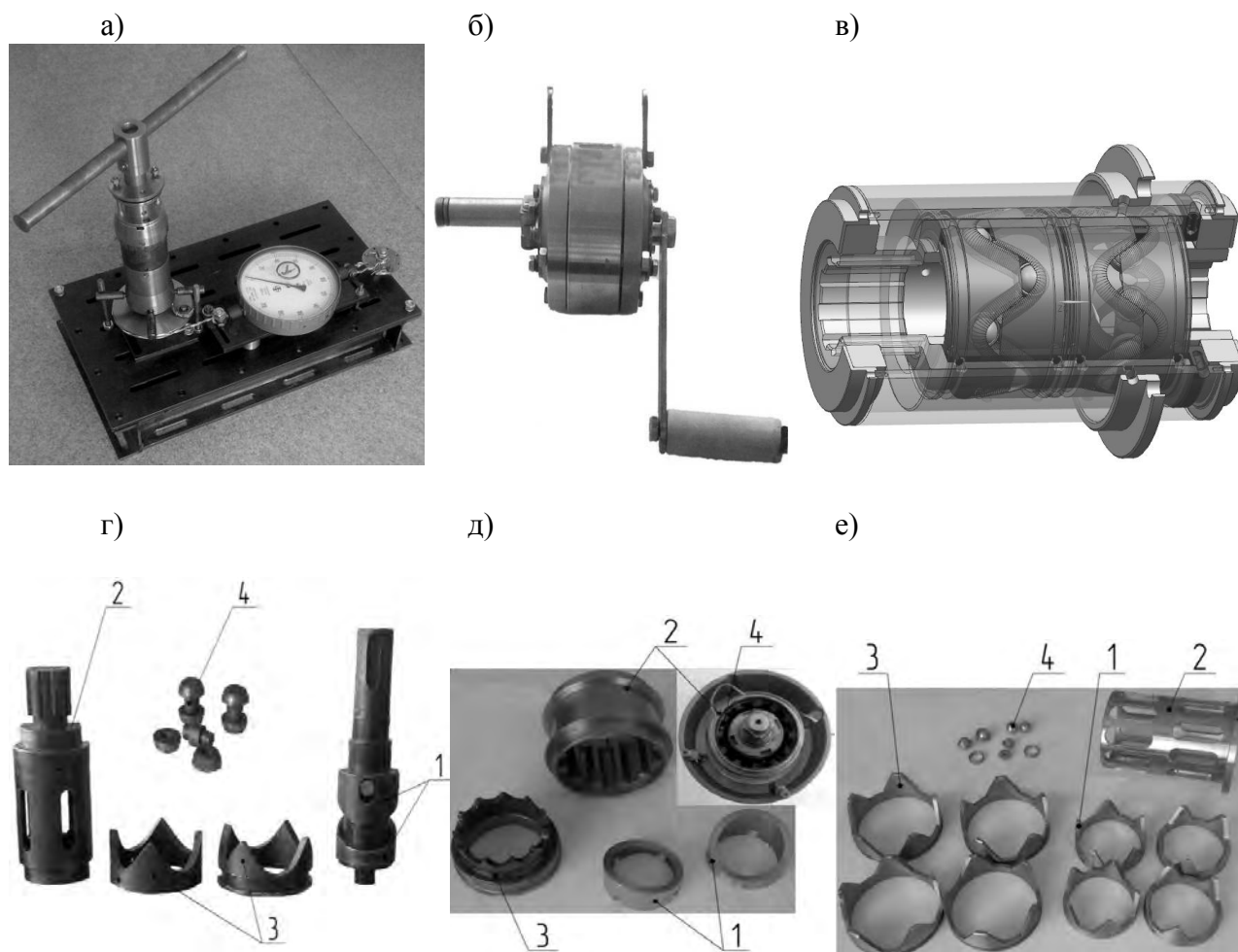
Измерение КПД кулачковых передач цилиндрического типа с шариками и цельными роликами в качестве промежуточных тел качения при аналогичных исходных данных показало, что максимальный КПД в первом случае составил 0,64, во втором – 0,76, т. е. в результате совершенствования конструкции ЦКРП было достигнуто повышение КПД на 19 и 7 % соответственно.

Для оценки повышения нагрузочной способности разработанной ЦКРП проведено испытание опытного образца редуктора с применением механизма выравнивания нагрузки по потокам и без него. Установлено, что при использовании механизма выравнивания нагрузки по потокам (со стальными (сталь 65Г) пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов) нагрузочная способность опытного образца редуктора с ЦКРП увеличивается в 1,35 раза.

На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработаны: ключ с усилителем крутящего момента (рисунок 11, а), который, в частности, может быть использован для перезатяжки резьбовых соединений, крепящих головки цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3; подъемно-тяговое устройство со встроенной ЦКРП (рисунок 11, б); двухрядная конструкция автомобильного дифференциала (рисунок 11, в); опытные образцы редукторов. На рисунке 11, а также представлен стенд, разработанный для определения создаваемого ключом крутящего момента. В ходе испытаний было установлено, что ключ может развивать момент на ведомом валу до $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Получен акт промышленной апробации в локомотивном депо (г. Могилев) ключа с усилителем крутящего момента, подтвердивший обеспечение необходимого момента срыва резьбы ($2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

Производственные испытания подъемно-тягового устройства показали, что оно обеспечивает требуемую грузоподъемность 200 кг . Годовой экономический эффект от внедрения разработанного подъемно-тягового устройства в

ЗАО «Строительное управление – 157» (г. Борисов) составил 466 тыс. р. (на единицу продукции в ценах 2012 г.). Редуктор роликовый РР-104-5 внедрен на ОАО «Инструментальный завод Сибсельмаш» (г. Новосибирск, РФ) в составе привода конвейера для птицефабрик (на основе переданной документации выпущено три редуктора).



1, 3 – кулачки; 2 – ведомый вал (сепаратор); 4 – составные ролики

Рисунок 11 – Ключ с усилителем крутящего момента (а) и детали его ЦКРП (г), подъемно-тяговое устройство (б) и детали его ЦКРП (д), модель двухрядного автомобильного дифференциала (в) и его детали (е)

На ОАО «Могилевский завод «Строммашина» передан автоматизированный алгоритм проектирования ЦКРП, дающий возможность проектировать редукторные механизмы со сниженными на 12...15 % массогабаритными показателями по сравнению с применением зубчатой планетарной передачи, что снизит материалоемкость выпускаемых редукторных механизмов. На филиал ОАО БелАЗ – «Могилевский автомобильный завод им. С. М. Кирова» передан комплект документации на двухрядный межколесный дифференциал с составными роликами (включая комплект чертежей дифференциала, методику расчета его геометрических параметров и программу для расчета

дифференциала на ЭВМ), который позволяет изготавливать автомобильные дифференциалы с диаметром корпуса на 16...20 % меньше по сравнению с зубчатыми коническими дифференциалами, что повысит проходимость выпускаемых транспортных средств. Результаты исследований внедрены в учебный процесс Белорусско-Российского университета.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Разработана конструкция ЦКРП, отличающаяся использованием составных роликов с полусферической формой элементов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, обеспечивающая повышение КПД и нагрузочной способности [2, 3, 6, 9, 11, 14, 15, 17, 18, 20, 29, 30–33]. Экспериментально подтверждено, что применение составных роликов с полусферической формой элементов позволило увеличить КПД передачи на 19 и 7 % соответственно по сравнению с использованием в качестве промежуточных тел качения шариков и цельных роликов, а механизм выравнивания нагрузки по потокам (со стальными (сталь 65Г) пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов) повысил нагрузочную способность в 1,35 раза [5, 25, 13].

2. Получены зависимости для расчета минимального и среднего за один оборот ведомого вала числа составных роликов, передающих нагрузку, учитывающие значение передаточного числа, диаметр наружной цилиндрической поверхности кулачков, закрепленных в корпусе, и радиус полусферической поверхности ступенчатого ролика [7]. Установлено, что процент минимального числа составных роликов, передающих нагрузку, от их общего количества – 64...68 % (при передаточных числах $u \leq 6$); 33...66 % ($u = 6...9$); 16...50 % ($u = 9...12$) [16].

3. Определены рациональные геометрические параметры составных роликов. Установлено, что для ЦКРП с диаметрами наружной цилиндрической поверхности кулачков, закрепленных в корпусе, от 80 до 140 мм рациональные значения (по критериям максимальных КПД и нагрузочной способности ЦКРП) радиусов полусферических поверхностей элементов составного ролика следующие: для втулки, контактирующей с кулачками, закрепленными на ведущем валу, – 9...15 мм; для ступенчатого ролика, контактирующего с кулачками, закрепленными в корпусе, при передаточных числах до 6 включительно – 11...15 мм, при передаточных числах от 7 до 12 – 11...13 мм. Для повышения КПД передачи необходимо принимать из указанных диапазонов максимальные значения [1, 4, 19, 21].

4. На основе динамической модели ЦКРП, учитывающей наличие составных роликов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, выявлено, что

применение стальных упругих компенсирующих элементов с линейной жесткостью от $150 \cdot 10^3$ до $450 \cdot 10^3$ Н/м обеспечивает наименьшее отклонение крутящих моментов упругих элементов при переходном процессе от их значений в установившемся режиме работы передачи при минимальном времени переходного процесса [6]. Анализ результатов испытаний опытного образца редуктора с ЦКРП и уравнения регрессии показал, что максимального КПД исследуемая передача достигает при использовании стальных (сталь 65Г) пластин в качестве упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам [5].

5. Разработана методика проектного и проверочного расчетов исследуемой передачи, учитывающая применение составных роликов с полусферической формой элементов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, позволяющая проектировать редукторные механизмы со сниженными на 12...15 % массогабаритными показателями по сравнению с использованием зубчатой планетарной передачи, что обеспечивает уменьшение материалоемкости редукторных механизмов, и автомобильные дифференциалы с диаметром корпуса на 16...20 % меньше по сравнению с зубчатыми коническими дифференциалами, что дает возможность повысить проходимость транспортных средств. На основе данной методики были спроектированы и изготовлены опытный образец редуктора для привода конвейера птицефабрик, ключ с усилителем крутящего момента, подъемно-тяговое устройство, разработана конструкция двухрядного автомобильного дифференциала [8, 10, 22, 23, 27, 28].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований получили практическую реализацию в виде разработки ключа с усилителем крутящего момента, подъемно-тягового устройства со встроенной ЦКРП и редуктора для привода конвейера [8, 12, 18, 27, 28]. Годовой экономический эффект от внедрения разработанного подъемно-тягового устройства составил 466 тыс. р. (на единицу продукции в ценах 2012 г.).

Разработанная и автоматизированная методика расчета ЦКРП и предложенные конструкции механизмов могут быть использованы различными предприятиями, занимающимися проектированием и производством редукторов, буровой техники, средств механизации (ключей, лебедок и др.), на предприятиях по производству автомобильной техники при проектировании дифференциалов транспортных средств [10, 22, 24, 26, 34].

Результаты проведенных исследований внедрены в учебный процесс Белорусско-Российского университета.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В научных изданиях, рекомендованных ВАК Беларуси, и в рецензируемых зарубежных изданиях:

1. Лустенков, М. Е. Определение потерь мощности в нагруженном контакте «тело качения – поверхность» / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2 (23). – С. 107–114.

2. Лустенков, М. Е. Структурные резервы повышения КПД передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2010. – № 3 (42). – С. 18–24.

3. Лустенков, М. Е. Структурный анализ передач с промежуточными телами качения и конструктивные возможности повышения их КПД / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников, С. Д. Макаревич // Вестн. Полоцкого гос. ун-та. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2010. – № 8. – С. 33–38.

4. Прудников, А. П. Кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4 (29). – С. 90–97.

5. Лустенков, М. Е. Испытания передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – №5. – С. 32–33.

6. Прудников, А. П. Анализ динамической модели роликовой планетарной передачи с составными сателлитами / А. П. Прудников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4 (33). – С. 70–80.

7. Сазонов, И. С. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – №. 1. – С. 74–83.

Статьи и доклады в сборниках научных трудов и в материалах конференций:

8. Лустенков, М. Е. Механизм для демонтажа и сборки резьбовых соединений / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 150.

9. Прудников, А. П. Проектирование планетарных шариковых передач с различными профилями беговых дорожек / А. П. Прудников // 45-я студ. науч.-техн. конф. : материалы конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во

образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Беларус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 177.

10. Лустенков, М. Е. Автоматизация расчета редукторного узла ручной лебедки / М. Е. Лустенков, Т. Ю. Орлова, А. П. Прудников // Состояние, проблемы и перспективы автоматизации технической подготовки производства на промышленных предприятиях : материалы Междунар. науч.-практ. конф. / Под ред. В. И. Аверченкова. – Брянск : БГТУ, 2009. – С. 69.

11. Лустенков, М. Е. Проектирование планетарных шариковых передач с различными профилями пазов на ведомом валу / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Беларус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 40.

12. Прудников, А. П. Проектирование двухскоростных планетарных передач с телами качения / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 3 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Беларус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2010. – С. 134.

13. Прудников, А. П. Испытания передач с промежуточными телами качения / А. П. Прудников // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы X Междунар. межвуз. научн.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Гомель, 29–30 апр. 2010 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – С. 27–30.

14. Прудников, А. П. Определение рациональной геометрии планетарных шариковых передач в среде Unigraphics NX7 / А. П. Прудников, Л. Л. Сморгович, И. Ю. Хадкевич // 46-я студенческая науч.-техн. конф. Белорусско-Российского университета : материалы конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Беларус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2010. – С. 173.

15. Прудников, А. П. Планетарные роликовые передачи со сборной конструкцией ведомого вала / А. П. Прудников // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Беларус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]. –

Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – С. 45.

16. Лустенков, М. Е. Коэффициент перекрытия роликовых планетарных передач / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // *Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – Ч. 1. – С. 137.

17. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи с наружным кулачком двухстороннего контакта / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // *Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании : материалы Междунар. науч.-практ. конф. [Текст] + [Электронный ресурс] / Под ред. И. А. Лагерева*. – Брянск : БГТУ, 2010. – С. 21–22. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

18. Лустенков, М. Е. Передача с промежуточными телами качения с квазивинтовой формой беговых дорожек / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // *Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы : материалы Междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – С. 48–49.

19. Прудников, А. П. Исследование прочности деталей роликовой планетарной передачи / А. П. Прудников // *Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – С. 63.

20. Лустенков, М. Е. Анализ кинематических схем редукторов для перемешивателя бурового раствора / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // *Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. / Под ред. В. С. Богданова*. – Белгород : Белгородский гос. технолог. ун-т им. В. Г. Шухова, 2011. – С. 173–179.

21. Прудников, А. П. Оптимизация геометрических параметров профиля беговых дорожек роликовой планетарной передачи / А. П. Прудников // *Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы : материалы Междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – С. 74–76.

22. Сазонов, И. С. Разработка и автоматизация алгоритма расчета роликовой планетарной передачи / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // *Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилев. обл. исполн. ком., Нац. акад. наук Респ. Беларусь, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – Ч. 1. – С. 95.

23. Прудников, А. П. Разработка автотракторного дифференциала повышенного трения на базе передачи с промежуточными телами качения / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // *Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы XII Междунар. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и молодых ученых, Гомель, 26–27 апр. 2012 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого*. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – С. 59–61.

24. Лустенков, М. Е. Конструкции автотракторных дифференциалов повышенного трения / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // *Современные научно-технические и инновационные проблемы транспорта : VI Междунар. научн.-техн. конф., Ульяновск, 18–19 окт. 2012 г. : сб. науч. тр. / УлГТУ ; редкол. : И.Ф. Дьяков [и др.]*. – Ульяновск : УлГТУ, 2012. – С. 52–56.

25. Прудников, А. П. Повышение КПД и нагрузочной способности цилиндрической кулачковой роликовой передачи с малыми радиальными габаритами / А. П. Прудников // *Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – С. 4–7.

26. Прудников, А. П. Определение оптимальных геометрических параметров дифференциала повышенного трения на базе цилиндрической кулачковой роликовой передачи / А. П. Прудников // *Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов [и др.]*. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – С. 49.

27. Лустенков, М. Е. Грузоподъемный механизм со встроенной передачей с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // *Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: межвуз. сб. ст.* – Белгород : Белгородский гос. технолог. ун-т им. В. Г. Шухова, 2012. – С. 235–239.

Патенты:

28. Приспособление для демонтажа и сборки резьбовых соединений : пат. 6123U Респ. Беларусь, МПК (2009) F 16 Н 25 / 00 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № u 20090806 ; заявл. 01.10.09 ; опубл. 30.04.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 2. – 3 с.

29. Роликовый редуктор : пат. 7885U Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 25 / 00 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № u 20110473 ; заявл. 13.06.11 ; опубл. 30.12.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 6. – 3 с.

30. Роликовый редуктор : пат. 16378С1 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20101071 ; заявл. 13.07.10 ; опубл. 30.10.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 5. – 3 с.

Решения о выдаче патентов на изобретения:

31. Роликовый редуктор : пат. Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16 Н 13 / 08, F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20101592 ; заявл. 11.08.10 ; решение о выдаче патента на изобретение от 15.11.12.

32. Шариковый редуктор : пат. Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16 Н 13 / 08, F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20110685 ; заявл. 18.05.11 ; решение о выдаче патента на изобретение от 28.01.13.

33. Редуктор для забойных двигателей : пат. Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 21 В 4 / 00, F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20110686 ; заявл. 18.05.11 ; решение о выдаче патента на изобретение от 18.02.13.

Компьютерные программы:

34. Расчет ЦКРП : свидетельство о регистрации № 471, Респ. Беларусь / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № С20120093 ; заявл. 17.12.12 ; дата регистр. 21.02.13 // Нац. центр интеллектуальной собственности Респ. Беларусь. – 2013. – 40 с.

РЭЗІЮМЭ

Пруднікаў Аляксандр Пятровіч

Абгрунтаванне канструкцыі і параметраў цыліндрычнай кулачковай ролікавай перадачы для працы ва ўмовах абмежаваных дыяметральных памераў

Ключавыя словы: прамежжавыя цэла качэння, каэфіцыент карыснага дзеяння, нагрузачная здольнасць, радыяльныя габарыты.

Мэта працы: тэарэтычнае і эксперыментальнае абгрунтаванне параметраў цыліндрычнай кулачковай ролікавай перадачы, якая працуе ва ўмовах абмежаваных дыяметральных памераў, згодна з якімі забяспечваецца павышэнне каэфіцыента карыснага дзеяння і нагрузачнай здольнасці перадачы.

Метады даследавання: разлікова-эксперыментальныя, заснаваныя на метадах тэарэтычнай механікі, планавання эксперыменту і метадзе канчатковых элементаў з выкарыстаннем ЭВМ.

Апаратура. Датчыкі моманту кручэння і частаты кручэння: М20С-50 і М20С-500; мікраметр МК 25; індыкатар ДПУ-002-2.

Атрыманыя вынікі і іх навізна. Ужыванне састаўных ролікаў з паўсферычнай формай элементаў дазволіла павялічыць каэфіцыент карыснага дзеяння перадачы ў параўнанні з выкарыстаннем шарыкаў і суцэльных ролікаў на 19 і 7 % адпаведна, ужыванне механізма выраўноўвання нагрузкі па патоках са стальнымі (сталь 65Г) пласцінамі ў якасці пругкіх элементаў кампенсацыі павялічала нагрузачную здольнасць перадачы ў 1,35 разы. Устаноўлены рацыянальныя значэнні радыусаў паўсферычных паверхняў элементаў састаўнога роліка. Распрацавана методика разліку цыліндрычнай кулачковай ролікавай перадачы.

Ступень выкарыстання. Пад'ёмна-цягавая прылада грузападымальнасцю 200 кг укаранёна ў ЗАТ «Будаўнічае ўпраўленне - 157», г. Барысаў. Рэдуктар ролікавы РР-104-5 укаранёны на ААТ «Інструментальны завод Сібсельмаш» у складзе прывада канвеера для птушкафабрык. На ААТ «Магілёўскі завод «Строммашына» перададзены аўтаматызаваны алгарытм праектавання цыліндрычнай кулачковай ролікавай перадачы. На філіял ААТ БелАЗ – «Магілёўскі аўтамабільны завод імя С.М. Кірава» перададзены камплект дакументацыі на двухрадковы межкалесны дыферэнцыял з састаўнымі ролікамі. Вынікі даследаванняў укаранёны ў навучальны працэс ДУ ВПА «Беларуска-Расійскі ўніверсітэт».

Галіна прымянення: рэдуктары, ключы з узмацняльнікам моманту кручэння, лябёдка, аўтамабільныя дыферэнцыялы, буравая тэхніка.

РЕЗЮМЕ

Прудников Александр Петрович

Обоснование конструкции и параметров цилиндрической кулачковой роликовой передачи для работы в условиях ограниченных диаметральных размеров

Ключевые слова: промежуточные тела качения, коэффициент полезного действия, нагрузочная способность, радиальные габариты.

Цель работы: теоретическое и экспериментальное обоснование параметров цилиндрической кулачковой роликовой передачи, работающей в условиях ограниченных диаметральных размеров, обеспечивающих повышение коэффициента полезного действия и нагрузочной способности передачи.

Методы исследования: расчетно-экспериментальные, основанные на методах теоретической механики, планирования эксперимента и методе конечных элементов с использованием ЭВМ.

Аппаратура. Датчики крутящего момента и частоты вращения: М20С-50 и М20С-500; микрометр МК 25; индикатор ДПУ-002-2.

Полученные результаты и их новизна. Применение составных роликов с полусферической формой элементов позволило увеличить коэффициент полезного действия передачи по сравнению с использованием шариков и цельных роликов на 19 и 7 % соответственно, применение механизма выравнивания нагрузки по потокам со стальными (сталь 65Г) пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов повысило нагрузочную способность передачи в 1,35 раза. Установлены рациональные значения радиусов полусферических поверхностей элементов составного ролика. Разработана методика расчета цилиндрической кулачковой роликовой передачи.

Степень использования. Подъемно-тяговое устройство грузоподъемностью 200 кг внедрено в ЗАО «Строительное управление – 157» г. Борисов. Редуктор роликовый РР-104-5 внедрен на ОАО «Инструментальный завод Сибсельмаш» в составе привода конвейера для птицефабрик. На ОАО «Могилевский завод «Строммашина» передан автоматизированный алгоритм проектирования цилиндрической кулачковой роликовой передачи. На филиал ОАО БелАЗ – «Могилевский автомобильный завод им. С. М. Кирова» передан комплект документации на двухрядный межколесный дифференциал с составными роликами. Результаты исследований внедрены в учебный процесс ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет».

Область применения: редукторы, ключи с усилителем крутящего момента, лебедки, автомобильные дифференциалы, буровая техника.

SUMMARY

Prudnikov Alexander Petrovich

Substantiation of design and parameters of the cylindrical roller cam transmission for operation under conditions of limited diametral dimensions

Keywords: intermediate rolling bodies, efficiency, load capacity, radial dimensions.

Research objective: theoretical and experimental study of parameters of the cylindrical roller cam transmission, operating under conditions of limited diametral dimensions, that increase efficiency and load capacity of the transmission.

Research methods: computational and experimental methods based on computer-based methods of theoretical mechanics, the experimental design method and the finite element method.

Equipment. Torque sensors and rotation frequency sensors: M20C-50 and M20C-500; micrometer MK 25; indicator DPU-002-2.

Results obtained and their novelty. The application of compound rollers with the hemispherical elements has resulted in increased efficiency of the transmission as compared to the use of balls and solid rollers by 19 and 7 % respectively, the application a mechanism for load equalization on paths with steel (steel 65G) plates being used as elastic compensating elements has resulted in increased the load capacity by 1.35 times. Rational values of radiuses of hemispherical surfaces of compound roller elements are defined. The calculation methods of the cylindrical roller cam transmission are developed.

Extent of use. The hoist and towing device with load-lifting capacity of 200 kg is introduced at the JSC «Building Department – 157», Borisov. The roller reducer PP-104-5 is introduced at JSC «Tool Production Plant Sibselmash» as part of a conveyor drive for poultry factories. An automated algorithm for the design of the cylindrical roller cam transmission is given to the JSC «Mogilev Plant «Strommashina». A set of documents for a double cross-axle differential with compound rollers is given to the branch of JSC BelAZ – «Mogilev Automobile Plant named after S. M. Kirov». The research results are implemented in the educational process of the State Institution of Higher Professional Education «Belarusian-Russian University».

Field of application: reducers, torque amplifier wrenches, winches, automobile differentials, drilling equipment.

ПРУДНИКОВ
Александр Петрович

**ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КУЛАЧКОВОЙ РОЛИКОВОЙ
ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННЫХ
ДИАМЕТРАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

Подписано в печать 24.04.2013. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,5. Тираж 110 экз. Заказ № 324.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.