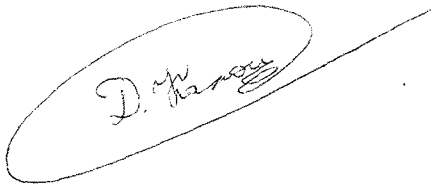


05.02.02

K17

На правах рукописи



КАЛАШНИКОВ Денис Борисович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛОСКОКОЛЕСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ  
В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы  
приводов и детали машин»

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск 2007

СЛУЖБА ДЕЛОПРОИЗВОДСТВА
Южно-Уральский государственный
университет
Вх. № 13-16-5186
09 ОКТ 2007

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
Лопатин Борис Александрович.

Официальные оппоненты: заслуженный деятель науки Российской Федерации, доктор технических наук, профессор  
Беляев Арнольд Ефреимович;  
кандидат технических наук, доцент  
Ратманов Эдуард Владимирович.

Ведущая организация: ОАО «Комбинат «Магnezит» (г. Сатка).

Защита состоится «12» ноября 2007 г. в 15.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.103.01 при ГОУ ВПО «Курганский государственный университет» по адресу: 640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25, КГУ.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Курганский государственный университет».

Автореферат разослан «5» октября 2007 г. и размещен на официальном сайте ГОУ ВПО «Курганский государственный университет» <http://www.kgsu.ru>.

Учёный секретарь  
диссертационного совета



Дрововозов Г.П.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность проблемы**

Качество современных машин в значительной степени определяется качеством применяемых в них зубчатых механизмов. Поэтому улучшение качественных показателей существующих и создание новых зубчатых механизмов с улучшенными свойствами является актуальной задачей машиностроения.

Объектом исследования настоящей работы являются плоскокошесные зубчатые передачи, образуемые из цилиндрической эвольвентной шестерни и плоского неэвольвентного колеса, нарезанного долбяком.

Достоинством таких передач являются, прежде всего, их широкие компоновочные возможности, благодаря которым они нашли применение в трансмиссиях вертолетов, приводах и цепях обкатки станков, механизмах приборов, дифференциалах автомобилей и других механизмах. Одним из основных преимуществ плоскокошесных передач является возможность получения таких компоновочных схем приводов, которые не могут быть реализованы с помощью традиционных передач. Плоскокошесные зубчатые передачи с успехом применяются в легкой промышленности, станкостроении, авиационной технике.

Однако геометро-кинематические и нагрузочные возможности таких передач исследованы недостаточно, что сдерживает их дальнейшее применение. При заданных требованиях к габаритам механизма спроектировать работоспособную плоскокошесную передачу при традиционном методе проектирования часто оказывается просто невозможным из-за недостаточной ширины зубчатых венцов, которая ограничивается подрезанием зубьев по внутреннему диаметру колеса и их заострением по его наружному диаметру.

В связи с этим разработка новых и совершенствование существующих методов проектирования плоскокошесных передач, а так же исследование их геометро-кинематических и нагрузочных возможностей способствует значительно расширению области применения указанных передач.

Поэтому тема диссертационной работы является **актуальной**.

Работа выполнялась в рамках госбюджетной темы Министерства образования РФ "Теоретические основы моделирования взаимосвязей качественных показателей неэвольвентных зубчатых зацеплений в предельной области существования" (2004 – 2005 г.), а также программы "Планетарий" Росавиакосмоса.

**Цель диссертационной работы** – повышение качества плоскокошесных зубчатых передач на основе их проектирования и комплексного исследования геометро-кинематических и нагрузочных показателей зацепления в обобщающих параметрах с применением современных компьютерных технологий.

### **Основные задачи работы**

1. Обосновать применение метода проектирования в обобщающих параметрах для расчета и исследования плоскокошесных зубчатых передач.
2. Определить рациональную часть обобщенной области существования зацепления.
3. Исследовать влияние обобщающих параметров на геометро-кинематические показатели зацепления.

4. Разработать систему автоматизированного геометрического расчета и трехмерного моделирования плоскокопелесного зубчатого зацепления.
5. Установить влияние погрешностей изготовления и монтажа передач на смещение пятна контакта в зацеплении зубьев.
6. Разработать методику компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния зубьев.
7. Разработать инженерную методику проектирования плоскокопелесных зубчатых передач в обобщающих параметрах.

#### **Объект исследования**

Плоскокопелесная зубчатая передача.

#### **Методы исследований**

В работе использовался метод геометрического расчета и анализа неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах.

Для автоматизации процесса исследования плоскокопелесных передач была разработана система геометрического расчета и трехмерного моделирования плоскокопелесного зубчатого зацепления «F-Gear». Программное обеспечение «F-Gear» написано на объектно-ориентированном языке высокого уровня Object Pascal в визуальной среде разработки Delphi фирмы Borland.

Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния осуществлялось в конечно-элементной системе COSMOSWorks. Для построения твердотельной модели зубьев колес передачи использовался программный модуль «F-Gear 3D», являющийся частью системы геометрического расчета и трехмерного моделирования «F-Gear».

#### **Научная новизна работы заключается в следующем.**

1. Впервые применен метод проектирования плоскокопелесных зубчатых передач в обобщающих параметрах.
2. Определена рациональная часть обобщенной (предельной) области существования зацепления.
3. Установлено влияние обобщающих параметров на геометрико-кинематические показатели плоскокопелесного зацепления в предельной области существования.
4. Получены новые данные о напряженно-деформированном состоянии зубьев плоского колеса.
5. Разработана система автоматизированного геометрического расчета и трехмерного моделирования плоскокопелесного зубчатого зацепления в обобщающих параметрах.

#### **Практическая ценность**

Практическая ценность работы определяется результатами исследований плоскокопелесного зацепления в предельной области его существования, расширяющими область применения плоскокопелесных передач; разработанной методикой компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния зубьев; разработанной системой геометрического расчета и построения твердотельной модели плоскокопелесных зацеплений; разработанной инженерной методикой проектирования плоскокопелесных зубчатых передач в обобщающих параметрах. Достоверность результатов работы подтверждена компьютерным

экспериментом и работоспособностью спроектированных механизмов с плоскоколесными зацеплениями.

### **Реализация работы**

С использованием результатов работы спроектированы безлюфтовый редуктор нагружающего устройства (ФГУП «Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ Прогресс», патент на полезную модель № 39927); ортогональные незвольвентные цилиндрико-конические зубчатые передачи для электроперфоратора (Ижевский механический завод), самоблокирующегося дифференциала автомобиля (ООО «ТехИнвест», г. Челябинск), привода зуборезного станка (ООО СКБ «Парус», г. Златоуст). Инженерная методика проектирования плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах внедрена на ФГУП ПО «Златоустовский машиностроительный завод» и ОАО «Комбинат «Магнезит», г. Сатка.

### **На защиту выносятся**

1. Обоснование выбора метода проектирования плоскоколесного зубчатого зацепления в обобщающих параметрах.
2. Модели областей существования плоскоколесного зацепления в обобщающих параметрах.
3. Результаты исследований влияния обобщающих параметров на геометро-кинематические показатели зацепления.
4. Результаты исследований влияния погрешностей изготовления и монтажа передач на положение пятна контакта в зацеплении зубьев.
5. Программное обеспечение геометрического расчета и трехмерного моделирования плоскоколесного зубчатого зацепления.
6. Результаты анализа напряженно-деформированного состояния зубьев плоскоколесной передачи.
7. Примеры реализации результатов работы при проектировании механизмов с плоскоколесными зубчатыми передачами.

### **Апробация работы**

- Основные научные положения диссертационной работы докладывались на следующих научно-технических и научно-практических конференциях:
- ежегодных научно-технических конференциях преподавателей и сотрудников ЮУрГУ (2004 г. – 2006 г.);
  - международной научно-технической конференции «Повышение качества продукции и эффективности производства» (г. Курган, 2006 г.);
  - на II международной научно-практической конференции «Дни науки 2006» (г. Днепропетровск, 2006 г.);
  - на V Международной научно-практической конференции «Информационные технологии и математическое моделирование (ИТММ-2006)» (г. Томск, 2006 г.).

### **Публикации**

По тематике диссертации опубликовано 10 печатных работ.

### **Структура и объём работы**

Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы, содержащего 130 источников, трех приложений. Работа содержит 147 страниц машинописного текста, 61 рисунок, 49 формул и 6 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи работы, показаны научная новизна и практическая ценность, описана структура и приведено краткое описание содержащегося в главах материала.

**В первой главе** приводятся основные сведения о плоскоколесных передачах, рассматривается применение плоскоколесных передач в приводах машин, указываются преимущества проектирования плоскоколесных зацеплений в обобщающих параметрах.

Зубчатая передача, в которой одно из колес по форме заготовки является цилиндрическим, а другое коническим называется, по терминологии Я.С. Давыдова, цилиндро-конической зубчатой передачей. В этих передачах цилиндрическое колесо является эвольвентным, а парное колесо – неэвольвентным, зубья которого формируются долбяком, идентичным по форме производящего контура эвольвентному цилиндрическому колесу передачи. Цилиндро-конические передачи могут передавать вращательное движение между валами с перекрещивающимися и пересекающимися геометрическими осями.

Плоскоколесная зубчатая передача является частным случаем цилиндро-конической передачи, когда угол между пересекающимися осями колес равен  $90^\circ$ . Но в тоже время данный тип передач обладает специфическими особенностями, позволяющими выделить его из всего многообразия цилиндро-конических передач. Некоторые формулы и законы, используемые при расчете и анализе различных цилиндро-конических передач, не могут быть применены к плоскоколесным передачам. Плоскоколесную передачу называют также ортогональной цилиндро-конической зубчатой передачей.

В настоящее время существует два метода проектирования цилиндро-конических передач.

Первый метод основан на применении стандартного исходного контура с построением области существования зацепления в координатах коэффициент смещения цилиндрического колеса – ширина конического колеса.

Основы проектирования цилиндро-конических зубчатых передач с использованием этого метода разработаны Я.С. Давыдовым, Л.Я. Либуркиным, Ф.Л. Литвиным, В.И. Безруковым, Б.А. Лопатиным, Р.И. Зайнетдиновым.

Второй метод основан на использовании обобщающих параметров зацепления, определяющих относительную геометрию передачи при единичном диаметре основной окружности эвольвентного производящего колеса.

Этот метод впервые был разработан Э.Б. Вулгаковым для эвольвентных цилиндрических передач. Он позволяет проектировать передачи без привязки к стандартному исходному контуру со значительно лучшими качественными показателями.

В работах О.Н. Цуканова этот метод был распространен на неэвольвентные цилиндро-конические и цилиндро-гипоидные передачи. Он позволяет определить предельную область существования неэвольвентного зацепления и исследовать все его геометро-кинематические показатели в этой области. Данный метод и был использован в диссертационной работе.

Основы проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач наиболее полно разработаны В.И. Безруковым и Б.А. Лопатыным, основы геометрического синтеза неэвольвентных цилиндрических передач внешнего зацепления традиционным методом разработаны Я.С. Давыдовым, Л.Я. Либуркиным, Ф.Л. Литвиным, методики проектирования таким методом неэвольвентных внутренних цилиндрических зацеплений – Р.И. Зайнетдиновым, Д.Б. Лопатыным.

**Во второй главе** приводятся схемы передач, рассматриваются вопросы геометрии плоскоколесных передач в обобщающих параметрах: построения областей существования зацепления, дается методика геометрического расчета плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах.

Схема плоскоколесной зубчатой передачи представлена на рис. 1, где приняты следующие обозначения:

$w_1, y_1, o_1, x_1$  и  $w_2, y_2, o_2, x_2$  – подвижные системы координат:  $S_1$  и  $S_2$  соответственно;

$w^{(1)}, y^{(1)}, o^{(1)}, x^{(1)}$  и  $w^{(2)}, y^{(2)}, o^{(2)}, x^{(2)}$  – неподвижные системы координат:  $S^{(1)}$  и  $S^{(2)}$  соответственно;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы поворота, определяющие положение подвижной системы координат относительно неподвижной (индекс 1 соответствует эвольвентной шестерне, а индекс 2 – плоскому неэвольвентному колесу);

$a$  – расстояние от оси шестерни до плоскости вершин зубцов колеса.

Положение начального сечения исходного звена радиуса  $r_{w1}$  определяется аппликацией  $w_{o1}$ . Положение оси зацепления  $L^{(12)}$  определяется углом зацепления  $\delta_{L1}$ , причем ось зацепления проходит через полюс  $W_p$ .

При выбранном значении межосевого угла передачи относительная геометрия зацепления полностью определяется текущими и экстремальными значениями обобщающих параметров поверхности зацепления: торцового угла зацепления  $\alpha_{tw}$ , определяющего положение текущей нормали к торцовому профилю зубцов исходного звена, и угла профиля зубца исходного звена  $\alpha_y$ , определяющего положение точки на этой нормали (рис. 2).

Независимые переменные  $\alpha_{tw}$  и  $\alpha_y$  полностью определяют относительную геометрию поверхностей зубцов цилиндрического зацепления, а их экстремальные за период цикла зацепления пары зубцов значения  $\alpha_{twmax}$ ,  $\alpha_{twmin}$ ,  $\alpha_{ymax}$  и  $\alpha_{ymin}$  – относительные размеры этих поверхностей, тип зацепления (доплюсное, плюсное, заплуюсное), его геометро-кинематические и нагрузочные показатели. Поэтому переменные  $\alpha_{tw}$ ,  $\alpha_y$  выбраны в качестве основных обобщающих параметров зацепления.

Уравнения торцового профиля зубца исходного (цилиндрического эвольвентного) звена в его неподвижной системе координат (рис. 3), представляющие одновременно уравнения текущей нормали к этому профилю в обобщающих параметрах, можно записать в следующем виде:

$$x = r_b \cdot (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \cdot \sin \alpha_{tw}); \quad (1)$$

$$y = r_b \cdot (\sin \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y \cdot \cos \alpha_{tw}),$$

где  $r_b$  – радиус основной окружности исходного звена.

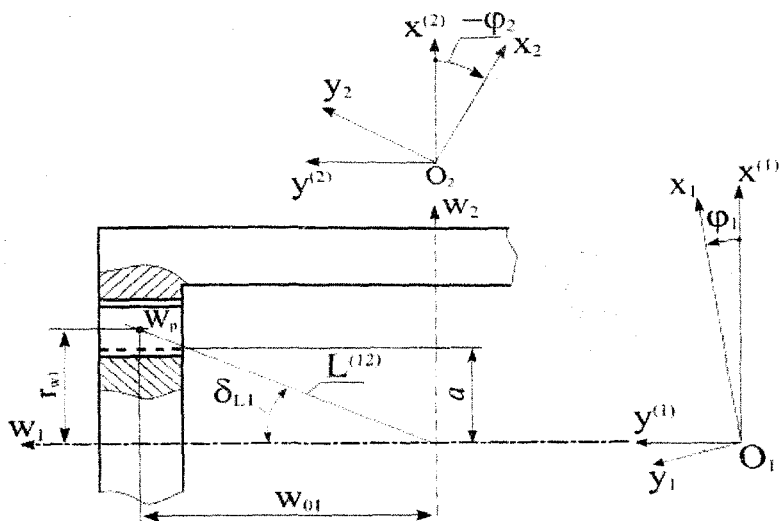


Рис. 1. Схема плоскокочесной зубчатой передачи

Плоское колесо в рассматриваемом типе передач имеет сложную выпукло-вогнутую форму поверхности зубьев, описываемую следующими уравнениями:

$$\begin{aligned}
 x_2 &= r_b [(\sin \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y \cos \alpha_{tw}) \cos \varphi_2 - (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}) \sin \varphi_2 - \\
 &\quad - \sin \varphi_2 / (u_{12} \cos \alpha_{tw})]; \\
 y_2 &= r_b [(\sin \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y \cos \alpha_{tw}) \sin \varphi_2 - (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}) \cos \varphi_2 + \\
 &\quad + \cos \varphi_2 / (u_{12} \cos \alpha_{tw})]; \\
 w_2 &= r_b (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}),
 \end{aligned} \quad (2)$$

где  $u_{12} = z_2 / z_1$ ;  $\varphi_2 = \varphi / u_{12}$ .

Параметр движения исходного звена  $\varphi$  при синтезе зацепления в обобщающих параметрах рассматривается как функция параметров  $\alpha_{tw}$  и  $\alpha_y$ . На основании рис. 3 эту функцию можно представить в следующем обобщенном виде:

$$\varphi = \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y + \operatorname{inv} \alpha_{\Delta} - \pi / z, \quad (3)$$

где  $\alpha_{\Delta}$  — угол профиля на окружности заострения исходного звена;  $z$  — число зубьев исходного звена.

**При проектировании зубчатых передач в обобщающих параметрах одной из задаваемых величин является относительная толщина зуба исходного звена на окружности вершин  $m_a = S_a / d_b$ , где  $S_a$  — толщина зуба исходного звена на окружности вершин (рис. 3),  $d_b$  — диаметр основной окружности исходного звена.**

Если в качестве масштабного фактора зацепления выбрать диаметр основной окружности, то рекомендуемый диапазон выбора значений параметра  $m_a$  можно представить следующим неравенством:



$$1/(4z) \leq m_a \leq 1/(1,5z).$$

На практике широко используются зацепления с  $m_a = 1/(2,5z)$ .

Обобщающий параметр  $\alpha_\Delta$  связан с обобщающим параметром  $m_a$  следующей зависимостью:

$$\text{inv } \alpha_\Delta = \text{inv } \alpha_a + m_a \cos \alpha_a, \quad (4)$$

где  $\alpha_a$  – угол профиля зубца исходного звена на окружности вершин или значение обобщающего параметра  $\alpha_y$  в верхней точке его активного участка.

Таким образом, относительная геометрия зубчатого венца исходного эвольвентного цилиндрического звена передачи полностью определяется тремя обобщающими параметрами:  $z$ ,  $m_a$  и  $\alpha_a$ .

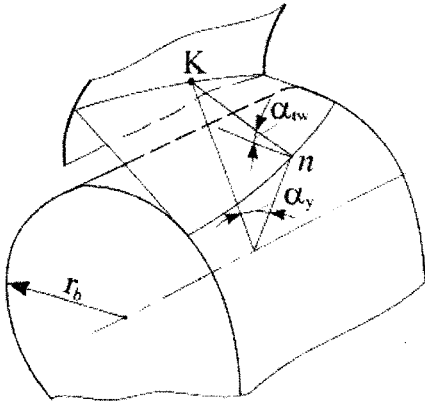


Рис. 2. Обобщающие параметры зацепления

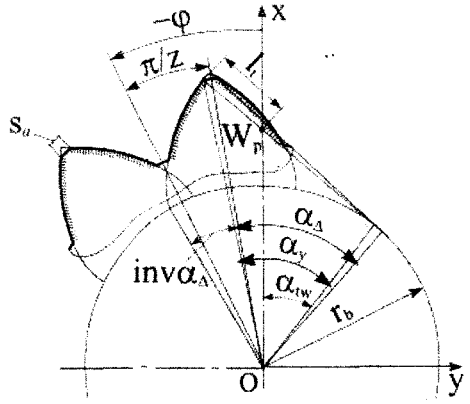


Рис. 3. К определению связи угла поворота исходного звена с обобщающими параметрами зацепления

Поверхность зацепления существует в пределах обобщенной области существования зацепления (ООСЗ), определяемой совокупностью значений обобщающих параметров схемы передачи и зубчатого венца исходного звена с заостренными зубцами (рис. 4). Эта область ограничивается кривыми заострения ( $g_{\Delta 2}, g_{\Delta 2}'$ ) и подрезания ( $g_{b2}$ ) зубцов огибающего звена передачи – плоского неэвольвентного колеса, которые строятся, соответственно, по следующим уравнениям:

$$\text{tg } \alpha_y - \text{tg } \alpha_{tw} + u_{12} (1 + \text{tg}^2 \alpha_{tw}) \text{tg} [(\alpha_{tw} - \text{tg } \alpha_y - \psi_b) / u_{12}] = 0; \quad (5)$$

$$\text{tg}^2 \alpha_y - \text{tg } \alpha_y \text{tg } \alpha_{tw} - u_{12}^2 (1 + \text{tg}^2 \alpha_{tw}) \text{tg}^2 \alpha_{tw} = 0. \quad (6)$$

Уравнение кривой заострения имеет два решения, отсюда получаются две кривых –  $g_{\Delta 2}, g_{\Delta 2}'$ .

В пределах ООСЗ существует локальная область существования зацепления (ЛОСЗ), определяющая поверхность зацепления с определенным комплексом геометро-кинематических и нагрузочных показателей и не связанная с па-

раметрами исходного производящего контура. Эта область ограничивается кривой подрезания зубцов колеса  $g_{b2}$ , прямой  $\alpha_y = \alpha_a = \text{var}$  (отрезок  $A_n A_x$ ) и соответствующей локальной кривой заострения  $s$ .

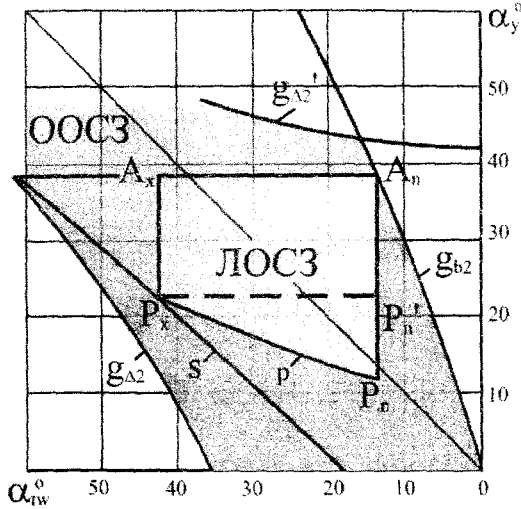


Рис.4. Обобщенная и локальная области существования зацепления

кинематических показателей зацепления.

По найденным значениям обобщающих параметров строится прямоугольная локальная область существования зацепления, отрезок  $P_x P_n'$  которой соответствует криволинейной форме продольного сечения поверхности вершин зубца колеса.

Прямолинейной форме продольного сечения зубца колеса соответствует криволинейный отрезок  $P_x P_n$  ( $p$ ).

Положение точки  $A_x(\alpha_{twmax}, \alpha_a)$  предварительно определяется из условия получения максимального коэффициента перекрытия  $\epsilon_{ymax}$ , а окончательно в зависимости от требований к передаче, условий ее работы и технологических возможностей реализации.

**В третьей главе** выполнено исследование влияния обобщающих параметров на геометро-кинематические показатели зацепления, определена рациональная часть обобщенной области существования зацепления, решены вопросы по выбору определяющей точки локальной области существования зацепления.

В ходе исследований установлено следующее.

1. Зависимости коэффициента перекрытия от положения определяющей точки  $A_x$  имеют экстремумы.
2. Зависимости ширины колеса от обобщающих параметров зацепления имеют характерную особенность: они увеличивается с увеличением значения максимального торцевого угла зацепления  $\alpha_{twmax}$  и уменьшением значения угла профиля на окружности вершин  $\alpha_a$ .

Крайняя точка зацепления  $A_x$  получила название определяющей точки локальной области существования зацепления, т.к. именно ее координатами определяются такие характеристики ЛОСЗ, как ширина и площадь, и значения качественных показателей зацепления.

Задаваясь значениями  $\alpha_a$ ,  $\alpha_{twmax}$  — обобщающих координат точки  $A_x$ , находим соответствующие значения  $\alpha_{twmin}$ ,  $\alpha_{pmin}$  — обобщающих координат другой точки  $P_n$ , а также координаты точки  $P_x$  —  $\alpha_{twmax}$ ,  $\alpha_{pmax}$ . Далее вычисляем соответствующие значения геометро-

3. Зависимости других качественных показателей зацепления либо увеличиваются ( $\epsilon_y$ ,  $\rho_{np}$ ), либо уменьшаются ( $\lambda_{p1}$ ) с увеличением значений углов  $\alpha_{twmax}$  и  $\alpha_a$ .

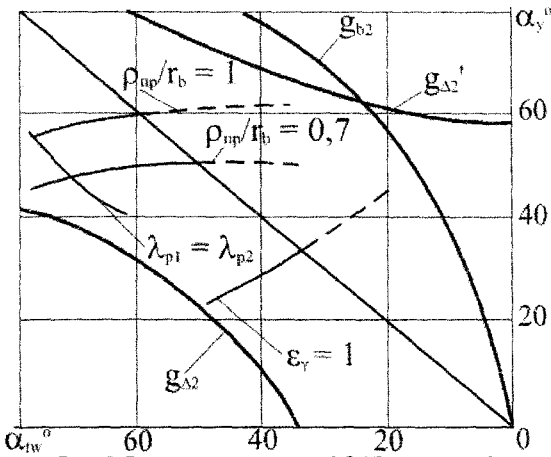


Рис. 5. Рациональная часть ООСЗ при  $z_1 = 10$ ,  $z_2 = 45$ ,  $m_a = 0,05$

4. Определена рациональная часть ООСЗ, представляющая собой совокупность изолиний геометрических показателей зацепления при установленных значениях обобщающих координат определяющей точки  $A_x$  ЛОСЗ.

На рис. 5 представлена рациональная часть ООСЗ для передачи с  $z_1 = 10$ ,  $z_2 = 45$ ,  $m_a = 0,05$ .

В четвертой главе представлены результаты исследований влияния погрешностей изготовления и монтажа плоскоколесных

зубчатых передач на положение пятна контакта в зацеплении зубьев.

Для плоскоколесных зубчатых передач, как и для других типов зубчатых передач, характерно два возможных вида контакта рабочих поверхностей зубьев:

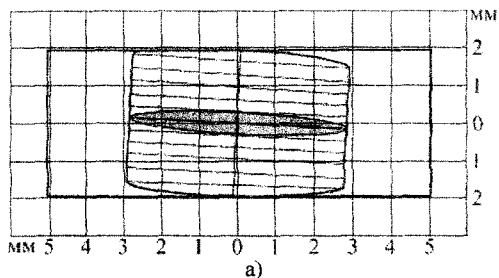
- линейный контакт;
- точечный контакт.

Первый возникает в зацеплении при разности чисел зубцов исходного звена и шестерни передачи равной нулю ( $z_{d01} = 0$ ), при этом шестерня идентична исходному звену передачи. Второй возникает при  $z_{d01} > 0$ , тем самым предотвращается кромочный контакт сопряженных поверхностей зубцов вследствие погрешностей изготовления и сборки передачи.

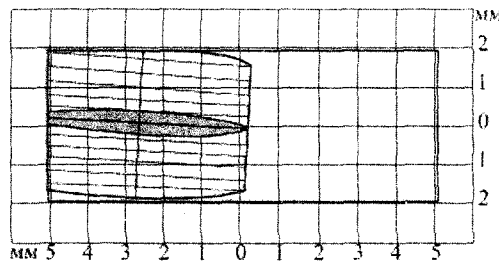
Проведено исследование влияния на смещение пятна контакта следующих видов погрешностей:

- радиальные биения колес передачи;
- погрешность межосевого угла  $\Delta\Sigma$ ;
- гипоидное смещение оси шестерни;
- погрешность монтажного расстояния.

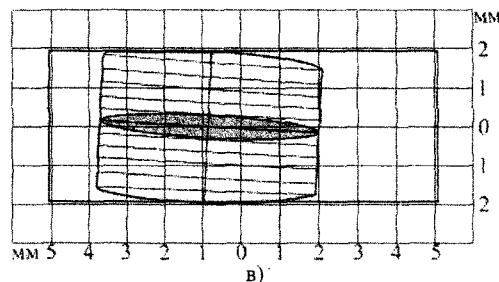
В ходе исследований установлено, что на смещение пятна контакта наибольшее влияние оказывает погрешность межосевого угла передачи. При этом пятно контакта смещается вдоль зуба и возможен его выход на кромку зуба. Для корректировки положения пятна контакта необходимо выполнить регулировочное осевое перемещение плоского колеса передачи.



а)



б)



в)

Рис. 6. Рабочая линия и пятно контакта для следующих случаев:

- а) без погрешностей установки; б)  $\Delta\Sigma = 7'$ ;  
в) с коррекцией расположения пятна контакта 0,03 мм

На рис. 6 представлены положения рабочей линии и пятна контакта в общей касательной плоскости для следующей передачи:  $z_1 = 6$ ,  $z_2 = 22$ ,  $m_a = 0,045$ .

В пятой главе представлены разработанные инженерная методика проектирования плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах, структура и алгоритм функционирования системы геометрического расчета и трехмерного моделирования плоскоколесного зубчатого зацепления «F-Gear», твердотельная модель зубьев плоского колеса, раскрыта методика компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния зубьев передачи.

В состав системы входят два программных модуля:

- модуль, включающий в себя расчет и визуализацию областей существования зацепления, расчёт геометрико-кинематических показателей, расчет параметров производящих контуров инструмента, основных размеров и параметров для контроля зацепления, расчёт нагрузочных показателей – «F-Gear Synth»;

- модуль расчета и построения трехмерной модели колес передачи – «F-Gear 3D».

На модуль «F-Gear 3D» («Solid Teeth») получено свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 7351.

Программное обеспечение «F-Gear» написано на объектно-ориентированном языке Object Pascal в среде разработки Delphi фирмы Borland.

На рис. 7 приведено главное окно модуля «F-Gear Synth».

После синтеза зацепления и определения рациональной части области существования зацепления строится трехмерная модель зубьев, с использованием концепции COM (COM – Component Object Model, модель компонентных объектов).

В качестве COM-сервера была выбрана объектная модель AutoCAD.

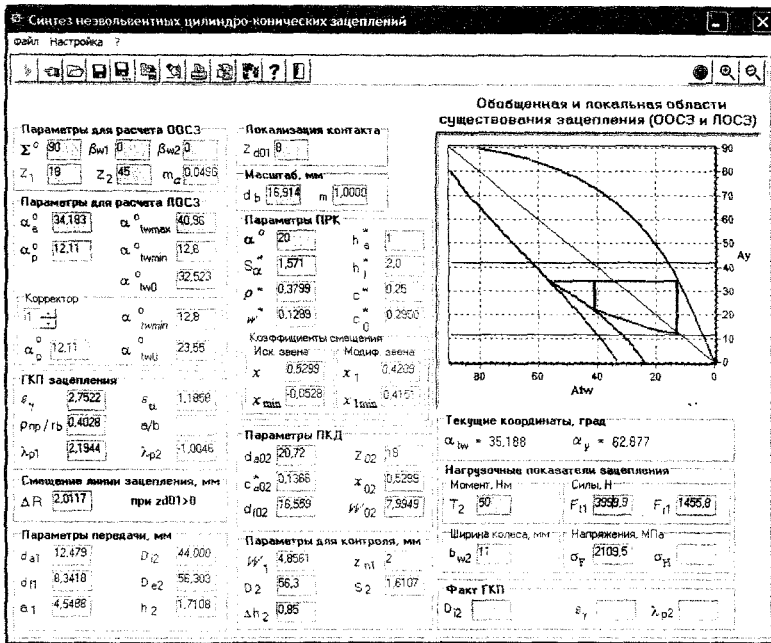


Рис. 7. Модуль «F-Gear Synth». Расчет зацепления в обобщающих параметрах

После того, как в AutoCAD построена твердотельная модель зубьев колес передачи, происходит экспорт данной модели, используя формат IGS, в CAD-систему SolidWorks.

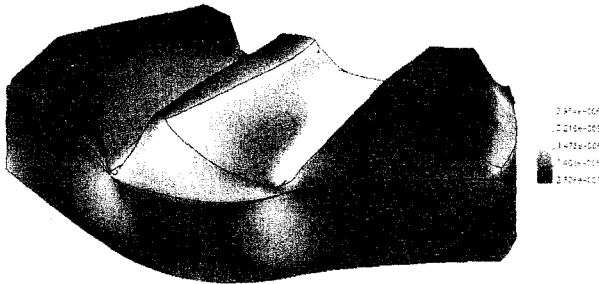


Рис. 8. Эпюра эквивалентных напряжений по Мизесу,  $\text{Н/м}^2$  (при  $z_1 = 6$ ,  $z_2 = 22$ ,  $m_a = 0,045$ )

SolidWorks.

На рис. 8 приведена эпюра напряжений по Мизесу для разработанного дифференциала автомобиля при  $z_1 = 6$ ,  $z_2 = 22$ ,  $m_a = 0,045$ .

При проектировании плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах с использованием разработанной инженерной методики необходимо:

Полученная твердотельная модель зубьев плоского колеса используется для анализа напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов в программной системе COSMOS-Works. Данная программная система является партнерским приложением, функционирующим на базе модели

1. В компьютерную программу «F-Gear» ввести исходные данные: числа зубьев колес, разность чисел зубьев исходного звена и шестерни, межосевой угол, относительную толщину зуба на окружности вершин.

2. Задать координаты определяющей точки ЛОСЗ на вершине зуба исходного звена с использованием зависимостей качественных показателей зацепления от обобщающих параметров, полученных в главе 3 работы.

3. Выполнить предварительный расчет размеров, геометрокинematicких показателей (ГКП) зацепления, параметров производящих контуров (ПК).

4. Скорректировать положение определяющей точки ЛОСЗ исходя из требований к передаче, значений полученных в п. 3 ГКП.

5. Произвести окончательный расчет размеров, ГКП зацепления, параметров ПК.

6. Выполнить прочностной расчет и компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния зубьев, определить величины напряжений, деформаций, места с опасной концентрацией напряжений.

**В шестой главе** представлена практическая реализация результатов работы на примерах проектирования механизмов с плоскоколесными зубчатыми передачами различного назначения, приведены результаты испытаний редуктора с плоскоколесными передачами, показаны особенности зубонарезания и окончательной обработки плоских колес.

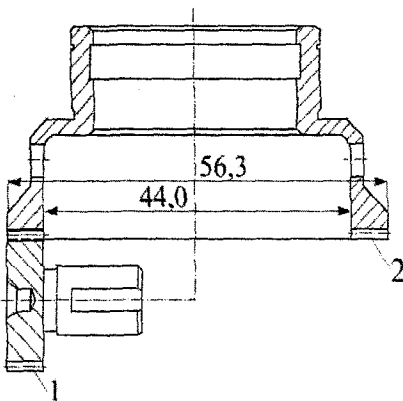


Рис. 9. Осевой разрез плоскоколесного зацепления электроперфоратора:

1 – эвольвентная шестерня,

2 – плоское неэвольвентное колесо

«ТехИнвест» г. Челябинск были спроектированы плоскоколесные передачи для самоблокирующегося дифференциала.

На рис. 10 представлен осевой разрез дифференциала.

Дифференциал (см. рис. 10) содержит два планетарных механизма, установленных в корпусе 1.

На рис. 9 представлен осевой разрез плоскоколесного зацепления бытового перфоратора, разработанного для Ижевского механического завода.

Требованиями проектного задания были жестко ограничены габариты передачи. С использованием стандартного подхода к проектированию плоскоколесного зубчатого зацепления невозможно было получить работоспособное зацепление ( $\varepsilon_a > 1$ ). Применение метода проектирования в обобщающих параметрах позволило решить эту проблему.

В рамках совместных работ кафедры «Техническая Механика» филиала Южно-Уральского государственного университета в г. Златоусте и ООО

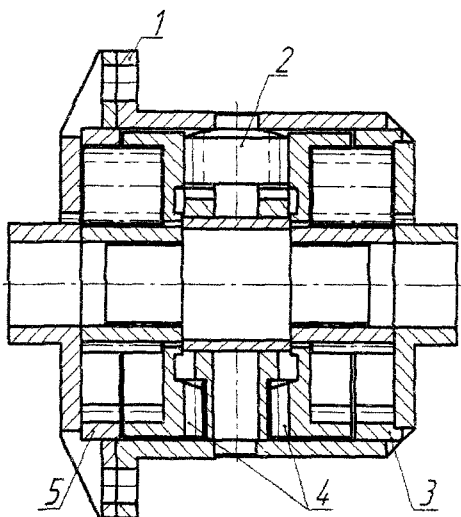


Рис. 10. Осевой разрез самоблокирующегося дифференциала

зацеплениях смещением плоских колес в осевом направлении. На рис. 11 показан осевой разрез редуктора.

Разработанный редуктор предназначен для применения в нагружающем устройстве при испытаниях электромеханических приводов космической техники в наземных условиях.

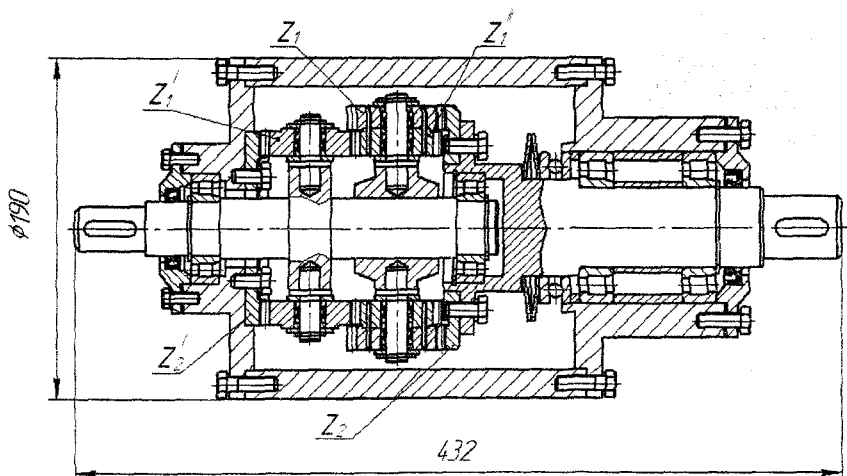


Рис. 11. Осевой разрез планетарного редуктора с плоскоколесными передачами  
Краткая характеристика редуктора приведена в таблице 1.

Зубчатые колеса 3, 5 жестко соединяются с корпусом 1, а два других зубчатых венца соединены между собой плоскоколесной зубчатой передачей, состоящей из пары невольвентных плоских колес 4 и двух пар сателлитов 2.

Применение в данной конструкции самоблокирующегося дифференциала конических передач вместо плоскоколесных было невозможным вследствие ограниченных осевых размеров дифференциала.

С использованием невольвентных плоскоколесных передач разработана конструкция планетарного редуктора (патент на изобретение № 39927). В редукторе обеспечивается выборка люфтов в

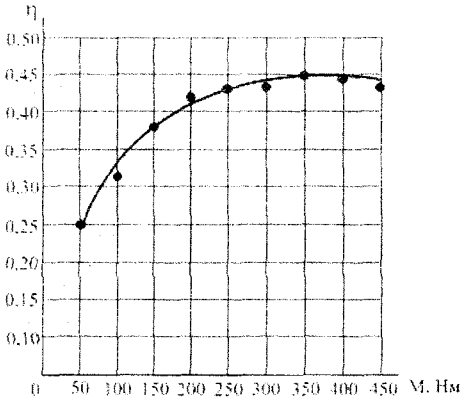


Рис. 12. Зависимость КПД планетарного редуктора от передаваемого крутящего момента

Испытания планетарного редуктора проводились на стенде, спроектированном по открытой схеме. Зависимость КПД планетарного редуктора от передаваемого крутящего момента приведена на рис. 12. Общий вид испытательного стенда показан на рис. 13.

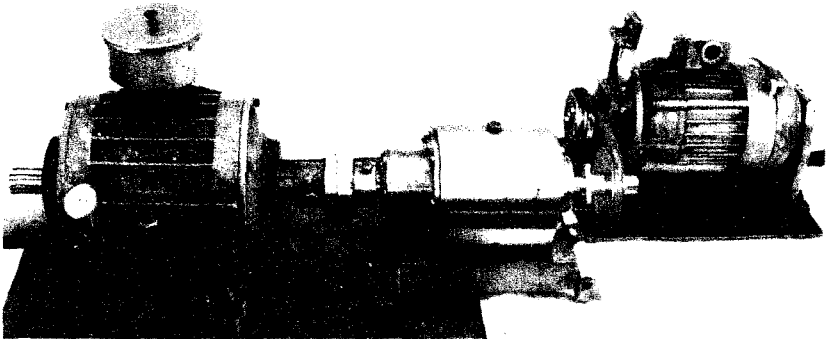


Рис. 13. Испытательный стенд

Работа по созданию планетарного редуктора с плоскоколесными передачами велась по программе «Планетарий» Росавиакосмоса в рамках хозяйственной темы «Исследования по созданию экспериментального испытательного оборудования. Разработка экспериментальных элементов испытательного оборудования» (№ 2005170) между кафедрой «Техническая механика» филиала ЮУрГУ в г. Златоусте и ФГУП «Государственный научно-производственный РКЦ ЦСКБ Прогресс» г. Самара.

Инженерная методика проектирования плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах внедрена на ФГУП ПО «Златоустовский машиностроительный завод» и ОАО «Комбинат «Магнезит», г. Сатка.

Результаты исследований, представленных в работе, используются также в учебном процессе при изучении курса «Детали машин».

Таблица 1

Краткая характеристика редуктора

Наименование	Значение
Номинальный вращающий момент, Нм	350
Частота вращения выходного вала, мин <sup>-1</sup>	2
Передаточное число	107,3
Числа зубьев плоских колес $z_2, z_2'$	56, 52
Числа зубьев сателлитов $z_1, z_1'$	25, 23



## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Обосновано применение метода проектирования плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах, которыми являются:  $m_a$  – относительная толщина зубца исходного звена на окружности вершин,  $\alpha_{tw}$  – торцовый угол зацепления, определяющий положение текущей нормали к торцовому профилю зубцов исходного звена и  $\alpha_y$  – угол профиля зубца исходного звена, определяющий положение точки на этой нормали. Такой подход позволяет получить предельную область существования зацепления.

2. Установлено, что в предельной (обобщенной) области существования зацепления существует локальная область, определяющая поверхность зацепления с определенным комплексом геометро-кинематических и нагрузочных показателей. Определена рациональная часть ООСЗ, представляющая собой совокупность изолиний геометро-кинематических показателей зацепления.

3. Проведены исследования влияния обобщающих параметров на геометро-кинематические показатели зацепления. В частности выявлено влияние  $\alpha_{tw}$  и  $\alpha_a$  на коэффициент перекрытия, приведенный радиус кривизны, значения коэффициентов скольжения в крайних точках зацепления, что позволило установить направления поиска области существования зацепления с требуемыми качественными показателями.

4. Установлено влияние погрешностей изготовления и монтажа плоскоколесных передач на смещение пятна контакта в зацеплении колес. Показано, что наибольшее влияние на смещение пятна контакта оказывает погрешность межосевого угла передачи, при этом пятно контакта смещается вдоль зуба и возможен его выход на кромку зуба. Для корректировки положения пятна контакта необходимо выполнить регулировочное осевое перемещение плоского колеса передачи.

5. Разработана система автоматизированного геометрического расчета и трехмерного моделирования плоскоколесного зубчатого зацепления «F-Gear» (свидетельства об отраслевой регистрации разработки № 7351, 8518), позволяющая вести синтез зацеплений по двум алгоритмам: с вводом параметров (при использовании стандартного инструмента) и с расчетом параметров производящего контура инструмента. При этом наилучшие геометро-кинематические характеристики могут быть получены при расчетных значениях параметров производящего контура.

6. Выполнен анализ напряженно-деформированного состояния зубьев плоского колеса в конечно-элементной системе COSMOSWorks. В результате проведенного анализа определены величины деформаций, напряжений, места с опасной концентрацией напряжений.

7. Разработана и внедрена на практике инженерная методика проектирования плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах, позволяющая проектировать передачи со значительно лучшим комплексом геометро-кинематических показателей.

8. С использованием результатов работы спроектированы механизмы с плоскоколесными зацеплениями различного назначения. На разработанную конструкцию планетарного редуктора получен патент № 39927.

## ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Пат. 39927 Российской Федерации, МПК<sup>7</sup> F 16 Н 1/34. Планетарная зубчатая передача / Цуканов О.Н., Лопатин Б.А., Калашников Д.Б.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет». – 2004110589/22; заявл. 08.04.2004; опубл. 20.08.2004, Бюл. № 23. – 1 с.: ил.
2. Цуканов, О.Н. Проектирование ортогональных цилиндрико-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах / О.Н. Цуканов, Б.А. Лопатин, Д.Б. Калашников // Теория и практика зубчатых передач: Сборник докладов научно-технической конференции. – Ижевск: ИжГТУ, 2004. – С. 55–60.
3. Калашников, Д.Б. Геометрический синтез и исследование качественных показателей ортогональной цилиндрико-конической зубчатой передачи / Д.Б. Калашников, О.Н. Цуканов // Вестник Курганского государственного университета. – 2005. – Вып. 1. – №2 (02). – С. 7–9.
4. Калашников, Д.Б. Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния зубьев плоскоколесной передачи / Д.Б. Калашников, О.Н. Цуканов // Вестник Курганского государственного университета. – 2006. – Вып. 2. – Ч. 2 – № 1 (05). – С. 15–16.
5. Калашников, Д.Б. Объектная модель AutoCAD в проектировании плоскоколесных зубчатых передач / Д.Б. Калашников // Информационные технологии и математическое моделирование (ИТММ-2006): Материалы V Международной научно-практической конференции (10–10 ноября 2006 г.). – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2006. Ч. 1. – С. 49–53.
6. Калашников, Д.Б. Оценка напряженно-деформированного состояния зубьев плоскоколесной передачи / Д.Б. Калашников // Материалы II Международной научно-практической конференции «Дни науки - 2006». Том 30. – Современные информационные технологии. – Днепропетровск: Наука и образование, 2006. – С. 26–29.
7. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки 7351 Российская Федерация. Программа для расчета модели зуба колеса ортогональной цилиндрико-конической зубчатой передачи в обобщающих параметрах («Solid Teeth») / Д.Б. Калашников, Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов. – Заявл. 08.12.2006; опубл. 18.12.2006; Бюл. № 3.
8. Калашников, Д.Б. Коррекция положения пятна контакта в зацеплении зубьев плоскоколесной передачи / Д.Б. Калашников // Исследовано в России. – 2007. – <http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2007/064.pdf>. – Т. 10, N 64. – С. 675–679.
9. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки 8518 Российская Федерация. Программа для расчета и построения схемы зацеплений планетарного редуктора с цилиндрико-коническими зацеплениями («C-Gear») / Д.Б. Калашников, Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов. – Заявл. 19.06.2007; опубл. 04.07.2007; Бюл. № 2.
10. Калашников, Д.Б. Автоматизация расчета на прочность зубьев плоскоколесных передач с применением метода конечных элементов / Д.Б. Калашников // Технология машиностроения. – М.: Машиностроение, 2007. – №10. – С. 67–69. (Издание, включенное в список ВАК).

**КАЛАШНИКОВ Денис Борисович**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛОСКОКОЛЕСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ  
В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ**

**Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы  
приводов и детали машин»**

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

**Издательство Южно-Уральского государственного  
университета**

---

**Подписано в печать 26.09.2007 г. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 347.**

---

**Отпечатано в типографии Издательства ЮУрГУ. 454080, г. Челябинск,  
пр. им. В.И.Ленина, 76.**