

*На правах рукописи*

**Маринушкин Дмитрий Александрович**

**ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГИПОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ  
ПРИМЕНЕНИЕМ ТВЕРДЫХ ДОБАВОК  
К СМАЗОЧНОМУ МАТЕРИАЛУ**

**Специальности:**

**05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин**

**05.02.04 – Трение и износ в машинах**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени**

**кандидата технических наук**

**Красноярск – 2008**

Работа выполнена в федеральном государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет»

**Научный руководитель:** кандидат технических наук, доцент

**Щелканов Сергей Иванович**

**Научный консультант:** доктор технических наук, доцент

**Меновщиков Владимир Александрович**

**Официальные оппоненты:** доктор технических наук, доцент

**Смирнов Николай Анатольевич;**

доктор технических наук, профессор

**Двирный Валерий Васильевич**

**Ведущая организация:** Сибирский государственный технологический университет, г. Красноярск

Защита состоится «18» сентября 2008 г. в 15.00 часов на заседании диссертационного совета: ДМ 212.099.13 при ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу: 660074, Красноярск, ул. Киренского, 26, ауд. Г 2-50.

Тел./факс: (3912) 49-82-55 e-mail: DM21209913@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Сибирского федерального университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью составителя, заверенные гербовой печатью организации, просим направлять по адресу диссертационного совета.

Автореферат разослан « 15 » августа 2008 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
доктор технических наук, доцент



Э. А. Петровский

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность исследований.** Гипоидные передачи широко применяются в задних мостах автомобилей, сельхозтехнике и других технических устройствах, где требуются большой передаваемый момент, плавность и бесшумность работы. Однако наличие больших скоростей и контактных давлений приводит к их интенсивному изнашиванию.

Изготовление каждой гипоидной пары сопряжено со значительными трудностями, поскольку нарезание таких колес относится к наиболее сложным процессам зубообработки. Это связано с тем, что принципиальная схема формообразования боковых поверхностей зубьев таких колес не обеспечивает строгой сопряженности этих поверхностей и они принципиально не могут передавать строгое равномерное вращение, даже будучи идеально изготовленными и собранными. Поэтому зацепление таких передач называется приближенным.

Таким образом, необходимо применять методы повышения долговечности за счет улучшения геометрических параметров, физико-механических свойств материалов зубчатых колес, а также за счет улучшения свойств смазочных материалов.

Если первые два фактора изучены достаточно хорошо, то резервы смазочных материалов раскрыты недостаточно.

Долговечность гипоидных передач в значительной мере зависит от напряженного состояния на контакте, которое, в свою очередь, определяется уровнем касательных составляющих внешних сил. Касательные нагрузки являются функцией сил трения, величина которых определяется свойствами используемых смазочных материалов.

Снижение сил трения за счет улучшения свойств смазочных материалов путем добавления в них твердых порошковых добавок оказывает существенное влияние на распределение контактных давлений, приводит к снижению температуры в зоне контакта, предотвращает задиры и схватывания контактирующих поверхностей. В связи с этим исследования, направленные на повышение долговечности гипоидных передач за счет использования смазочных материалов с твердыми добавками, являются актуальными.

**Цель исследования** – повышение долговечности гипоидных передач за счет улучшения свойств смазочных материалов порошковыми добавками ультрадисперсной модифицированной технической сажи.

### **Задачи исследования.**

1. Выполнить теоретический расчет давления на контакте гипоидной передачи с учетом сил трения, шероховатости и присутствия смазочного материала.

2. Разработать конструкцию стенда для экспериментальных исследований гипоидной передачи.

3. Разработать методику проведения испытаний гипоидной передачи на смазочных композициях с добавками ультрадисперсной модифицированной технической сажи.

4. Установить зависимости момента сопротивления гипоидной передачи от свойств смазочного материала с ультрадисперсными добавками.

5. Выполнить эксплуатационные испытания гипоидных передач на смазочных композициях и по полученным результатам оценить долговечность.

#### **Научная новизна.**

1. Предложена аналитическая модель расчета гипоидных передач на контактную прочность с учетом шероховатости и смазочного материала для граничного и смешанного режимов смазки.

2. Получены зависимости для расчета коэффициентов граничного и смешанного трения в зоне контакта гипоидной передачи.

3. Уточнены выражения для определения коэффициентов, учитывающих влияние механических свойств поверхностей  $Z_E$ , суммарную длину контактной линии  $Z_\epsilon$  и вязкости смазочного материала  $Z_L$  в расчете контактного и допускаемого контактного напряжения.

4. Разработаны смазочные композиции на основе трансмиссионного масла ТМ-5-18 гип ТАД-17 с ультрадисперсной модифицированной технической сажей и определен их оптимальный состав.

**Достоверность полученных результатов** обеспечена необходимым объемом экспериментальных исследований с использованием современного измерительного оборудования, сходимостью теоретических и экспериментальных данных, математической обработкой результатов.

**Практическая ценность работы.** Разработана смазочная композиция на основе трансмиссионного масла ТМ-5-18 гип ТАД-17 с добавкой ультрадисперсного порошка модифицированной технической сажи, уменьшающая силы трения на контакте зубьев гипоидной передачи. Результаты проведенных исследований дают основания рекомендовать для использования в задних мостах автомобилей и других транспортных средств смазочную композицию на основе трансмиссионного масла ТМ-5-18 гип ТАД-17 с добавкой ультрадисперсной модифицированной технической сажи в качестве универсального смазочного материала с улучшенными триботехническими характеристиками.

**Реализация работы.** Новая смазочная композиция внедрена на ОАО «Красноярское пассажирское автотранспортное предприятие».

Проведенные эксплуатационные испытания на редукторах пассажирских автобусов Transstar-Sang Yong Mercedes-Benz позволили повысить долговечность редуктора заднего моста на 77 %.

Разработанный стенд для испытания гипоидной передачи и методика испытаний используются во время проведения лабораторных работ для студентов

специальности 150302.65 политехнического института Сибирского федерального университета.

**Апробация работы.** Результаты исследований докладывались на научной конференции «Борисовские чтения» (КГТУ, г. Красноярск, 2006 г.); международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии» (СГТУ, г. Самара, 2007 г.); на научных семинарах по машиноведению (политехнический институт, Сибирского федерального университета, 2007 г.)

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 7 научных работ, из которых 5 статей и 2 тезиса докладов на конференциях. Получены два патента Российской Федерации.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и списка использованных источников. Объем работы – 123 страницы, в том числе 51 рисунок, 15 таблиц, 111 наименований библиографических источников.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, определена цели и задачи исследования, а также обозначены научная новизна и практическая значимость.

**В первой главе** проанализированы научные работы, в которых рассмотрены причины, приводящие к основным повреждениям гипоидных передач, и влияние геометрических, кинематических, физико-механических факторов, а также свойства смазочного материала на условия работы гипоидных передач.

Повышение надежности работы гипоидных передач может быть обеспечено за счет их конструктивного совершенствования, разработки и применения новых технологических процессов изготовления и обработки. Кроме конструктивных и технологических факторов, влияющих на эксплуатационные характеристики гипоидных передач, важен вопрос их смазывания, во многом определяющий выход последних из строя.

Смазочные материалы в зубчатых зацеплениях определяют основные показатели их работы: изгибную и контактную прочность, износостойкость, явления заедания и задира. Это исследовано в работах таких ученых, как Ю. Н. Дроздов, Г. А. Журавлев, А. И. Петрусевич, Д. Н. Решетов, Г. К. Трубин, Л. Д. Часовников и др. Рационально подобранные смазочные материалы способствуют оптимальному распределению контактных напряжений и снижению сил трения между контактирующими поверхностями.

Проблемы улучшения эксплуатационных свойств смазочных материалов посредством введения функциональных добавок рассмотрены в научных работах Н. А. Буше, Д. Н. Гаркунова, Д. Кламана, Р. М. Матвеевского, В. В. Сини-

цына, И. Г. Фукса. Ученые исследовали влияние присадок различной природы на эксплуатационные и триботехнические свойства базовых смазочных материалов. Основным недостатком использования данных добавок является образование на рабочих поверхностях гипоидной передачи пленки металла, что приводит к уменьшению зазоров, а следовательно, к заеданию и задиру, а также к увеличению скорости окисления масла.

Представляет интерес применение ультрадисперсных углеродсодержащих порошковых добавок ввиду их относительно малой стоимости и возможности массового производства. Результаты проведенных ранее исследований показывают, что введение в трансмиссионные масла ультрадисперсных углеродсодержащих порошковых добавок заметно улучшает их эксплуатационные и триботехнические свойства.

На основе проведенного анализа сформулирована цель диссертационной работы: повышение долговечности гипоидных передач за счет улучшения свойств смазочных материалов порошковыми добавками ультрадисперсной модифицированной технической сажи.

**Во второй главе** произведен расчет контактного напряжения зубьев гипоидной передачи, учитывающего влияние сил трения, шероховатости поверхностей, смазочного материала и эффекта граничного скольжения в случае граничного и смешанного режима смазки.

Согласно ГОСТ 21354–87 контактное напряжение в полюсе зацепления зубчатых передач определяется по формуле

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \quad (1)$$

где коэффициент нагрузки  $K_H$  определяется следующим образом:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \quad (2)$$

Из формулы (2) наибольший интерес представляет коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку  $K_{H\alpha}$ , который определяется согласно ГОСТ 21354–87:

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{\omega_{H\alpha} \cdot b}{F_{tH} \cdot K_A} \quad (3)$$

где  $b$  – ширина зубчатого венца;  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $F_{tH}$  – окружная сила на среднем делительном диаметре шестерни.

Правая часть (3) после единицы характеризует динамическую добавку, где удельная окружная сила  $\omega_{H\alpha}$  определяется уравнением

$$\omega_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}} \quad (4)$$

Здесь  $\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида передачи;  $g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;  $V$  – окружная скорость на среднем делительном диаметре шестерни;  $d_{m1}$  – средний делительный диаметр шестерни;  $u$  – передаточное отношение передачи.

При увеличении величины износа уменьшается степень точности гипоидной передачи. Это ведет к изменению коэффициента  $g_0$  и при износе зубьев гипоидной пары данный коэффициент увеличивается, что ведет к росту контактных давлений.

Напряжение  $\sigma_{H0}$  для прямозубых цилиндрических передач рассчитывается по ГОСТ 21354-87, но для гипоидных следует рассчитывать по формуле

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{2M \cos \delta_1}{l_k \cdot d_{e1} (1 - 0,5b/R_e)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \quad (5)$$

из которой коэффициенты  $Z_E$ ,  $Z_\varepsilon$  и величина момента  $M$  зависят как от вида передачи, так и от свойств смазочного материала.

В зубчатых передачах, таких как конические и гипоидные с круговыми зубьями, пятно контакта перемещается с высокой скоростью. При этом время зацепления между начальной линией и последующей настолько мало, что такой мгновенный контакт можно имитировать как контакт поверхностей при ударе закаленного шарика о металлическую поверхность.

На основе вышесказанного, очевидно, что основную нагрузку несет тонкий поверхностный слой материалов, модуль упругости которого, отличен от модуля Юнга.

В формуле (6) модуль упругости материалов следует заменить динамическим модулем.

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot ((1 - \nu_1^2)E_2 + (1 - \nu_2^2)E_1)}}, \quad (6)$$

$\nu_{1,2}$  – коэффициенты Пуассона;  $E_{1,2}$  – модули упругости материалов, МПа.

В работе И. В. Крагельского приведено значение динамического модуля упругости

$$E = \frac{3}{5} \cdot \frac{(1 - \nu^2) \cdot \pi^2 \cdot r_0^3 \cdot H_{\text{уд}}^2}{mgh_{\text{отс}}}, \quad (7)$$

где  $r_0$  – радиус восстановленного отпечатка образца, м;  $m$  – масса шарика, кг;  $H_{\text{уд}}$  – ударная твердость материала образца

$$H_{\text{уд}} = \frac{6mg(h_{\text{пад}} - h_{\text{отс}})}{\pi \cdot t \cdot (3r_0^2 + t^2)}. \quad (8)$$

Здесь  $h_{\text{пад}}$  и  $h_{\text{отс}}$  – высота падения и отскока шарика, м;  $t$  – глубина восстановленного отпечатка образца, м.

После проведения ряда опытов было установлено, что значение динамического модуля упругости на 20–30 % ниже модуля Юнга и составляет величину, в среднем равную  $1,645 \times 10^5$  МПа. В связи с этим, величина коэффициента  $Z_E$ , входящего в уравнение (5), изменится на 12 % в меньшую сторону.

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, зависит от коэффициента торцевого перекрытия, который определяется уравнением, входящим в ГОСТ 21354–87.

В случае наличия кругового зуба при изменении нагрузки и увеличении величины износа профиля зуба меняется длина поля зацепления, тогда коэффициент торцевого перекрытия будет равен

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(l_k + 2 \cdot \sqrt{\Delta(\delta k^{-1} - \Delta)}) \cdot \cos \beta_m}{t_{os}}. \quad (9)$$

На основании (9) коэффициент  $Z_\varepsilon$  определится так:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4}{3}(1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\alpha \cdot \cos \beta_m}{3t_{os}}(\varepsilon_\beta - 1) + \frac{\varepsilon_\beta \cdot t_{os}}{\varepsilon_\alpha \cdot \cos \beta_m}}.$$

Здесь  $\rho$  – приведенный радиус кривизны поверхности зубьев гипоидной передачи;  $\Delta$  – величина износа;  $\varepsilon_\beta$  – коэффициент продольного перекрытия;  $t_{os}$  – осевой шаг;  $l_k$  – длина активного участка зацепления;  $\beta_m$  – угол наклона зуба.

Величину момента сопротивления можно представить как сумму тормозного момента, возникающего на колесе транспортного средства, и момента трения. Последний существенно зависит от свойств смазочного материала и условий смазывания.

Момент при расчете по ГОСТ 21354–87 контактного напряжения не зависит от свойств смазочного материала. Это ограничивает уравнение (1), т. е. оно не применимо в случае смешанного и жидкостного трения.

Для оценки свойств смазочного материала и шероховатости на момент трения необходимо рассчитать значения коэффициента трения на основе контактной задачи.

Расчет давления при граничном трении определялся с помощью модели сухого контакта с абсолютно гладкими поверхностями (рис. 1) и граничными условиями:

$$T(x) = f \cdot P(x), \quad v = q(x) + \text{const}.$$

Здесь  $v$  – проекции смещения в направлении оси  $Oy$ ;  $P$  и  $T$  – давление и касательное напряжение;  $q(x)$  – уравнение поверхности зацепления (функция соответствующая поверхности, ограничивающей основание верхней полуплоскости);  $f$  – коэффициент сухого трения скольжения.



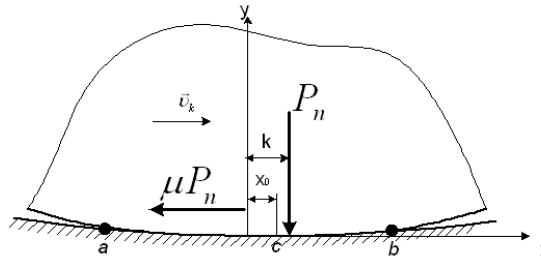


Рис. 1 – Расчетная схема контакта зубьев гипоидной передачи

Напряженно-деформированное состояние на отрезке  $ab$  (мгновенной площадке контакта) определим с помощью решения задачи Римана – Гильберта для полуплоскости.

Контактное давление определится формулой

$$P(x, f) = \frac{E \cdot (x-a)^{\frac{1}{2}+\theta(f)} \cdot (b-x)^{\frac{1}{2}-\theta(f)} + 4R \cdot P_n \cdot (1-\nu^2)}{2(1-\nu^2)\pi \cdot \rho \cdot \sqrt{1+f^2 \cdot \left(\frac{1-2\nu}{2-2\nu}\right)^2}}. \quad (10)$$

В случае граничного трения основную нагрузку будут нести выступы неровностей и коэффициент трения, входящий в (10), найдется по зависимости

$$f_{\text{гр}} = \zeta \cdot f_{\text{сух}} + (1-\zeta) \cdot \frac{1-2\nu}{(1-\nu)^2} \cdot e^{-0,319 \cdot \ln\left(0,217 \cdot \frac{n \cdot a \cdot b}{P_n}\right)}. \quad (11)$$

Доля несмазанных поверхностей  $\zeta$  определится из выражения

$$\zeta = \frac{h_0}{h_0 + (x^2/2\delta k^{-1}) + \Delta h}; \quad \Delta h = y_0 + C \cdot \frac{P_n}{A_c}, \quad (12)$$

$a$  и  $b$  – величины площадки контакта;  $n$  – частота вращения шестерни,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_n$  – нормальная нагрузка;  $\nu$  – коэффициент Пуассона;  $C$  – коэффициент жесткости материалов;  $A_c$  – контурная площадь контакта;  $h_0$  – начальная высота зазора;

$$y_0^4 + \frac{3}{2} \cdot y_0^3(2h_0 + h) + \frac{3}{4} \cdot y_0^2(2h_0 + h)^2 + \frac{1}{8} \cdot y_0(2h_0 + h)^3 - \frac{\mu \cdot h^3}{2 \cdot C \cdot \alpha^2} \cdot V = 0;$$

$V$  – скорость движения верхней поверхности.

При смешанном трении существуют только отдельные зоны металлического контакта, поверхность которых мала по сравнению с номинальной площадью трения. В таких зонах существуют сообщающиеся между собой микрообласти, заполненные смазочным материалом и продуктами износа.

Исследование явлений в микрообластях контакта выступов неровностей, значение подъемной силы микроклиньев, определяющие касательные силы областей металлического контакта неровностей, показали, что для режима

смешанного трения величина силы трения определяется на основании следующей формулы:

$$F_{\text{смеш}} = f_0 \cdot N - \frac{A \cdot dv \cdot \mu}{dh}. \quad (13)$$

Тогда коэффициент смешанного трения:

$$f_{\text{смеш}} = f_{\text{сух}} - \frac{k \cdot v \cdot \mu \cdot A}{h \cdot N}, \quad (14)$$

где  $N$  – нормальная нагрузка;  $A$  – площадь трения;  $k$  – безразмерный коэффициент, характеризующий геометрию контакта трущихся тел.

Эта зависимость получена в предположении постоянной толщины смазочной пленки. Такое предположение справедливо для жидкостного трения. При смешанном трении вместе с изменением деформации поверхностей происходит изменение поперечного сечения зазора и, следовательно, толщины пленки.

На основании вышеизложенного предложена зависимость коэффициента смешанного трения в виде:

$$f_{\text{II}} = f_1 + \frac{\mu}{p_{\text{ср}}} \cdot \frac{du}{dz}, \quad (15)$$

здесь  $f_1$  – коэффициент граничного трения, величина которого определяется (11);  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости смазочного материала;  $p_{\text{ср}}$  – среднее давление в зоне контакта;  $\tau_{\text{ж}} = \mu \cdot du / dz$  – сдвиговое напряжение в слое жидкости.

При скольжении двух смазанных твердых тел возникает гидродинамическая подъемная сила, снижающая нормальную нагрузку и, следовательно, деформацию контактирующих поверхностей. Под действием этой силы смазка проникает в контакт между выступами шероховатости, где она подвергается смятию.

На основании этого среднее давление в зоне зацепления можно оценить как сумму давлений, возникающих в слое смазочного материала (гидравлический клин) и на выступах неровностей, разделенных тонкой пленкой смазки (вязкоупругая среда) (рис. 2).

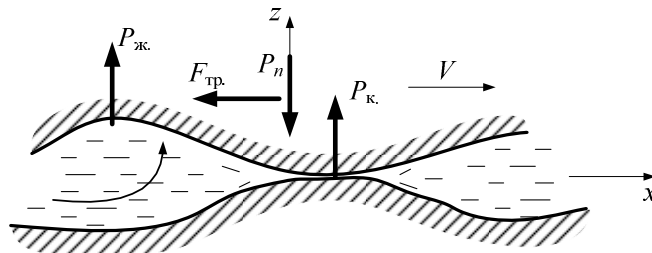


Рис. 2 – Схема контакта шероховатой поверхности в режиме смешанного трения

Выражение, характеризующее контактное давление в вязкоупругом слое контакта единичного выступа, определяется с учетом доли контактирующих неровностей так:

$$P_k = \frac{32P_n}{\pi \cdot d^4} \cdot x^2 \cdot A_a \cdot K_B \cdot K_\omega \left[ \left( \frac{2R_B}{H_B} \right)^{1/2} \cdot \theta \cdot p_a \right]^{\frac{v_\omega}{v_\omega + \delta}} \cdot \frac{b \cdot v}{2\pi \cdot R_B \cdot H_B} \cdot x^{v-1}, \quad (16)$$

где  $d$  – среднее значение диаметра при вершине выступа неровности;  $b$  и  $v$  – параметры опорной кривой;  $R_B$  – приведенный радиус закругления при вершине выступа неровностей;  $H_B$  – максимальная высота от впадины и до вершины выступа;  $x$  – расстояние от выступов до сечения профиля, отнесенного к  $R_{\max}$ ;  $p_a$  – номинальное максимальное давление (по Герцу);  $\theta$  – коэффициент упругих свойств материалов; коэффициенты  $v_\omega$ ,  $K_B$ , зависящие от распределения волн по высоте, и коэффициенты  $K_\omega$ ,  $\delta$ , учитывающие влияние шероховатости на деформацию волн выбираются по табличным данным.

В традиционной теории смазки обычно используется граничное условие отсутствия эффекта граничного скольжения. Это условие основано на предположении о равенстве скоростей граничной поверхности и прилегающей к ней жидкости. Для многих важных практических приложений данное граничное условие является достаточно хорошей моделью для адекватного предсказания поведения жидкой смазки в гидродинамическом режиме. Однако многочисленные современные экспериментальные исследования указывают на важность изучения режима трения, при котором предположение об отсутствии эффекта граничного скольжения перестает быть правомерным.

Граничному режиму взаимодействия не могут быть приписаны объемные вязкостные свойства смазочного материала, и поэтому он определяется свойствами пограничных слоев, возникающих при взаимодействии поверхности трения со смазочным материалом в результате физической адсорбции или химической реакции.

В работе теоретически исследовано влияние эффекта граничного скольжения в зоне контакта гипоидных передач при смешанном и жидкостном режимах трения как на чистом масле, так и на масле с порошковой добавкой.

Для описания движения масляных пленок воспользуемся уравнением Стокса:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \mu \frac{\partial u}{\partial z}, \quad (17)$$

где  $P$  – давление,  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, зависящий от температуры и давления

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha \cdot P),$$

причем пьезокоэффициент вязкости  $\alpha$  линейно зависит от температуры.

Наличие модифицированной технической сажи повышает вязкость  $\mu_0$  на 8–10 %, что ведет к изменению давления и свойств смазочных слоев.

Интегрируя уравнение (17), определяем компоненты скорости

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \cdot z + C_1; \quad u = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 \cdot z + C_2.$$

Для нахождения постоянных интегрирования  $C_{1,2}$  необходимо рассмотреть следующие граничные условия:

$$z = h, \quad k_2 \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + (u - u_2) = 0; \quad z = 0, \quad k_1 \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + (u - u_1) = 0.$$

Предполагая, что пленки двигаются со скоростью основного слоя (рис. 3), сдвиговые напряжения в них будут отличны, потому что пленки обладают свойствами, отличными от свойства основного слоя.

Тогда коэффициенты граничного скольжения можно определить по формулам:

$$k_1 = \frac{\mu_0}{\mu_1} \cdot \frac{\delta_1}{\Delta}; \quad k_2 = \frac{\mu_0}{\mu_2} \cdot \frac{\delta_2}{\Delta},$$

где  $k_{1,2}$  – коэффициенты граничного скольжения относительно границ 1,2;  $\mu_0, \mu_1, \mu_2$  – вязкости смазочных слоев;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – толщины пленок;  $\Delta$  – толщина основного слоя.

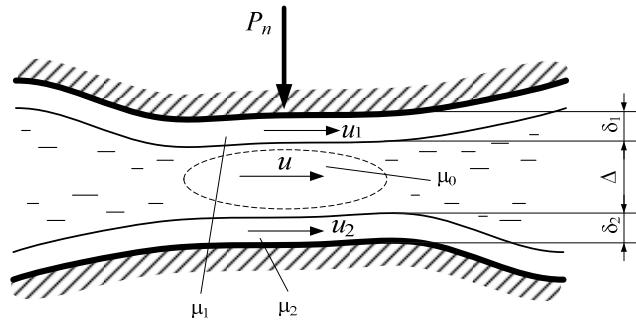


Рис. 3 – Схема движения смазочных слоев

Далее, учитывая, что скорость верхней поверхности  $u_1$ , а нижней  $u_2$ , получим выражение для компонент скорости

$$u = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \left[ \frac{-(k_1 + z) \cdot \left(k_2 + \frac{h}{2}\right) \cdot h}{k_2 + k_1 + h} + \frac{z^2}{2} \right] + \frac{(u_2 - u_1) \cdot (k_1 + z)}{k_2 + k_1 + h} + u_1. \quad (18)$$

Используя уравнение сохранения массы, получим (при этом учитывая, что материал поверхностей одинаков, т. е.  $k_1 \approx k_2 = k$ ):

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} h \cdot u_2 = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{h^2}{3\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \frac{(h(8k+h)+3k^2)}{2k+h} \right]. \quad (19)$$

Толщина смазочного слоя определяется выражением

$$h = h_m + \frac{x^2}{2R} + C \cdot P + R_0 \cdot \cos(f_0 \cdot \rho \cdot x), \quad C = \frac{d \cdot (1+\nu) \cdot (1-2\nu)}{E \cdot (1-\nu)}.$$

Здесь  $R$  – радиус кривизны;  $h_m$  – минимальная толщина смазочного слоя;  $d$  – толщина упругого слоя;  $R_0$  – шероховатость поверхностей;  $f_0$  – отклонение формы, представляет собой отклонение поверхности от правильной геометрической формы;  $\rho$  – радиус кривизны поверхности.

Решение уравнения (19) совместно с (16) позволяет оценить среднее давление в контакте зубьев гипоидной передачи при смешанном режиме смазки (рис. 4).

Коэффициент трения скольжения в зоне контакта гипоидной пары определится на основании (11) и (15). Графически зависимость коэффициента трения скольжения от скорости представлена на рис. 4, из которого следует, что при больших нагрузках выход на смешанный режим смазки происходит при больших числах оборотов вала шестерни.

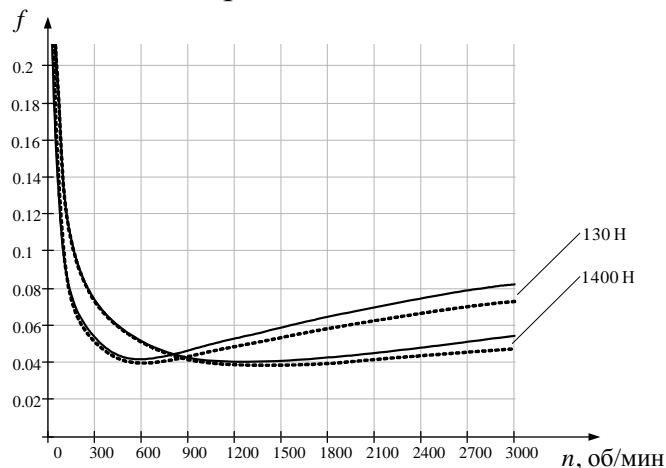


Рис. 4 – Зависимость коэффициента трения от частоты вращения шестерни гипоидной передачи: сплошная линия – без учета эффекта граничного скольжения ( $k_1 = 0$ ,  $k_2 = 0$ ); пунктирная линия – с учетом эффекта граничного скольжения ( $k_1 = 0,08$ ,  $k_2 = 0,08$ )

Значение момента сопротивления по изменению момента трения с учетом влияния смазки можно рассчитать, используя уравнение

$$M = M_{\text{тр}} + M_{\text{т}} = f \cdot P_n \cdot \sin(\mu) \cdot r_{e2} + M_{\text{т}}, \quad (20)$$

где  $r_{e2}$  – делительный радиус гипоидного колеса.

Результаты численного моделирования работы гипоидной пары позволяют утверждать, что при уменьшении скорости будут иметь место области опасного сближения сопряженных поверхностей, в которых возможен разрыв сма-

зочного слоя и неизбежного металлического контакта. В этом случае смазочный материал с функциональными твердыми добавками не дает соприкоснуться поверхностям, тем самым обеспечивая защиту от задира и схватывания.

Теоретическим расчетом установлено, что при учете физико-механических свойств, влияния смазочного материала и эффекта граничного скольжения давление на контакте зубьев и коэффициент трения существенно изменяются.

**В третьей главе** приведена конструкция стенда с измерительными приборами для проведения экспериментальных исследований. Установка для исследования влияния смазочных материалов с порошковыми добавками ультрадисперсной модифицированной технической сажи на триботехнические характеристики испытуемой передачи при различных режимах (рисунок 5) разработана в Политехническом институте Сибирского федерального университета.

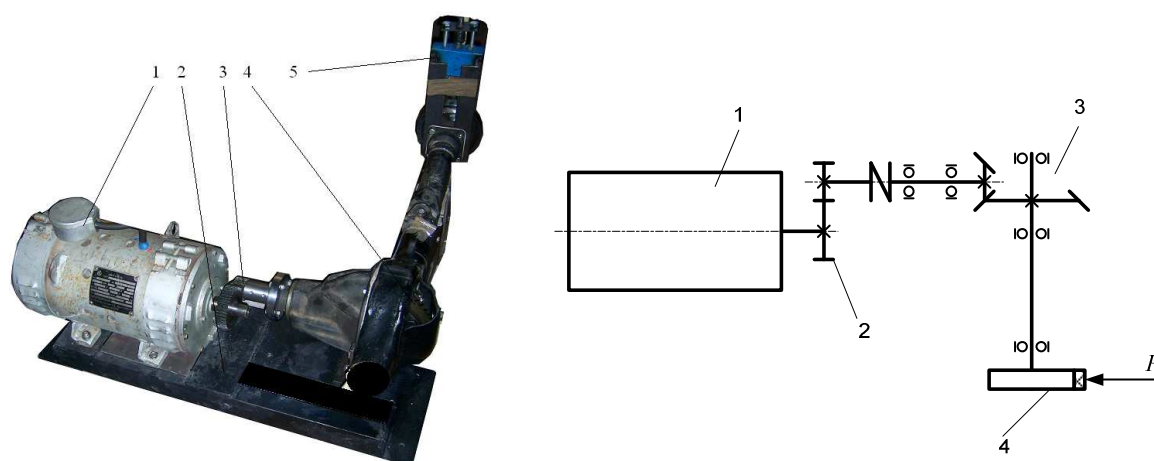


Рис. 5 – Общий вид испытательного стенда и кинематическая схема 1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – рама; 3 – зубчатая передача; 4 – гипоидная пара; 5 – блок нагружения

Принцип работы заключается в следующем: от электродвигателя 1 вращение передается зубчатой паре 2. Через зубчатую пару 2 вращается гипоидная передача 3. Для оценки момента сопротивления предусмотрен блок нагружения 4, где задается тормозной момент.

Для измерения сил и моментов трения на установке (рис. 5) использовались приборы вольт-амперной характеристики. Амперметр подключался в сеть постоянного тока между диодным мостом и электродвигателем через шунт. Фиксированное значение момента снималось мультиметром М-833, присоединенным к амперметру, и выражалось в относительных единицах (mA) с точностью 0,2 mA.

При испытаниях определялся линейный износ как разность линейных размеров ширины профиля на средней высоте зуба до и после испытаний. Измерение производилось специальным приспособлением с помощью индикатора часового типа с шагом дискретности 0,001 мм.

На установке исследовалась гипоидная передача заднего моста автомобиля ВАЗ-2106 со смазочными композициями, представленными в таблице 1.

Таблица 1 – Составы смазочных композиций

Композиции смазочного материала	Содержание компонентов, %	
	Базовый смазочный материал	Твердая порошковая добавка
	ТМ-5-18 гип ТАД-17	УДП-МТС
ТАД-17 + 0,1 % УДП-МТС	99,90	0,1
ТАД-17 + 0,3 % УДП-МТС	99,70	0,3
ТАД-17 + 0,5 % УДП-МТС	99,50	0,5
ТАД-17 + 0,7 % УДП-МТС	99,30	0,7
ТАД-17 + 0,9 % УДП-МТС	99,10	0,9
ТАД-17 + 1,0 % УДП-МТС	99,00	1,0

Испытания проведены при нагрузке от 100 до 900 Н с шагом 200 и при частоте вращения вала шестерни от 500 до 3000 мин<sup>-1</sup> с шагом 500. На основании данных по планированию эксперимента число опытов на каждый режим испытания равно пяти.

Достоверность результатов обеспечивалась точностью измерений и использованием метода статистической обработки результатов эксперимента.

**В четвертой главе** представлены результаты экспериментальных исследований триботехнических и эксплуатационных свойств смазочных материалов с порошковой добавкой ультрадисперсной модифицированной технической сажи.

На первом этапе исследований определялось оптимальное процентное содержание порошковой добавки ультрадисперсной модифицированной технической сажи в трансмиссионном масле ТМ-5-18 гип ТАД-17, обеспечивающего наименьшие значения момента и температуры.

По результатам испытаний (рис. 6) установлено, что максимальное изменение момента сопротивления и объемной температуры масла от нагрузки и от частоты вращения вала шестерни наблюдается при содержании в трансмиссионном масле ТМ-5-18 гип ТАД-17 ультрадисперсной модифицированной технической сажи в пределах 0,7 %.

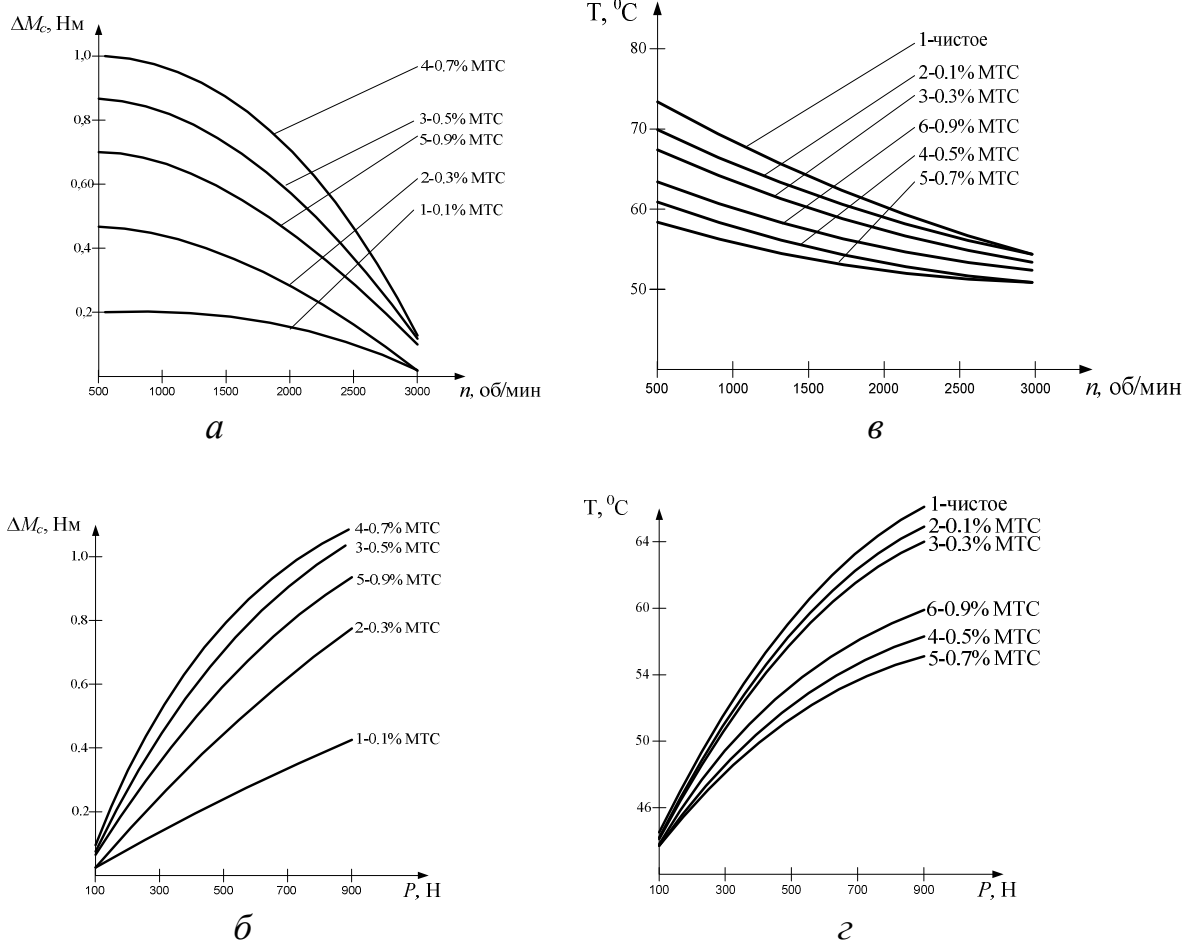


Рис.6 – Зависимости момента и объемной температура от нагрузки и частоты вращения вала шестерни

Сравнение теоретических и экспериментальных данных производилось по изменению момента трения от нагрузки и частоты вращения вала шестерни при чистом масле ТМ-5-18 гип ТАД-17 и с предложенным процентным содержанием добавки. При теоретическом расчете учитывалось влияние шероховатости и эффекта граничного скольжения (рис. 7).

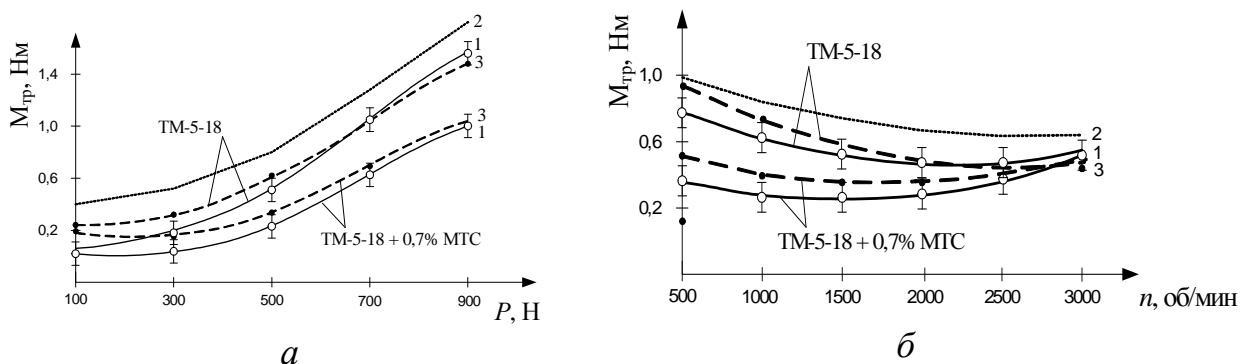


Рис. 7 – Зависимость момента трения от: а – нагрузки при частоте вращения вала шестерни  $1500 \text{ мин}^{-1}$ ; б – частоты вращения вала шестерни при нагрузке 500 Н; 1 – экспериментальные данные; 2 – без учета шероховатости и эффекта граничного скольжения; 3 – с учетом шероховатости и эффекта граничного скольжения



Теоретическое значение момента трения при учете шероховатости и эффекта граничного скольжения (кривая 3) в среднем отличается от экспериментального (кривая 1) на 10 %, а без учета шероховатости и эффекта граничного скольжения (кривая 2) на 32 %.

Второй этап исследований заключался в определении износа профиля зуба на чистом смазочном материале ТМ-5-18 и с добавкой МТС 0,7 %.

Результаты испытаний приведены на рис. 8.

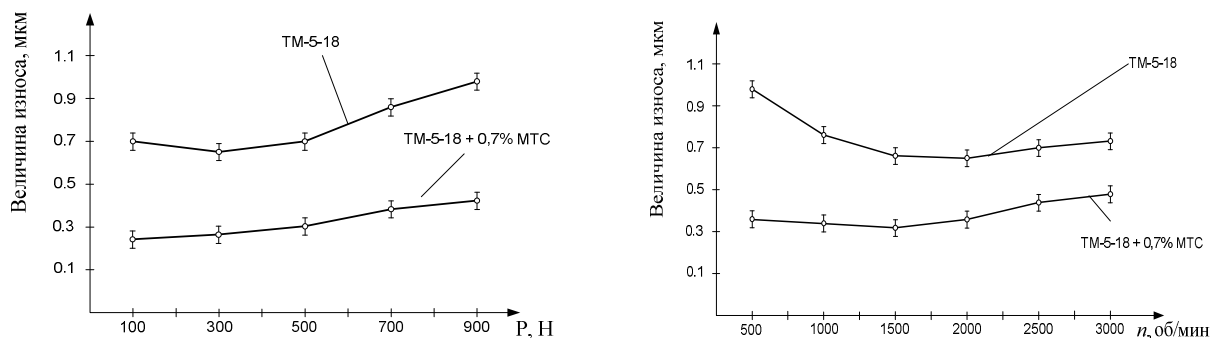


Рис. 8 – Зависимость износа зуба гипои́дного колеса от нагрузки и частоты вращения вала шестерни

Из полученных зависимостей следует, что при малых скоростях, в режиме, близком к граничному, с добавкой МТС 0,7 % в трансмиссионное масло, значение величины износа снижается в два и более раз по сравнению с чистым маслом. При увеличении нагрузки и скорости наблюдается незначительный рост величины износа.

Таким образом, смазочная композиция ТМ-5-18 + 0,7 % МТС снижает величину линейного износа в среднем на 41 % и соответственно интенсивность изнашивания контактирующих поверхностей, тем самым, увеличивая долговечность гипои́дной передачи.

Полученный оптимальный состав смазочной композиции ТМ-5-18 + 0,7% МТС испытывался на ОАО «Красноярское пассажирское автотранспортное предприятие». Объектом исследования были четыре редуктора задних мостов пассажирских автобусов Transstar-Sang Yong марки Mercedes-Benz. На двух из них редукторы работали при чистом масле, а на двух других – на масле с присадкой. Пробег за время испытаний составил 50000 км. Данные испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты эксплуатационных испытаний

Смазка	Номер редуктора	Зазор до испытания, мкм	Зазор после испытания, мкм	Изменение зазора, мкм
ТМ-5-18	1	25	53	28
	2	27	56	29
ТМ-5-18 + 0,7 % МТС	3	25	41	16
	4	28	43	15

Сравнивая полученные результаты, можно отметить, что зазор в гипоидной паре, работающей на масле ТМ-5-18 + 0,7 % УДП-МТС, на 41 % меньше, чем на чистом масле ТМ-5-18.

Для оценки долговечности напряжение рассчитывали по зависимостям, представленным в главе 2.

На основании экспериментальных и эксплуатационных данных получены результаты, приведенные в таблице 3.

Таблица 3 - Значение величин и коэффициентов, входящие в контактное напряжение  $\sigma_{H0}$

Обозначение	Эксплуатационные данные		Экспериментальные данные	
	ТМ-5-18	ТМ-5-18 + 0,7 % МТС	ТМ-5-18	ТМ-5-18 + 0,7 % МТС
$Z_E$	167	165	167	165
$Z_H$	2,5		2,5	
$Z_\epsilon$	0,97	0,86	0,97	0,88
$Z_\beta$	1		1	
$\delta_1, \square$	17		15	
$K_A$	1,1		1,1	
$K_{H\alpha}$	1,1		1,1	
$K_{H\beta}$	1,2		1,2	
$K_{H\nu}$	1,4	1,1	1,4	1,08
$b$ , мм	35		35	
$d_{e1}$ , мм	89,7		58	
$R_e$ , мм	153,2		112	
$u$	3,5		4,1	

Ресурс работы передачи по критерию износа при  $k$ -м числе циклов напряжений определится

$$L_h = \frac{[\Delta]}{60 \cdot I_h \cdot \sigma_H \cdot n \cdot n_3}$$

Результаты вычислений представлены в таблицах 4 и 5.

Таблица 4 – Результаты вычислений эксплуатационных данных

Смазочная композиция	Среднее контактное давление, МПа	Максимальное контактное давление, МПа	Интенсивность изнашивания	Время работы передачи, ч
ТМ-5-18	1208	1626	$1,22 \times 10^{-8}$	30157
ТМ-5-18 + 0,7 % МТС	1096	1446	$0,78 \times 10^{-8}$	52664
Увеличение срока службы на, %				74

Таблица 5 – Результаты вычислений экспериментальных данных

Смазочная композиция	Среднее контактное давление, МПа	Максимальное контактное давление, МПа	Интенсивность изнашивания	Время работы передачи, ч
ТМ-5-18	192	257	$1,27 \times 10^{-8}$	134008
ТМ-5-18 + 0,7 % МТС	175	242	$0,81 \times 10^{-8}$	242444
Увеличение срока службы на, %				80

Таким образом, проведенные испытания показали, что при добавке ультрадисперсной модифицированной технической сажи в смазочный материал ТМ-5-18 гип ТАД-17 срок службы гипоидной передачи увеличивается в среднем на 77 %.

### Основные результаты и выводы

Основные результаты исследования сводятся к следующему.

1. Предложена методика расчета давлений на контакте зубьев гипоидных передач, устанавливающая связь между коэффициентом трения, вязкостью смазочного материала, шероховатостью поверхности и ресурсом работы узла.

2. Установлена зависимость момента сопротивления гипоидной передачи от свойств смазочного материала с ультрадисперсными добавками.

3. Уточнена формула расчета контактных напряжений применительно к гипоидным передачам.

4. Разработан и изготовлен оригинальный стенд для испытания гипоидных передач.

5. Разработана методика испытаний гипоидных передач, позволяющая оценить триботехнические и эксплуатационные параметры работы передачи в присутствии смазочных композиций с твердыми добавками модифицированной технической сажи.

6. Предложены составы смазочных композиций с улучшенными антифрикционными и эксплуатационными свойствами посредством применения модифицирующей добавки ультрадисперсного порошка, определено его оптимальное содержание в трансмиссионном масле в 0,7 % по массе.

7. На основании результатов сравнительных износных испытаний установлено, что применение данных смазочных композиций в среднем снижает износ гипоидных передач на 41 %, уменьшает момент трения на 80 % и температуру смазочного материала на 20 %.

8. По результатам эксплуатационных испытаний гипоидных передач в присутствии смазочной композиции на основе ТМ-5-18 гип ТАД-17 с добавкой порошка ультрадисперсной модифицированной технической сажи 0,7 % по массе установлено, что прогнозируемый ресурс работы гипоидной пары увеличивается на 77 %.

**По материалам диссертации опубликованы следующие работы:**

1. Терентьев, В. Ф. Моделирование зубчатого зацепления червячной передачи / В. Ф. Терентьев, С. И. Щелканов, **Д. А. Маринушкин** // Вестн. НИИ СУВПТ. – Вып. 15. – С. 246-248.
2. Терентьев, В. Ф. Определение свойств поверхностного слоя стали динамическим методом / В. Ф. Терентьев, А. С. Щелканов, **Д. А. Маринушкин**, О. С. Учаева // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Вып. 40. Машиностроение. – Красноярск, 2005. – С. 113-116.
3. Маринушкин, Д. А. Напряженное состояние в контакте гипоидной передачи / **Д. А. Маринушкин** // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Вып. 41. Машиностроение. – Красноярск, 2006. – С. 164-166.
4. Щелканов, А. С. Распределение напряжений при нестационарном качении ролика по неподвижному кольцу / А. С. Щелканов, **Д. А. Маринушкин** // Пробл. машиностроения. и новые материалы. – Красноярск, 2006. – Вып. 1. – С. 115-119.
5. Маринушкин, Д. А. Распределение давления на зубе колеса гипоидной передачи в направлении мгновенной площадки контакта / **Д. А. Маринушкин** // Вестн. КрасГАУ. – Красноярск, 2007. – Вып. 3. – С. 178-182.
6. Маринушкин, Д. А. Определение свойств поверхностного слоя стали по фону внутреннего трения / **Д. А. Маринушкин**, А. С. Щелканов // Вестник КрасГАУ. – Красноярск, 2008. – Вып. 4. – С. 172-176.
7. Маринушкин, Д. А. Расчет контактного давления в зоне зацепления гипоидной передачи / **Д. А. Маринушкин** // Сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы трибологии». – Самара, 2007. – том 1. – С. 292-300.
8. Пат. 2303051 Российская Федерация, С 10М 125/02. Смазочная композиция. / С. И. Щелканов, Г. Е. Селютин, Д. А. Маринушкин, В. Ф. Терентьев, А. С. Щелканов ; заявитель и патентообладатель Краснояр. гос. техн. ун-т. – 2006107346/04 ; заявл. 09.03.2006 ; опубл. 20.07.2007, Бюл. № 20. – 4 с.: ил.
9. Пат. 2279049 Российская Федерация, МПК G01M 13/02. Образцы для испытания материалов и смазочных сред червячных передач / В. Ф. Терентьев, С. И. Щелканов, Д. А. Маринушкин ; заявитель и патентообладатель Краснояр. гос. техн. ун-т. – 2004135135/28 ; заявл. 01.12.2004 ; опубл. 27.06.2006, Бюл. № 18. – 4 с.: ил.

Соискатель:

Маринушкин Д. А.

Подписано в печать 8.08.2008. Заказ №  
 Формат 60×90/16. Усл. печ. л. 1. Тираж 100 экз.  
 ИПК Сибирского федерального университета  
 660074, Красноярск, ул. Киренского, 28