

05.02.02
Л342

На правах рукописи



Леванов Игорь Геннадьевич

МЕТОДИКА РАСЧЁТА СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ НА НЕНЬЮТОНОВСКИХ МАСЛАХ

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2011

Работа выполнена в Вузовско-академической лаборатории «Трибо-техника» им. докт. техн. наук, профессора В.Н. Прокопьева при кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета.

Научные руководители: доктор технических наук, профессор
Прокопьев Валерий Никифорович,
доктор технических наук, профессор
Рождественский Юрий Владимирович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Некрасов Сергей Геннадьевич,
кандидат технических наук, доцент
Языков Анатолий Евгеньевич.

Ведущее предприятие – ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск.

Защита диссертации состоится 28 сентября 2011 г., в 15.00 часов, на заседании специализированного диссертационного совета Д 212.298.09 в Южно-Уральском государственном университете: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «__» _____ 2011 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д 212.298.09,
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Решение проблемы повышения надежности таких машин массового применения, как двигатели внутреннего сгорания (ДВС), турбокомпрессоры неразрывно связано с совершенствованием конструкции основных гидродинамических трибосопряжений (ТС): динамически нагруженных шатунных и коренных подшипников скольжения (ПС) коленчатого вала, ротора турбокомпрессора.

Значительный вклад в разработку методик расчёта подшипников скольжения внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: А.К. Дьячков, С.М. Захаров, В.Г. Караваев, М.В. Коровчинский, В.Н. Прокопьев, О.И. Рабецкая, Ю.В. Рождественский, Л.А. Савин, В.И. Суркин, И.А. Тодер, Д.И. Фёдоров, Н.Н. Типей, Т.В. Bates, J.F. Booker, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, H.K. Hirani и др.

Тем не менее, известные методики не полностью отражают физические процессы, происходящие в системе «шип – смазочный слой – подшипник», поскольку основаны на том допущении классической гидродинамики, что смазочный слой обладает свойствами ньютоновской жидкости, вязкость которой зависит только от температуры и давления.

Сегодня широкое распространение при эксплуатации ДВС получили все-сезонные моторные масла, загущенные вязкостными присадками. Главной целью введения таких присадок является получение улучшенной (пологой) вязкостно-температурной характеристики, повышение индекса вязкости все-сезонных масел. То есть при низких температурах вязкость должна быть не слишком высокой, чтобы обеспечить прокачиваемость по системе смазки, доступ к узлам трения и минимальное сопротивление при проворачивании, а при высоких – достаточной, чтобы обеспечить смазочный слой в ТС способный нести нагрузку.

Реологическое поведение таких масел имеет особенности, называемые в литературе неньютоновскими свойствами. К наиболее известным неньютоновским свойствам загущенных масел относятся: зависимость их вязкости от скорости сдвига (псевдопластичность, временное снижение или аномалия вязкости), вязкоупругие эффекты (релаксация касательных напряжений, появление нормальных напряжений при сдвиге).

Благодаря зависимости вязкости от скорости сдвига, такие масла также называют «энергосберегающими», поскольку они позволяют снизить потери мощности на трение в двигателе, а, следовательно, и расход топлива.

А.Ю. Вовк, В.Н. Прокопьев, Л.А. Савин, В.А. Gecim, H.G. Elrod, A.V. Harpou, H.K. Hirani, R.S. Paranjpe, и другие авторы предпринимали попытки учесть неньютоновское поведение смазочного слоя в методиках расчёта подшипников скольжения. Теоретические и экспериментальные исследования указывают на то, что неньютоновские свойства смазочных масел оказывают влияние на характеристики ПС, в частности псевдопластичность приводит к снижению минимальной толщины смазочного слоя, потерь мощности на трение; вязкоупругие эффекты способствуют увеличению толщины смазочного слоя.

Сегодня, очевидно, что особенности реологического поведения смазочных масел (СМ) необходимо учитывать на этапе проектирования ТС. В частности, эффективное применение всесезонных моторных масел в ДВС возможно только в том случае, если это допускает конструкция двигателя и его ТС (подшипники скольжения коленчатого вала).

Однако, использование теоретических положений и методик, учитывающих неньютоновские свойства СМ, в инженерной практике проектирования сложнонагруженных гидродинамических ПС ограничено. Прежде всего, это связано с недостаточным объёмом информации о реологическом поведении современных моторных масел при высоких температурах (до 150 °С) и скоростях сдвига (до 10^6 с^{-1}) в смазочном слое ПС; остаётся открытым вопрос о совместном влиянии неньютоновских свойств масел на характеристики сложнонагруженных гидродинамических ПС.

Таким образом, актуальность темы обусловлена, с одной стороны, ростом объёмов производства масел, обладающих неньютоновскими свойствами; с другой стороны, потребностью обоснованного выбора класса вязкости смазочного масла при проектировании сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин.

В работе рассматривается влияние на работу сложнонагруженных подшипников скольжения основных наиболее значимых неньютоновских свойств моторных масел (далее неньютоновские свойства): зависимость вязкости от скорости сдвига, релаксация касательных напряжений.

Работа была выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554, 2007–2009 годы), а также Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)»; в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы».

Цель исследования заключается в разработке методического, алгоритмического и программного обеспечения для анализа динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных ПС поршневых и роторных машин, смазываемых маслами с неньютоновскими свойствами, позволяющего при проектировании машин обоснованно подходить к выбору класса вязкости смазочного масла.

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

1. Разработать математическую модель смазочного слоя сложнонагруженного ПС, учитывающую не только зависимость вязкости смазочного масла от температуры и давления, но и наиболее значимые неньютоновские свойства: зависимость вязкости от скорости сдвига и эффект релаксации касательных напряжений.

2. Обосновать параметры реологического уравнения смазочного масла на основе результатов экспериментальных исследований реологического поведения загущенных всесезонных моторных масел.

3. Разработать алгоритмическое и программное обеспечение для анализа динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения, учитывающее неньютоновские свойства смазочного масла, пригодное для инженерной практики и оценить адекватность математической модели.

4. Оценить влияние неньютоновских свойств загущенных моторных масел различных классов вязкости на динамику и гидромеханические характеристики шатунных и коренных подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

Объекты исследования. Процессы, происходящие в смазочном слое неньютоновской жидкости, разделяющей поверхности сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения.

Предмет исследования. Взаимосвязь реологических свойств смазочного материала и гидромеханических характеристик сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения.

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования реологических свойств смазочных материалов.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель смазочного слоя сложнонагруженного ПС, учитывающая не только зависимость вязкости смазочного масла от температуры и давления, но и неньютоновские свойства: зависимость вязкости от скорости сдвига, эффект релаксации касательных напряжений.

2. Обосновано применение степенного закона для описания реологического поведения загущенных моторных масел. Установлены зависимости параметров закона от температуры, позволяющие с большей достоверностью моделировать реологическое поведение масел в подшипнике скольжения.

3. Разработан алгоритм расчёта динамики сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения, с учётом неньютоновских свойств смазочных масел.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов решения тестовых задач с известными теоретическими и экспериментальными результатами отечественных и зарубежных авторов.

Практическая значимость.

1. Создано программное обеспечение (ПО), позволяющее при проектировании сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения оценивать влияние на их гидромеханические характеристики конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов, обосновывать рекомендации по совершенствованию конструктивных параметров и подбору смазочного масла. В Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товар-

ным знакам (РОСПАТЕНТ) зарегистрированы разработанные при участии автора комплексы программ «Неньютон-П», «Микрополярность», «Подшипники скольжения многоопорных валов», «Гибкий ротор-П», «Микрореология», предназначенные для анализа гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах.

2. Выполнена оценка влияния наиболее известных неньютоновских свойств моторных масел на гидромеханические характеристики шатунного и коренных подшипников скольжения коленчатого вала двигателя ЧН13/15, что позволило сформулировать рекомендации по подбору класса вязкости моторного масла для этого двигателя.

Реализация. Разработанные методическое и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания в ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск, а также в учебном курсе «Триботехника» при подготовке инженеров на автотракторном факультете ЮУрГУ.

Апробация. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (Челябинск, 2007–2011 гг.); на Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем» (ЮУрГУ, Челябинск, 2009 г.); на Всероссийской научно-практической конференции «Разработки Российской Федерации по приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники» (ЮУрГУ, Челябинск, 2009 г.); на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, Самара, 2009 г.); на IV Всемирном трибологическом конгрессе World Tribology Congress (Japan, Kyoto, 2009 г.); на Международном Конгрессе двигателестроителей (Украина, Рыбачье, 2010 г.); на Юбилейной научно-технической конференции, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана «Двигатель – 2010» (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана); на Международной научно-технической конференции «Трибология-машиностроению» (Москва, ИМАШ, 2010 г.); на международных научно-технических конференциях, проводимых в Челябинской агроинженерной академии «Достижения науки – агропромышленному производству» (ЧГАА, Челябинск, 2010–2011 гг.); на научно-технических конференциях аспирантов и докторантов ЮУрГУ (Челябинск, 2009–2011 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 16 научных работ, включая 6 статей в научных сборниках рекомендованных ВАК РФ, 5 тезисов докладов, 5 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и 7 приложений, изложена на 153 страницах машинописного текста, включая 54 иллюстрации, 13 таблиц, 79 формул и библиографический список, содержащий 135 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации, реализации и структуре диссертации.

В первой главе рассмотрены наиболее известные неньютоновские свойства современных загущенных моторных масел (зависимость вязкости от второго инварианта скорости сдвига, эффект релаксации касательных напряжений, структурная неоднородность), реологические модели, описывающие эти свойства, а также существующие методики расчёта подшипников скольжения, учитывающие неньютоновское поведение смазочного материала. Выполнен обзор работ, посвящённых экспериментальным исследованиям влияния реологических свойств моторных масел на работу подшипников скольжения коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, а также программного обеспечения для расчёта гидродинамических подшипников скольжения.

Реологические модели условно делятся на три группы: структурновязкие, вязкоупругие, структурно-неоднородные. Под структурновязкими понимают модели, описывающие зависимость вязкости смазки от скорости сдвига. К вязкоупругим относят модели, включающие время релаксации смазки. Структурно-неоднородными называют реологические модели, описывающие поведение смазок с твёрдыми, жидкими или газообразными фазами.

Методики расчёта подшипников скольжения, основанные на структурновязких реологических моделях, были предложены Элродом, Элкоу, Синхой, Гезимом, Paranjpe, Hirani, Taylor, Williamson, Yurusou и др. При этом многие авторы использовали для описания зависимости вязкости смазки от скорости сдвига степенной закон Оствальда-Вейла, имеющий наиболее удобную математическую форму, а также уравнения Гезима и Кросса, которые более реалистично отражают поведение загущенного моторного масла, однако имеют параметры, экспериментальное определение которых представляет определённые технические трудности.

Результаты теоретических исследований вышеназванных авторов показали, что учёт снижения вязкости смазки при сдвиге приводит к снижению потерь мощности на трение и температуры подшипника скольжения, что является, безусловно, положительным эффектом, однако происходит также снижение толщины смазочного слоя, что является негативным следствием применения загущенных масел.

В отдельную группу выделены работы, посвящённые исследованию влияния эффекта релаксации касательных напряжений на характеристики подшипников скольжения. Наиболее известной реологической моделью, учитывающей этот эффект является модель вязкоупругой жидкости Максвелла. Результаты расчётов Харноу, Paranjpe, Zhang и др. показали, что релаксация касательных напряжений в смазочном слое приводит к увеличению минимальной толщины смазочного слоя динамически нагруженных подшипников скольжения, неоднозначно влияет на гидродинамические давления. Общепризнанной стала точка

зрения о том, что вязкоупругие свойства масел положительно влияют на работу динамически нагруженных подшипников скольжения.

Значительный вклад в изучение влияния реологии масел на работу двигателей внутреннего сгорания и, в частности, подшипников скольжения коленчатого вала, внесли американские и европейские инженеры-исследователи. Результаты были учтены в международной вязкостной классификации SAE J300 введением понятия высокоскоростной, высокотемпературной вязкости (HTHS), измеряемой при температуре 150 °С и скорости сдвига 10^6 с^{-1} .

На основании выполненного обзора отечественных и зарубежных литературных источников поставлены цель и задачи работы.

Во второй главе представлены основные допущения и положения методики для моделирования процессов смазки в сложнонагруженном гидродинамическом подшипнике скольжения с учётом неньютоновских свойств смазочного материала.

При разработке методики были приняты следующие допущения: трение в ПС обусловлено внутренним трением смазочного масла, которое «прилипаёт» к поверхностям шипа и подшипника и полностью заполняет пространство между ними; течение смазочного масла ламинарное, силы инерции не учитываются; поверхности шипа и подшипника считаются идеально круглыми, гладкими и жёсткими; перекосы осей шипа и подшипника не учитываются; теплоотдача от смазочного масла в шип и подшипник не учитывается.

Задача расчёта динамики сложнонагруженного подшипника скольжения сводилась к построению траектории движения центра масс шипа (например, шатунной шейки) под действием внешней периодической нагрузки в системе координат XO_1Y (рис. 1), закреплённой на втулке (вкладыше), и определению его гидромеханических характеристик (ГМХ), к которым относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(t)$ в момент времени t , а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл нагружения t_u величины, эффективная температура смазочного слоя T_e , мгновенные и средние потери мощности на

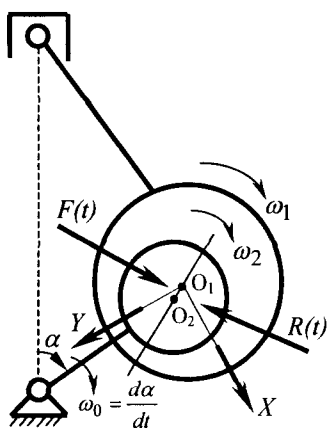


Рис. 1. Схема шатунного подшипника

трение $N(t)$, N^* ; расходы смазки $Q_B(t)$, Q_B^* .

Траектория движения центра шипа строилась по координатам, получаемым в результате решения уравнения равновесия:

$$\frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}) = 0. \quad (1)$$

Здесь $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещений центра шипа; $\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ – производные по безразмерному времени \bar{t} ; $F_U = (F_X, F_Y)$ – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки; $R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$ – реакции смазочного слоя; h_0 – радиальный зазор; $\omega_0 = d\alpha/dt$ – угловая скорость вращения шипа.

Эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое учитывался на основе подхода, описанного в работах Paranjpe. Этот подход заключается в замене внешней нагрузки, действующей на подшипник, на модифицированную

$$F_U = F_U + \lambda \omega_0 \partial F_U / \partial \alpha, \quad (2)$$

где λ – время релаксации смазочного масла.

Интегрирование уравнения движения (1) осуществлялось методом, основанным на формулах дифференцирования назад для уравнений второго порядка и описанным в работах В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, К.В. Гаврилова и др.

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя \bar{R}_U , определялось интегрированием уравнения Рейнольдса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\frac{\bar{\phi}_2}{\bar{\phi}_0} - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\frac{\bar{\phi}_2}{\bar{\phi}_0} - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \\ = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega}_{21} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь $\bar{\rho}$, $\bar{p} = (p - p_a) \psi^2 / \mu_0 \omega_0$, $\psi = h_0/r$, $\bar{z} = z/r$, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $\tau = \omega_0 t$ – безразмерные: плотность СМ, гидродинамические давления, относительный зазор, координата по ширине подшипника, время; $a = B/D$ – относительная ширина подшипника; μ_0 – характерная вязкость СМ; p_a – атмосферное давление; $B, D = 2r$, r – соответственно, ширина, диаметр, радиус подшипника; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0$ – безразмерная угловая скорость вращения шипа; безразмерная толщина смазочного слоя \bar{h} и её производная $\partial \bar{h} / \partial \tau$, которые определяются формулами

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta), \quad \partial \bar{h} / \partial \tau = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta), \quad (4)$$

где χ – относительный эксцентриситет; δ – угол относительного положения линии центров.

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y}, \quad (5)$$

где $k = 0; 1; 2$; $\bar{\mu}^*$ – вязкость СМ, являющаяся функцией скорости сдвига, температуры и давления; \bar{y} – безразмерная координата поперёк смазочного слоя.

Уравнение (3) интегрировалось многосеточным методом, описанным в работах Е.А. Задорожной, Ю.В. Рождественского и др., при граничных условиях Свифта-Штибера с учётом наличия на поверхности шипа источников смазывания (отверстий, канавок):

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s \text{ на} \\ (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s, S = 1, 2, \dots, S^* \quad (6)$$

Здесь Ω_s – область источника смазки, в которой давление постоянно и равно давлению подачи p_s , S^* – количество источников смазывания.

Зависимость вязкости СМ от скорости сдвига аппроксимировалась степенным законом Оствальда-Вейла; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля; от давления – формулой Баруса.

Таким образом, математическая модель вязкости СМ представлялась в виде:

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot \bar{I}_2^{(n-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_3+C_3))+\beta(T_3) \cdot p} \quad (7)$$

Здесь $\bar{\mu}$ – безразмерный параметр консистенции (вязкость СМ при низкой скорости сдвига до 10^2 с^{-1}); $\bar{I}_2 = \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}}\right)^2$ – второй инвариант скоростей сдвига; n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения; $\beta(T_3)$ – пьезокоэффициент вязкости СМ, являющий функцией температуры; p – гидродинамическое давление; T_3 – эффективная температура смазочного слоя; C_1, C_2, C_3 – константы.

Градиенты скоростей сдвига определялись выражениями:

$$\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \cdot \left[\frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\phi}_0} + \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right]; \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \cdot \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \quad (8)$$

Для описания реологического поведения загущенных моторных масел предложено использовать следующую модель (рис. 2, где $\dot{\gamma} = \sqrt{\bar{I}_2}$). На участке 1 масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью $\mu_1(T_3, p)$. Для участка 2 характерно снижение вязкости по степенному закону (6). На участке 3 масло считается ньютоновской жидкостью с вязкостью $\mu_2(T_3, p)$.

В такой постановке реологическая модель не противоречит представлениям о поведении загущенного моторного масла, не вызывает трудностей при программной реализации.

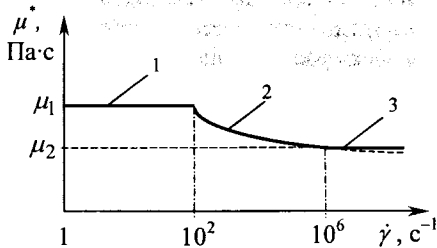


Рис. 2. Зависимость вязкости от скорости сдвига

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге расчёта траектории центра шипа (за цикл нагружения) определялось по формуле:

$$\Delta T_{\text{э}} = \frac{N}{Q_B \cdot \rho \cdot c_0}, \quad (10)$$

где N , Q_B , ρ , c_0 – потери мощности на трение в смазочном слое, расход СМ через подшипник, плотность и теплоёмкость СМ, соответственно.

Использование такого подхода при решении задач динамики и смазки сложнагруженных подшипников скольжения обосновано в работах В.Н. Прокопьева, В.Г. Караваева и др.

Потери мощности на трение определялись интегрированием диссипативной функции рассеивания \bar{D} по объему смазочного слоя

$$N = \frac{BD^2 \psi \mu_0}{8a} \cdot \iint_{\Omega_A^-} \bar{D} d\varphi d\bar{z}. \quad (11)$$

Здесь $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$, Ω_A – активная область смазочного слоя, где $p > 0$.

$$\bar{D} = \int_0^1 \bar{\mu}^* \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] d\bar{y}. \quad (12)$$

Расход СМ в оба торца подшипника определяется выражением

$$Q_B^* = -\frac{BD^2 \psi \omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\varphi. \quad (13)$$

Совокупность выражений (1) – (13) представляет математическую модель смазочного слоя, учитывающую зависимость вязкости от скорости сдвига и эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое.

В качестве тестовой была выбрана задача расчёта гидромеханических характеристик третьего коренного подшипника коленчатого вала двигателя V6 производства компании General Motors. Paranjpe, Tseregounis и Viola рассчитали с помощью программного пакета FLARE гидромеханические характеристики

Для оценки теплового состояния подшипника скольжения использовался изотермический подход, основанный на уравнении теплового баланса:

$$A_N^*(t) = A_Q^*(t), \quad (9)$$

отражающего равенство средних за цикл значений теплоты A_N^* , рассеянной в смазочном слое и теплоты A_Q^* , отведенной СМ, вытекающим в торцы подшипника скольжения.

ки указанного подшипника, работающего на загущенном масле класса 0W-30, а также экспериментально ёмкостным методом определили толщину смазочного слоя подшипника. Сравнение результатов тестовых расчётов автора с теоретическими и экспериментальными данными американских исследователей показало хорошее качественное и количественное соответствие (табл. 1, рис. 3).

Из рис. 3 видно, что расчётная зависимость 2) минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала, полученная автором, хорошо согласуется с зависимостью 1) Paranjpe и др.

Расчётная зависимость 5), полученная без учёта неньютоновских свойств масла, располагается выше 2), при этом значение $\inf h_{\min}$ завышено (см. табл. 1) на 21 % относительно зависимости 2).

Таблица 1

Сравнение результатов тестовых расчётов

Источник	Характеристика			Примечание:
	$\inf h_{\min}$, мкм	$\alpha_{h_{\min}}$, град.	T , °C	
Эксперимент	1,16	296,0	104-106	1) Paranjpe и др. с учётом зависимости вязкости от скорости сдвига; 2) с учётом зависимости вязкости от скорости сдвига; 3) с учётом вязкоупругих свойств масла при $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с; 4) с учётом зависимости вязкости от скорости сдвига и вязкоупругих свойств масла; 5) без учёта неньютоновских свойств масла. * значение времени релаксации СМ взято по данным работы Paranjpe и др.
Расчёт FLARE ¹⁾	1,25	285,0	102,3	
Расчёт автора ²⁾	1,43	294,0	102,9	
Расчёт автора ³⁾	1,82	290,7	105,8	
Расчёт автора ⁴⁾	1,44	288,2	102,8	
Расчёт автора ⁵⁾	1,81	296,7	106,1	

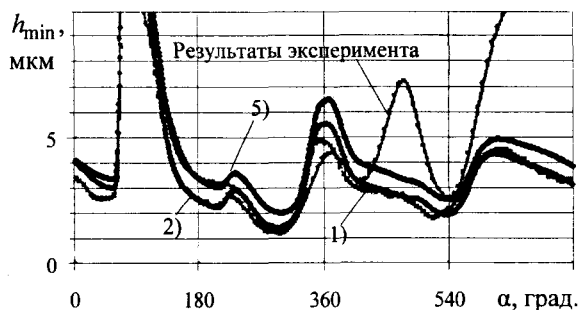


Рис. 3. Минимальная толщина смазочного слоя в коренном подшипнике в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя V6 GM

Учёт вязкоупругих свойства масла при $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с приводит к незначительному, около 0,5 % увеличению $\inf h_{\min}$ по отношению к 5); совместный учёт зависимости вязкости от скорости сдвига и влияния вязкоупругих свойств масла приводит к снижению $\inf h_{\min}$ на 20,4 %

относительно 5). Отличие по величине температуры смазочного слоя не превышает 3 % относительно 3).

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям реологического поведения всесезонных моторных масел, являющимся важной составляющей предлагаемой методики. В ней представлены оборудование, этапы эксперимента и результаты измерений зависимости вязкости масел от скорости сдвига при различных температурах. Показана взаимосвязь параметра степенного закона с температурой.

Для измерения вязкости масел был использован сертифицированный комплекс Rheotest 4.1N, представляющий из себя ротационный вискозиметр с компьютерным управлением. Методика эксперимента включала следующие основные этапы: проверку показаний вискозиметра, термостатирование пробы масла, измерение вязкости в диапазоне скоростей сдвига от 10^2 до $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ (максимально возможное значение для Rheotest 4.1N), обработку результатов.

Проверка показаний вискозиметра была выполнена при помощи государственного стандартного образца вязкости (ГСО-40) в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя и подтвердила заявленную точность (отклонение измеренных значений от нормы составило менее 5 %). Наряду с этим проверка включала измерение вязкости ГСО-40, моторного масла М8Г_{2к} и химического вещества триэтанолamina при различных значениях скорости сдвига. Результатом проверки стали поправочные коэффициенты, предназначенные для корректировки показаний вискозиметра.

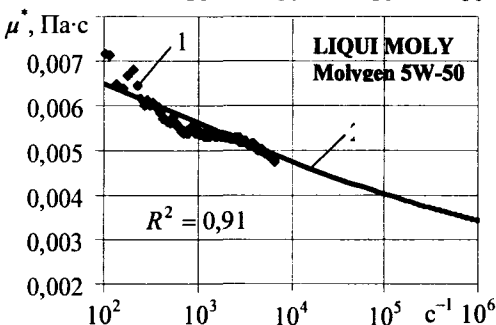
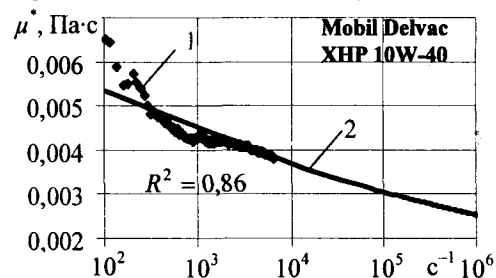


Рис. 4. Зависимости вязкости масел от скорости сдвига при температуре 150 °С, полученные автором:

1 – экспериментальная; 2 – расчётная

Для эксперимента были выбраны шесть всесезонных моторных масел: Castrol SLX 0W-30, GM 5W-30, Shell Helix Ultra 5W-40, Mobil XHP Delvac 10W-40, Shell Rimula R2 15W-40, Liqui Moly Molygen 5W-50, принадлежащих разным классам вязкости по SAEJ300.

На рис. 4 в качестве примера представлены результаты измерений зависимости вязкости масел Mobil XHP Delvac 10W-40 и Liqui Moly Molygen 5W-50 от скорости сдвига и аппроксимации по степенному закону (где R² – достоверность аппроксимации).

В табл. 2, 3 и на рис. 5 также представлены результаты обработки экспериментальных данных для масел Mobil XHP Delvac 10W-40 и Liqui Moly Molygen 5W-50 (данные для других иссле-

дованных масел здесь не представлены).

Результаты экспериментальных исследований позволили сделать следующие выводы:

1. Снижение вязкости всесезонных моторных масел при увеличении скорости сдвига от 10^2 c^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$ в зависимости от температуры составляет 3,5–41,2% (табл. 2).

Таблица 2

Снижение вязкости всесезонных моторных масел (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 c^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$

Масло	$T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	$T = 120 \text{ }^\circ\text{C}$	$T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
Mobil XHP Delvac 10W-40	5,1	6,4	21,5	41,2
Liqui Moly Molygen 5W-50	6,1	4,1	21,3	33,7

Этот факт подтверждает необходимость учёта реологического поведения масел при проектировании трибосопряжений.

Таблица 3

Параметры степенного закона

Масло	Параметры	Температура, $T \text{ }^\circ\text{C}$				
		40	80	100	120	150
Mobil XHP Delvac 10W-40	μ^1 , мПа·с	81,84	18,39	11,97	9,07	7,79
	n^2	0,977	0,994	0,981	0,964	0,919
Liqui Moly Molygen 5W-50	μ , мПа·с	112,77	23,75	15,24	11,29	8,95
	n^2	0,969	0,996	0,988	0,968	0,931

Примечание: ¹⁾ параметр консистенции (вязкость при низкой скорости сдвига до 10^2 c^{-1} ;
²⁾ параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения.

2. Степенной закон с достаточной точностью описывает реологическое поведение современных всесезонных моторных масел в диапазоне скоростей сдвига от 10^2 c^{-1} до 10^6 c^{-1} . Расчётные значения вязкости при температуре $150 \text{ }^\circ\text{C}$ и скорости сдвига 10^6 c^{-1}

хорошо согласуются со значениями, указанными в международном стандарте вязкости SAE J300.

3. Параметр степенного закона, характеризующий степень неньютоновского поведения, является функцией температуры (рис. 5).

В четвёртой главе содержится описание программного комплекса «Неньютон-II», разработанного для расчёта и ана-

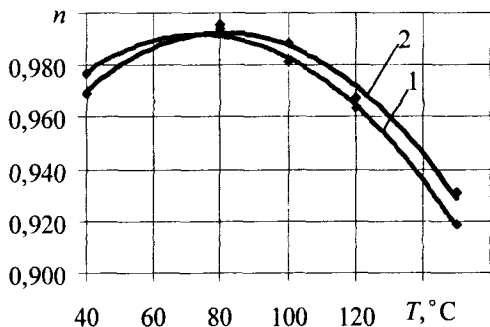


Рис. 5. Зависимость параметра n от температуры: 1 – Mobil XHP Delvac 10W-40; 2 – Liqui Moly Molygen 5W-50

лиза гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах. На примере шатунного и коренного подшипников коленчатого вала дизельного двигателя 4ЧН13/15 (ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК») показана одна из возможных областей применения комплекса. Выполнена оценка влияния неньютоновских свойств масел на гидромеханические характеристики шатунного и коренного подшипников. Сформулированы практические рекомендации по выбору класса вязкости масла для двигателя 4ЧН13/15.

Разработанная методика и алгоритм реализованы в комплексе программ «Неньютон-II», который написан в среде Compaq Visual Fortran Professional Edition 6.6.0; имеет модульную структуру; ориентирован, прежде всего, на расчёт шатунных и коренных подшипников коленчатого вала двигателями внутреннего сгорания с учётом неньютоновских свойств смазочного масла; конструктивных особенностей (источников смазывания), скоростного и нагрузочного режимов работы поршневой или роторной машины. Однако, наряду с этим, может быть использован для расчёта других динамически нагруженных подшипников скольжения.

Главные различия разработанного алгоритма от традиционной схемы решения заключаются в следующем:

1. Внешняя нагрузка, действующая на подшипник, до начала расчёта заменяется на модифицированную с учётом времени релаксации СМ. Тем самым учитываются эффекты релаксации касательных напряжений в смазочном слое.
2. Процедура вычисления градиентов скоростей сдвига предшествует решению уравнения Рейнольдса. Это обусловлено тем, что вязкость СМ является функцией скоростей сдвига.

На первом этапе расчётных исследований была выполнена оценка влияния зависимости вязкости масла Mobil XHP Delvac 10W-40 от давления и времени релаксации на ГМХ шатунного подшипника. Установлено, что учёт зависимости вязкости масла от давления приводит к заметному увеличению h_{\min}^* и $\inf h_{\min}$ на 18,5 % и 20,0 %, соответственно. Остальные ГМХ меняются незначительно – значение N^* увеличивается на 3,3 %, Q_B^* и $\sup p_{\max}$ увеличиваются на 1,8 % и 2,7 %, соответственно. Увеличение времени релаксации СМ приводит к увеличению N^* и h_{\min}^* , но к снижению $\inf h_{\min}$.

Затем была выполнена оценка совместного влияния неньютоновских свойств масел на ГМХ шатунного и второго коренного подшипников коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15.

На рис. 6, 7 и в табл. 4 в качестве примера представлены результаты расчёта ГМХ шатунного подшипника. Анализ результатов свидетельствует о заметном влиянии неньютоновского поведения моторных масел на гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4ЧН13/15. В частности, в зависимости от марки и класса вязкости масла значения h_{\min}^* сни-

жаются на 8–12 %, N^* – на 15–25 %. Снижение значения $\inf h_{\min}$ составляет 7–22 %. На 3–7 % уменьшается Q_B^* .

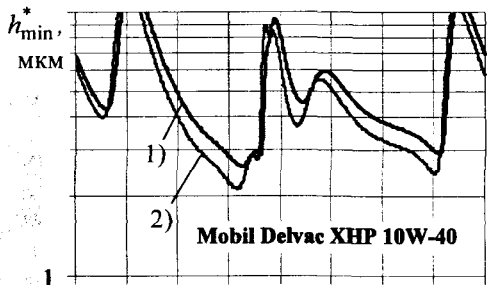


Рис. 6. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала:

- 1) – без учёта неньютоновских свойств;
- 2) – с учётом неньютоновских свойств.

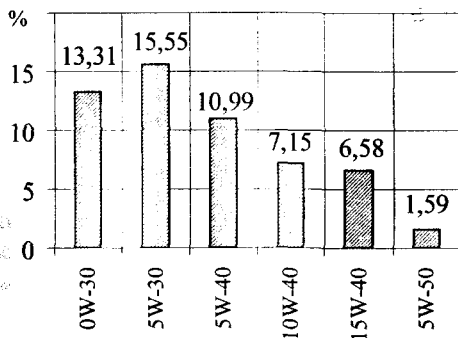


Рис. 7. Снижение потерь мощности на трение в шатунном подшипнике, работающем на загущенных маслах, относительно потерь, рассчитанных при работе подшипника на масле М8Г_{2к}

вязкости SAE 5W-30, 5W-40, 10W-40, 15W-40, 5W-50 обеспечат надёжную работу подшипников коленчатого вала.

• Наиболее предпочтительными с позиции энергосбережения в двигателе 4ЧН13/15 являются масла классов SAE 5W-30, 5W-40, 10W-40, поскольку обеспечивают достаточную минимальную толщину смазочного слоя при наибольшем снижении потерь мощности на трение в подшипниках коленчатого вала.

Снижение потерь мощности на трение в шатунном подшипнике, работающем на загущенных маслах, относительно потерь, рассчитанных при работе подшипника на масле М8Г_{2к} составляет от 1,5 до 15,5 % (рис. 7).

С позиции гидродинамического режима смазки такое снижение потерь мощности на трение можно назвать «энергосберегающим эффектом».

С учётом того, что для шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН13/15 допустимая минимальная толщина смазочного слоя составляет 1,9 мкм, то для надёжной работы необходимо использовать масла с вязкостью более 3 мПа·с (рис. 8).

Аналогичные расчёты были выполнены для второго коренного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН13/15.

Результаты расчётных исследований позволили сформулировать практические рекомендации по выбору класса вязкости моторного масла для подшипников коленчатого вала двигателя 4ЧН13/15. В частности:

• Моторные масла классов

• Моторные масла классов вязкости SAE 20, 0W-30 не обеспечивают допустимого значения минимальной толщины смазочного слоя, то есть не могут быть рекомендованы для смазки двигателя 4ЧН 13/15.

Таблица 4

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15

Масло	Характеристика						
	$\inf h_{\min}$, мкм	$\sup P_{\max}$, МПа	N^* , Вт	h_{\min}^* , мкм	P_{\max}^* , МПа	Q_B^* , 10^{-1} л/с	T_3 , °C
M8Г _{2к} (SAE 20)	1,724 ¹⁾	303,6	565,2	4,897	64,70	0,2124	106,3
Castrol SLX 0W-30	2,046 ¹⁾	284,3	612,4	5,305	60,96	0,2049	108,3
	1,886 ²⁾	383,2	490,0	4,784	66,44	0,1905	105,7
Mobil XHP Delvac 10W-40	2,589 ¹⁾	282,9	675,5	5,597	59,07	0,2096	109,7
	2,122 ²⁾	363,0	524,8	5,088	62,99	0,2017	105,9
Shell Rimula R2 15W-40	2,109 ¹⁾	282,7	622,5	5,519	59,95	0,2038	108,7
	1,919 ²⁾	302,6	528,0	5,019	62,73	0,1912	106,9
Liqui Moly Molygen 5W-50	2,660 ¹⁾	268,6	725,2	6,038	56,76	0,1872	113,7
	2,080 ²⁾	277,3	556,2	5,534	59,27	0,1767	109,2

Примечание:

¹⁾ без учёта неньютоновских свойств (вязкость – функция температуры и давления);

²⁾ с учётом неньютоновских свойств (вязкость – функция температуры, давления, градиента скорости сдвига; время релаксации СМ $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с).

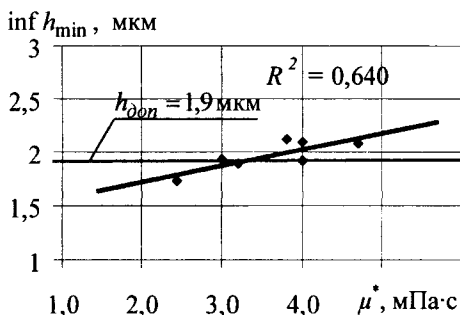


Рис. 8. Зависимость расчётной минимальной толщины смазочного слоя шатунного подшипника от вязкости масла, измеренной при $T = 150$ °C, $\dot{\gamma} = 6,58 \cdot 10^3$ с⁻¹.

Таким образом, для наиболее достоверного моделирования работы сложнагруженного подшипника скольжения с учётом неньютоновских свойств смазочного масла необходимо: экспериментально исследовать реологическое поведение предполагаемого масла (по возможности в условиях, близких к рабочим), подобрать аппроксимирующую зависимость и использовать при расчётах.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены нагрузки на

подшипники, необходимые для решения тестовых примеров; некоторые результаты экспериментальных исследований реологического поведения моторных масел; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. На основе гидродинамической теории смазки и предложенных подходов к описанию неньютоновских свойств смазочных масел разработана математическая модель смазочного слоя сложнонагруженного подшипника скольжения, учитывающая не только зависимость вязкости смазочного масла от температуры и давления, но и неньютоновские свойства: зависимость вязкости от скорости сдвига, эффект релаксации касательных напряжений.

2. Обоснованы значения параметров реологического уравнения, входящего в математическую модель вязкости. Экспериментальными исследованиями реологического поведения всесезонных моторных масел классов 0W-30, 5W-30, 5W-40, 10W-40, 15W-40, 5W-50 установлено, что снижение вязкости при изменении скорости сдвига в диапазоне от 10^2 до $6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$ в зависимости от температуры составляет от 5 до 40 %. Показано, что степенной закон с достаточной точностью описывает реологическое поведение всесезонных масел.

3. Разработанный алгоритм расчёта динамики сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения с учётом неньютоновских свойств смазочных жидкостей реализован в комплексе программ «Ньютон-II», зарегистрированном в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ). Алгоритм вошёл в состав других программных комплексов: «Микрополярность», «Подшипники скольжения многоопорных валов», «Микрореология», «Гибкий ротор-II».

4. С помощью комплекса программ «Ньютон-II» выполнена оценка влияния неньютоновских свойств масел на гидромеханические характеристики шатунного и коренного подшипников коленчатого вала двигателя 4ЧН13/15. В частности, показано, что учёт зависимости вязкости масел от скорости сдвига оказывает наибольшее влияние на гидромеханические характеристики шатунного подшипника и приводит к снижению толщины смазочного слоя на 7–22 %, потерь мощности на трение на 12–25 %, температуры смазочного слоя на 1–4 %, к повышению максимальных гидродинамических давлений на 2–35 %.

5. При малых значениях времени релаксации смазочного масла ($\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с) влияние эффекта релаксации касательных напряжений в смазочном слое на гидромеханические характеристики подшипников коленчатого вала указанного двигателя незаметно. Однако, увеличение λ (до $20 \cdot 10^{-4}$ с) приводит к снижению толщины смазочного слоя шатунного подшипника на 29,5 %, а максимальные гидродинамические давления при этом повышаются на 58 %.

6. Даны рекомендации по выбору класса вязкости масла для двигателя 4ЧН13/15. Надёжную работу подшипников обеспечат масла с вязкостью более 3 мПа·с (при $T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{\gamma} = 6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$). Наиболее предпочтительными с позиции энергосбережения в данном двигателе являются масла классов SAE 5W-30, 5W-40, 10W-40, поскольку обеспечивают достаточную толщину смазочного слоя при наибольшем снижении потерь мощности на трение. Масла классов SAE 20, 0W-30 не обеспечивают допустимого значения минимальной толщины смазочного слоя, следовательно, не могут быть рекомендованы для смазки двигателя 4ЧН 13/15.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК России

1. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 40–42.

2. Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, **И.Г. Леванов**, А.В. Чеснов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (19), часть 1. – С. 329–337.

3. Совершенствование методики расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, **И.Г. Леванов** // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67.

4. **Леванов, И.Г.** Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала / **И.Г. Леванов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Выпуск 15, № 10 (186). – С. 54–62.

5. **Леванов, И.Г.** Экспериментальные исследования реологических свойств всесезонных моторных масел / **И.Г. Леванов**, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Выпуск 17, № 11 (228). – С. 70–76.

6. **Леванов, И.Г.** Методика расчёта гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими маслами / **И.Г. Леванов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». В печати.

В других источниках

7. Задорожная, Е.А. Применение энергосберегающих масел при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** // Проблемы и перспективы развития Евразийских транспортных систем: материалы Международной научно-практической конференции, 12–13 мая 2009 г. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – С.103–105.

8. Methodology of Calculation of Dynamics and Hydromechanical Characteristics Complex-Loaded Tribounits, Greased Structurally-Heterogeneous and Non-Newtonian Fluids / V. Prokopiev, J. Rogdestvensky, A. Boyarshinova, E. Zadorozhnaya, V. Karavaev, K. Gavrilov, N. Hozenjuk, **I. Levanov** // IV World Tribology Congress, September 6 – 11, 2009. – Kyoto, Japan. – P. 58.

9. Методология расчёта сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, К.В. Гаврилов, А.К. Бояршинова, **И.Г. Леванов**, Н.А. Хозенюк // Сб. науч. тр. международной конференции Двигатель – 2010, посвящённой 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 115–119.

10. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А.

Задорожная, Ю.В. Рождественский, И.В. Мухортов, **И.Г. Леванов** // Трибология-машиностроению: тезисы докладов науч.-техн. конференции, 7–9 декабря 2010 г. – Москва, ИМАШ 2010. – С. 65–66.

11. Задорожная, Е.А. Методика расчёта сложноподвижных узлов трения, смазываемых неньютоновскими жидкостями / Е. А. Задорожная, И. В. Мухортов, **И. Г. Леванов** // XV Международный конгресс двигателестроителей, 14–19 сентября 2010 г. – Харьков, ХАИ, 2010. – С. 40–41.

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2007613507. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Ньютон-II» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2007612488; заявл. 20.06.07; зарегистр. 17.08.07.

13. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610348. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями «Микрополярность» / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, С.В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2008615348; заявл. 17.11.08; зарегистр. 14.01.09.

14. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610350. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания «Подшипники скольжения многоопорных валов» / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Н.А. Хозенюк, **И.Г. Леванов**, А.А. Мыльников, Д.С. Бобин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2008615350; заявл. 17.11.08; зарегистр. 14.01.09.

15. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612188. Программа исследования характеристик статически нагруженных подшипников скольжения «Микрореология» / И.В. Мухортов, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, В.А. Кузнецов, А.В. Чеснов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010610346; заявл. 25.01.10; зарегистр. 24.03.10.

16. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612189. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неньютоновскими жидкостями «Гибкий ротор-II» / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, П.А. Тараненко, С.В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010610347; заявл. 25.01.10; зарегистр. 24.03.10.