

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ СВОЙСТВ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

© 2011 Е.А. Задорожная

Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет), г. Челябинск

Поступила в редакцию 10.11.2011

Представлены математические модели, особенности решения и результаты расчета гидромеханических характеристик сложнагруженных опор жидкостного трения. На примере гидродинамического расчета шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания показано совместное влияние свойств смазочного материала и геометрии поверхностей трения на работоспособность трибосопряжения.

Ключевые слова: Трибосопряжения, реологические модели, смазка, вязкость

Введение. Современный уровень развития вычислительных методов и компьютерных технологий позволяет инженерам и исследователям при моделировании и расчете трибосопряжений различных машин учитывать целый ряд конструктивных, технологических, режимных и других параметров, влияющих на работу узлов трения. Основные из них представлены в табл. 1. Особое внимание обычно уделяется геометрическим параметрам трибосопряжения и виду его нагружения.

Однако, современные смазочные жидкости, используемые в сложнагруженных узлах трения, загущены различными присадками, что ведет к значительному изменению условий работы подшипников скольжения. В некоторых случаях это приводит к уменьшению толщины смазочной пленки до уровня микрочастиц, находящихся в смазке, или до величины микронеровностей на поверхностях трения. С другой стороны наличие присадок может способствовать увеличению толщины смазочного слоя и одновременно ведет к повышению затрат мощности на трение в подшипниковом узле. В частности, большое влияние на свойства смазочного материала, в первую очередь на вязкость, оказывают полимерные добавки, твердые частицы порошкообразных присадок или продукты износа, а также микропузырьки, присутствующие в масле. Поэтому при исследовании работоспособности основных трибосопряжений необходимо учитывать изменение реологических свойств смазочных жидкостей и их влияние на гидромеханические характеристики (ГМХ) сложнагруженных опор жидкостного трения. Несмотря на наличие большого количества работ, посвященных теоретическим основам расчета сложнагруженных подшипников [1-11], методики

расчета продолжают совершенствоваться за счёт увеличения числа учитываемых факторов, влияющих на ГМХ подшипников. В гидродинамической теории смазки принято называть ньютоновскими масла, реологическое поведение которых соответствует закону Ньютона-Стокса о линейной зависимости между касательными напряжениями и скоростью сдвига [2]:

$$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma}, \quad (1)$$

где τ – напряжение сдвига; μ – коэффициент динамической вязкости, являющийся функцией температуры T и гидродинамического давления p в смазочном слое (ньютоновская вязкость); $\dot{\gamma}$ – скорость сдвига, $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$; I_2 – второй инвариант скоростей сдвига

$$I_2 \approx (\partial V_x / \partial y)^2 + (\partial V_z / \partial y)^2, \quad V_x, V_y, V_z -$$

компоненты вектора скорости элементарного объема смазки, расположенного между двумя поверхностями трения. Любое отклонение поведения смазочного материала от закона (1) свидетельствует об изменении его реологических свойств. Такие смазочные жидкости будем называть неньютоновскими, независимо от причины возникновения указанных свойств. В общем случае, к неньютоновскому поведению отнесем любые аномалии, наблюдаемые при течении жидкости. Реологические модели смазочных жидкостей схематично представлены на рис. 1.

Система уравнений. В классической гидродинамической теории смазки движение жидкости в тонком смазочном слое трибосопряжений описывается тремя фундаментальными законами: сохранения количества движения, массы и энергии. Для сложнагруженных подшипников к уравнениям, составленным на основе законов сохранения, добавляются уравнения движения подвижных элементов трибосопряжений.

Задорожная Елена Анатольевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», E-mail: elena-nea@rambler.ru,

Проблематика теории гидродинамических трибосопряжений характеризуется совокупностью методов решения взаимосвязанных задач:

1. Решение уравнений движения для определения траектории центра шипа в подшипнике.
2. Определение давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности трения неидеальной геометрии при произвольном законе их движения.
3. Оценка температурного состояния системы «смазочный слой – подшипниковый узел».
4. Определение и оптимизация интегральных ГМХ подшипников.

Комплексное решение указанных задач является важнейшим этапом в повышении надежности трибосопряжений, разработке узлов трения, отвечающих современным требованиям. Однако такое решение представляет большие трудности, так как требует разработки точных и высокоэффективных расчетных методов и алгоритмов. Результат моделирования сложно-нагруженных опор жидкостного трения принято оценивать ГМХ, определяемыми за цикл нагружения подшипника. К ним в первую очередь относят: экстремальные и средние за цикл нагружения толщины

Таблица 1. Параметры, влияющие на работу узлов трения.

Геометрия узла		Тип нагружения			Свойства материала		Режим работы
Макроуровень: Радиальное искажение формы Осевое искажение формы Наличие источников смазки	Микроуровень: Продольная шероховатость Поперечная шероховатость Выкрашивание	Статическое: Постоянная нагрузка Несоосность Перекоос	Динамическое: Переменная нагрузка Упругие деформации элементов сопряжения Случайные, ударные нагрузки Тепловые деформации	Тепловое: Стационарное Нестационарное	Материал элементов трибосопряжения Металл Полимер	Смазочный материал Ньютоновские жидкости Неньютоновские жидкости	Установившийся Неустановившийся (переходный)

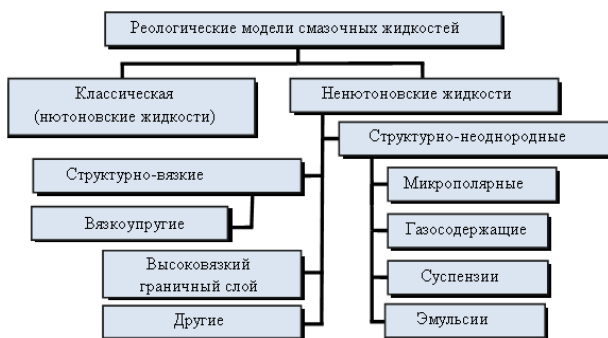


Рис. 1. Реологические модели смазочных жидкостей.

и давления в смазочном слое; максимальную и среднюю нагрузку на подшипник; суммарные протяженности областей с толщинами менее и давлениями более допустимых в смазочном слое; средне-интегральные потери на трение, температуру и расход смазки в подшипнике; коэффициенты перегрузки, допустимых толщин, температур и давлений в смазочном слое.

В качестве критериев работоспособности трибосопряжения обычно используются наименьшая допустимая толщина смазочного слоя и наибольшее допустимое гидродинамическое давление.

Для исследований динамики опоры жидкостного трения рассматривают движение шипа на смазочном слое в подшипнике (рис. 2). В пространстве координат $OXYZ$ движение шипа, вращающегося с угловой

скоростью ω и угловым ускорением ε , с учетом перекосов осей шипа и подшипника описывается системой приближенных дифференциальных уравнений

$$\tilde{m}\ddot{U}(t) = \tilde{F}(t) + \tilde{R}(U, \dot{U}) \quad (2)$$

Здесь \tilde{m} – матрица, содержащая массы и моменты инерции шипа; $U(t)$ – вектор обобщенных координат центра шипа; $\tilde{F}(t) = \{F_X, F_Y, F_Z, M_X, M_Y, M_Z\}$ – вектор известных нагрузок на шип, представленный силой \bar{F} и моментом сил

$\bar{M}; \tilde{R}(U, \dot{U}) = \{R_X, R_Y, R_Z, M_X^R, M_Y^R, M_Z^R\}$ – вектор нагрузок, обусловленных гидродинамическими давлениями в смазочном слое. Точками обозначены производные по времени t . Для трибосопряжений ДВС силы трения, тяжести, гироскопические

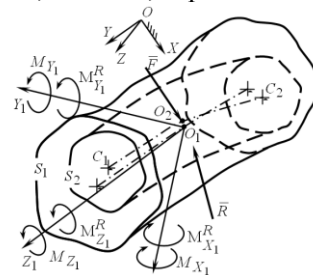


Рис. 2. Схема сложнонагруженного подшипника с произвольной геометрией.

моменты вращающегося шипа, значительно меньше, чем остальные нагрузки, поэтому в уравнениях движения не учтены.

Применительно к динамике радиальных подшипников скольжения ДВС необходимо отметить высокий уровень действующих на шип нагрузок \bar{F} по сравнению с его собственными инерционными силами. Систему уравнений движения в этом случае допустимо решать в виде

$$\tilde{F}(t) + \tilde{R}(U, \dot{U}) = 0, \quad (3)$$

а в используемых векторах исключать проекции на ось OZ линейных и угловых координат и скоростей, а также нагрузок $\bar{F}, \bar{M}, \bar{R}, \bar{M}^R$.

Наиболее точно поле гидродинамических давлений определяется с использованием универсального уравнения Элрода [3] для степени заполнения зазора смазочной жидкостью. В обозначениях [4] это уравнение для неньютоновских масел записываем относительно функции $\Phi(\varphi, \bar{z})$:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \bar{\Gamma}_1 \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \bar{\Gamma}_1 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} \bar{\Gamma}_2 [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} \quad (4)$$

Здесь \bar{h} – безразмерная толщина смазочного слоя; $\varphi = x/r$, $\bar{z} = z/r$ – угловая и осевая безразмерные координаты смазочного слоя (рис. 3); $\bar{t} = \omega_0 t$; g – функция переключения;

$$\bar{\Gamma}_1 = \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \bar{\phi}_1 \right), \quad \bar{\Gamma}_2 = \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\omega}_{21},$$

где $\bar{\phi}_k = \int \bar{y}^k / \bar{\mu}_\omega d\bar{y}$, $k = 0, 1, 2$; $\bar{\mu}_\omega = \mu_\omega / \mu_0$ –

безразмерная неньютоновская вязкость, являющаяся функцией некоторой эффективной за цикл нагружения температуры T_ω , а также второго инварианта скоростей сдвига [5]; $\bar{y} = y/h$; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$. Функция $\Phi(\varphi, \bar{z})$ связана со степенью заполнения $\theta(\varphi, \bar{z})$, определяющей массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объема зазора между шипом и подшипником соотношением $\theta = 1 + (1-g) \cdot \Phi$.

Степень заполнения θ имеет двоякий смысл. В несущей области $\theta = \rho/\rho_c$, где ρ – плотность однородной смазки; ρ_c – плотность смазки при давлении равно давлению кавитации p_c . В области кавитации $p = p_c$, $\rho = \rho_c$.

В области давлений $\Phi \geq 0, g = 1, \theta = 1$, а $\Phi = \bar{p} = p\psi^2 / \mu_0 \omega_0$, где \bar{p} – безразмерное гидродинамическое давление, ψ – относительный зазор. В области кавитации $\Phi < 0, g = 0, \theta = 1 + \Phi$.

Особенностью решения уравнения (4) является возможность реализовывать граничные условия Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО), отражающие закон сохранения массы жидкости в смазочном слое

$$\bar{p}(\varphi_p, \bar{z}) = \partial \bar{p} / \partial \varphi (\varphi_p, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi_\theta, \bar{z}) = \bar{p}_a; \quad (5)$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm 1) = \bar{p}_a; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}),$$

где $\varphi_p, \varphi_\theta$ – углы разрыва и восстановления смазочного слоя, \bar{p}_a – атмосферное давление.

Условия ЯФО позволяют наиболее точно определять положение несущей области смазочного слоя, алгоритмы решения уравнения (4), их осуществляющие, называют «алгоритмами сохранения массы». Однако, реализация этих алгоритмов и получение в конечном итоге результатов расчета вызывает большие затруднения.

Более просто поле гидродинамических давлений в тонком смазочном слое определяется из обобщенного уравнения Рейнольдса [6]. Для неньютоновской жидкости записываем его в виде:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \bar{\Gamma}_1 \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \bar{\Gamma}_1 \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} [\bar{\rho} \cdot \bar{h} \bar{\Gamma}_2] + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{\rho} \cdot \bar{h}). \quad (6)$$

Здесь $\bar{\rho} = \rho / \rho_0$ – безразмерная плотность; ρ_0 – плотность ньютоновской жидкости.

При интегрировании уравнения (6) в области $\Omega = (\varphi \in [0, 2\pi]; z \in [-1, 1])$ чаще всего применяют граничные условия Свифта-Штибера (СШ), которые записывают в виде следующих ограничений:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm 1) = \bar{p}_a; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \quad (7)$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq \bar{p}_a.$$

При наличии на поверхностях трения шипа и подшипника источников смазывания условия (5), (7) должны быть дополнены соотношением $\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_S$ на $(\varphi, \bar{z}) \in \Omega_S, S = 1, 2, \dots, S^*$, где Ω_S – область одного источника смазки, где давление постоянно и равно давлению подачи \bar{p}_S, S^* – количество источников.

Толщину смазочного слоя с учетом произвольной геометрии поверхностей трения шипа и подшипника и перекося их осей определяем выражением:

$$\bar{h}(\varphi, \bar{z}, \bar{t}) = \bar{h}^*(\varphi, \bar{z}) - \chi \cos(\varphi - \delta(\bar{t})) - \bar{z} \cdot \sigma/a \cdot \cos(\varphi - \tilde{\varepsilon}(\bar{t})), \quad (8)$$

где $\bar{h}^*(\varphi, \bar{z})$ – безразмерная толщина смазочного слоя при центральном положении шипа в подшипнике с неидеальной геометрией (макроотклонения формы); $\chi(t)$ – безразмерный эксцентриситет шипа относительно подшипника; σ – относительный перекося шипа на торцах опоры; $\tilde{\varepsilon}(t)$ – угол отклонения плоскости перекося от координатной плоскости. Величины $\chi(\bar{t}), \delta(\bar{t}), \tilde{\varepsilon}(\bar{t})$ определяем решением системы уравнений движения.

Выражения $\bar{h}(\varphi, \bar{z}, \bar{t})$ для различных видов отклонений формы шипа и подшипника от круглоцилиндрической подробно представлены в работе [7].

Для решения уравнений (4) и (6) с учетом соотношений (5), (7), (8) используют численные методы, среди которых наибольшее распространение получили вариационно-разностные методы с применением конечно-элементных аппроксимирующих моделей и методы конечных разностей.

Одним из эффективных приемов интегрирования уравнения Рейнольдса при помощи метода конечных разностей является использование многосеточных алгоритмов, что позволяет на порядок уменьшить затраты времени на решение [8]. Уравнения (4) и (6) после их аппроксимации сводятся к системам алгебраических уравнений, которые с учетом соответствующих граничных условий решаются, например, итерационным методом Зейделя или с использованием одной из модификаций метода прогонки.

Тепловые процессы, происходящие в сложнагруженной опоре жидкостного трения, рассматривают на основе решения обобщенного уравнения энергии (теплопереноса) для тонкого слоя вязкой несжимаемой жидкости между двумя движущимися поверхностями S_1 и S_2 (рис. 3).

Если допустить малую теплопроводность в направлении осей системы координат Oxz , распределение температур $T(x, y, z, t)$ в смазочном слое опишется уравнением [7]

$$\rho c_0 \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_0 \left(V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda_0 \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = D. \quad (9)$$

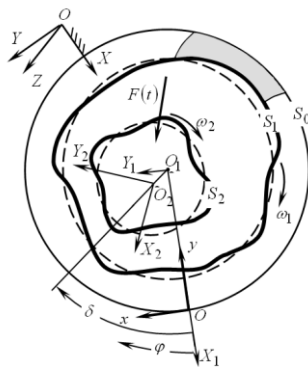


Рис. 3. Сечение подшипника.

Здесь c_0, λ_0 – удельная теплоемкость и теплопроводность смазки (обычно принимаются постоянными); D – диссипативная функция, определяемая для неньютоновской жидкости приближенным выражением $D \approx \mu^* I_2$, где μ^* – вязкость неньютоновского масла.

В зависимости от используемых допущений о распределении температур в тонком смазочном слое, могут применяться три подхода к интегрированию уравнения (9): термогидродинамический (неизотермический), адиабатический, изотермический. При термогидродинамическом подходе предполагается изменение температуры во всех направлениях [9, 10], в том числе поперек смазочного слоя. В этом случае граничные условия наиболее адекватны реальным тепловым процессам. При таком подходе получают информацию о локальных свойствах температурного поля смазочного слоя: максимальное, мгновенные средние значения температур; зоны повышенной теплонапряженности. Для определения изменения температуры по толщине смазочного слоя выполняем дискретизацию по оси y . Это позволяет одновременно с расчетом температурного поля учитывать зависимость вязкости смазки от второго инварианта скоростей сдвига, а также влияние высоковязкого граничного слоя, адсорбированного на поверхностях трения, то есть учесть неньютоновские свойства смазочного масла.

Численными исследованиями было показано, что для получения результатов расчета ГМХ с точностью до 10^{-3} необходима дискретизация по толщине смазочного слоя от 100 элементов, а для учета высоковязкого граничного слоя количество разбиений увеличиваем до 300 – 500.

Уточнение текущей температуры может быть выполнено: один раз за цикл нагружения подшипника; на каждом временном шаге расчета с учетом (или без учета) теплового взаимодействия смазочного слоя с шипом, подшипником и смазочной канавкой. Решение любой из приведенных выше систем уравнений движения может быть найдено только численными методами, так как нагрузки, обусловленные гидродинамическими давлениями, определяются многократным численным решением дифференциального уравнения Элрода (4) или Рейнольдса (6). При этом сложность и длительность решения связана с учетом реальной геометрии поверхностей трения и свойств смазочного материала.

Теоретические исследования динамики трибосопряжений, в которых учитывается неньютоновское поведение смазочного материала, основаны на модификациях уравнений для определения поля гидродинамических давлений путем использования различных реологических моделей. В работе [11] представлена методика и результаты расчета подшипников скольжения, смазываемых различными ненью-

тоновскими жидкостями. В качестве математических моделей смазочных жидкостей использованы вязкоупругая модель Максвелла, модель микрополярной жидкости, модель высоковязкого граничного слоя и др. В каждом конкретном случае параметры моделей необходимо определять экспериментально, поскольку для каждого класса смазочных жидкостей они меняются в широком диапазоне. Авторами также установлено, что коэффициенты реологических моделей являются в свою очередь функциями температуры и других факторов.

Для вязкоупругих жидкостей необходимо учесть запаздывание изменений касательных напряжений. Для этого давления $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$, определённые интегрированием уравнения (6), корректируются с учетом времени релаксации λ . Более удобен приём замены на каждом временном шаге расчета в уравнениях (2) нагрузки $\tilde{F}(t)$ на модифицированную

$$\tilde{F}^M = \tilde{F} + \lambda \omega_0 \partial \tilde{F} / \partial \alpha.$$

Применение различных моделей, описывающих неньютоновское поведение смазочного материала, зависит от условий работы трибосопряжения.

Для решения задач динамики сложнонагруженных подшипников скольжения с учетом конструктивных, технологических, режимных и других параметров разработаны эффективные алгоритмы, которые реализованы в пакетах прикладных программ «Неньютон II» [12], «Макрогеометрия», «Микрополяриность», «Темпо», «Микрореология» и др.

Результаты. Представленные ниже расчёты выполнялись применительно к шатунному подшипнику тракторного двигателя 4Т371.03 производства ОАО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». При расчете одновременно учитывались неньютоновские свойства масла, источники его подачи на поверхностях трения и возможные отклонения формы шипа и подшипника от кругло-

цилиндрической. Давление в слое определялось из уравнения (4). Смазка в подшипник подаётся через отверстие в шатунной шейке диаметром 7 мм, расположенное под углом 210° к оси кривошипа. Угловая частота вращения коленчатого вала принималась равной 209,44с⁻¹, радиальный зазор 35мкм; температура подачи смазки 80 °С, давление подачи смазки 0,5 МПа.

Результаты расчёта представлены в табл. 2, где индексы 1) и 2) соответствуют ньютоновскому и неньютоновскому маслам. Результаты показали, что геометрия трибосопряжения и неньютоновские свойства масел существенно влияют на его характеристики, в частности, уменьшают толщину и одновременно на 5...7°С уменьшают температуру смазочного слоя.

Заключение. Результаты авторов [5-8, 11] и других исследователей [1, 9] показывают, что свойства смазочных материалов влияют на характеристики трибосопряжений также значительно, как и геометрические факторы. Разработанная методика позволяет учитывать различные модели, отражающие неньютоновские свойства жидкостей. Однако определение параметров реологических моделей связано с выполнением продолжительных экспериментальных исследований и весьма затруднено.

Для решения тепловой задачи и учета изменения свойств смазочного материала по толщине слоя необходима дискретизация по нормали к поверхности трения от 100 элементов, что значительно увеличивает время и точность расчета.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы и РФФИ (проект 10-08-00424).

Таблица 2. ГМХ шатунного подшипника двигателя 4Т (в обозначениях [6])

Вид конструкции	Вид смазочной жидкости	$\inf h_{\min}, \text{мкм}$	$\alpha_h, \text{град.}$	$h_{\min}^*, \text{мкм}$	$\sup P_{\max}, \text{МПа}$	$N^*, \text{Вт}$	$Q_B^*, \text{кг/с}$	$T^*, \text{°C}$	$\alpha_{2,5}, \%$
А)	1)	1,95	391	3,86	345,5	496,4	0,012	102,3	17
	2)	1,45	384	3,15	381,7	402,4	0,013	95,5	51
В)	1)	2,05	44	3,9	309,3	500,2	0,011	103,1	15
	2)	1,63	388	3,20	341,3	406,6	0,013	96,2	41
С)	1)	1,75	387	3,79	396,3	506,6	0,013	99,5	19
	2)	1,38	387	3,12	413,5	406,6	0,014	94,6	55

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Paranjpe R.S.* Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation. *ASME Journal of Tribology*, 1992, vol. 114, pp.736–744.
2. *Уилкинсон У.Л.* Неньютоновские жидкости / У.Л. Уилкинсон; пер. З.П. Шульмана. – М.: Мир, 1964. – 182 с.
3. *Элрод.* Алгоритм расчёта зоны кавитации // Элрод / Проблемы трения и смазки. – М.: Мир – 1981. – №3. – С.28–32.
4. *Прокопьев В.Н.* Влияние на гидромеханические характеристики сложонагруженных подшипников скольжения некруглостей цапфы и вкладыша // В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова / Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – Челябинск: ЮУрГУ, – 2008, – №1 (17), вып. 3. С. 56–66.
5. *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.
6. *Прокопьев В.Н.* Динамика сложонагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью.// В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная / Проблемы машиностроения и надежности машин. № 6, 2005. С. 108–114.
7. *Прокопьев В.Н.* Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография // В.Н.Прокопьев, Ю.В.Рождественский, В.Г. Караваев, Е.А. Задорожная, А.К. Бояршинова и др. / Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. –136 с.
8. *Прокопьев В.Н.* Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложонагруженных подшипников скольжения // В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная / Проблемы машиностроения и надежности машин. № 5, 2005. С. 16–21.
9. *Chao Zhang.* TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem // *Journal of Tribology-transactions of The Asme - J TRIBOL-TRANS ASME* , vol. 124, no. 1, 2002. (8 pages).
10. *Прокопьев В.Н.* Термогидродинамическая задача смазки сложонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями // В. Н. Прокопьев, В.Г. Караваев / Вестник ЮУрГУ.- Челябинск, 2003, №1[17]. С. 55–66.
11. *Задорожная Е.А.* Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин // Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов / Трение и смазка в машинах и механизмах. № 7, 2011. С. 16–24.
12. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Неньютон-II» // В.Н. Прокопьев и др. / Рег. № 2007613507 от 20.06.2007.

DISTINCTION OF MODELING OF FRICTION UNITS RECIPROCATING AND ROTATING MACHINERY WITH THE PROPERTIES OF LUBRICANT

© 2011 Elena Zadorozhnaya

South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk

There are mathematical models, features solutions and results of the calculation of hydro-mechanical characteristics of complex-loaded fluid-friction bearings. On the example of hydrodynamic calculation of the connecting-rod bearing of internal combustion engine is shown the combined effect of lubricant properties and the geometry of the friction surfaces on the performance of friction units.

Keywords: friction units, flow models, lubrication, viscosity

Elena Zadorozhnaya. Associate Professor of the Motor Transport and Service Cars Department, PhD. tech, E-mail: elena-nea@rambler.ru.