

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН, СМАЗЫВАЕМЫХ НЕНЬЮТОНОВСКИМИ МАСЛАМИ

И.Г. Леванов

THE DESIGN PROCEDURE OF CHARACTERISTIC HYDROMECHANICAL OF COMPLEX-LOADED JOURNAL BEARINGS OF RECIPROCATOR AND ROTOR-TYPE MACHINES LUBRICATED BY NON-NEWTONIAN OILS

I.G. Levanov

Представлены основные положения методики расчёта, позволяющей учитывать влияние неньютоновских свойств моторных масел на работу сложнагруженных подшипников скольжения; а также область её возможного применения и результаты оценки влияния указанных свойств на работу подшипников скольжения коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15.

Ключевые слова: гидромеханические характеристики, неньютоновские масла, подшипники скольжения.

The main positions of calculation methods which to take account of the influence of non-Newtonian properties of engine oils to work complex-loaded journal bearings, as well as the range of its possible application and an assessment of the influence of these properties to work journal bearings crankshaft engine 4ЧН 13/15 are presented in article.

Keywords: characteristic hydromechanical, non-Newtonian oils, journal bearings.

Введение. 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.

Разработка более совершенных методик расчета динамически нагруженных (сложнагруженных) ПС остается актуальной задачей, особенно на современном этапе развития инженерной деятельности, для которого характерно широкое применение электронно-вычислительной техники и специального программного обеспечения, позволяющих повышать качество проектирования и надёжность подшипников скольжения и, в конечном итоге, увеличивать ресурс машины в целом.

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, Р.К. Goenka, В.А. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, Н.К. 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 материал является ньютоновской жидкостью, вязкость которой зависит только от температуры и давления.

Известно, что все товарные марки смазочных масел получают путём загущения маловязкой основы различными добавками (присадками). Количество этих добавок определяется уровнем эксплуатационных свойств, предъявляемых к смазочному маслу. Например, главной целью

введения вязкостных присадок в современные моторные масла является получение улучшенной (пологой) вязкостно-температурной характеристики. 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 способный нести нагрузку.

Сегодня широкое распространение при эксплуатации ДВС получили именно всесезонные моторные масла, загущенные полимерными присадками. 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, Н.Г. Elrod, А.В. Harnoy, Н.К. Hirani, R.S. Paranjpe и другие авторы предпринимали попытки учесть неньютоновское поведение смазки в методиках расчёта подшипников скольжения. Теоретические и экспериментальные исследования указывают на то, что неньютоновские свойства масел оказывают влияние на характеристики ПС. В частности, установлено, что псевдопластичность смазки приводит к снижению минимальной толщины смазочного слоя, потерь мощности на трение; вязкоупругие эффекты способствуют увеличению толщины смазочного слоя [1].

Сегодня, очевидно, что особенности реологического поведения смазочных материалов 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 (подшипников скольжения коленчатого вала).

Однако использование теоретических положений и методик, учитывающих неньютоновские свойства смазки, в инженерной практике проектирования сложнонагруженных гидродинамических ПС ограничено. Прежде всего, это связано с недостаточным объёмом информации о реологическом поведении современных смазочных масел при высоких температурах и скоростях сдвига в ПС; остаётся открытым вопрос о совместном влиянии неньютоновских свойств масел на характеристики сложнонагруженных гидродинамических ПС.

Таким образом, актуальность работы обусловлена, с одной стороны, широким применением для смазки поршневых и роторных машин масел, обладающих неньютоновскими свойствами; с другой стороны, отсутствием методики расчёта сложнонагруженных гидродинамических ПС поршневых и роторных машин, позволяющей оценивать влияние неньютоновских свойств смазочных жидкостей на характеристики подшипников.

В настоящей статье представлены основные положения разработанной методики и результаты её применения к расчёту гидромеханических характеристик подшипников скольжения коленчатого вала дизельного двигателя 4ЧН 13/15.

Основные положения методики. При разработке методики приняты следующие допущения:

1. Трение в ПС обусловлено внутренним трением смазочной жидкости.
2. Смазочная жидкость «прилипает» к поверхностям шипа и подшипника.
3. Пространство между шипом и подшипником полностью заполнено смазочной жидкостью.
4. Течение смазочной жидкости ламинарное, силы инерции не учитываются.
5. Поверхности шипа и подшипника считаются идеально круглыми, гладкими и жёсткими.
6. Перекосы осей шипа и подшипника не учитываются.
7. Теплоотдача от смазочной жидкости в шип и подшипник не учитывается.

Задача расчёта динамики сложнонагруженного подшипника скольжения сводится к построению траектории движения центра масс шипа (например, шатунной шейки) под действием внешней периодической нагрузки в системе координат XO_1Y (рис. 1), закрепленной на втулке (вкладыше), и определению его гидромеханических характеристик (ГМХ), к которым относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидро-

Расчет и конструирование

динамического 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 $t_{\text{ц}}$ величины, эффективная температура смазочного слоя T_s , мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы смазки

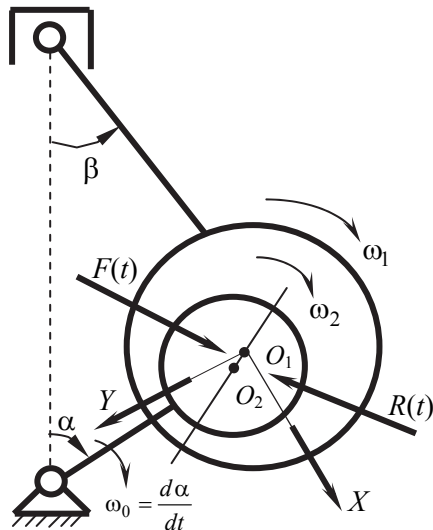


Рис. 1. Схема шатунного подшипника

$Q_B(t)$, Q_B^* .

Траектория движения центра шипа строится 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; характерная угловая скорость вращения шипа $\omega_0 = d\alpha / dt$.

Безразмерные реакции смазочного слоя на шип определяются формулой

$$\bar{R}_U = \begin{bmatrix} \bar{R}_{X_1} \\ \bar{R}_{Y_1} \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}. \quad (2)$$

Здесь \bar{p} – безразмерные гидродинамические давления в смазочном слое; φ, \bar{z} – угловая и осевая координаты подшипника; Ω_A – активная область смазочного слоя, где $\bar{p} > 0$.

Эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое учитывается на основе подхода, описанного в работах Рагандре [2]. Этот подход заключается в замене внешней нагрузки, действующей на подшипник, модифицированной. То есть в уравнение (1) подставляется выражение

$$F_U = F_U + \lambda \omega_0 \partial F_U / \partial \alpha, \quad (3)$$

где λ – время релаксации смазки.

Интегрирование уравнения движения (1) осуществляется 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. [3].

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя R_U , определяется интегрированием уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\frac{\bar{\Phi}_2}{\bar{\Phi}_0} - \frac{\bar{\Phi}_1^2}{\bar{\Phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\frac{\bar{\Phi}_2}{\bar{\Phi}_0} - \frac{\bar{\Phi}_1^2}{\bar{\Phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega}_{21} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\Phi}_1}{\bar{\Phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \quad (4)$$

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 смазки, относительный зазор, координата по ширине подшипника, время; $a = B / D$ – относительная ширина подшипника; μ_0 – характерная вязкость смазки; p_a – атмосферное давление; $B, D = 2r$, r – 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 $\partial \bar{h} / \partial \tau$ определяются формулами:

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta), \quad \partial \bar{h} / \partial \tau = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta), \quad (5)$$

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

$$\bar{\Phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y}, \quad (6)$$

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

Уравнение (4) интегрируется многосеточным методом, описанным в работах В.Н. Прокопьева, Е.А. Задорожной, А.К. Бояршиновой и др. [4], при граничных условиях Свифта–Штибера с учётом наличия на поверхности шипа источников подачи смазки (отверстий, канавок):

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s \\ \text{на } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s, \quad S = 1, 2, \dots, S^*. \end{aligned} \quad (7)$$

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

Зависимость вязкости смазки от скорости сдвига аппроксимируется степенным законом Оствальда-Вейла [1]; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля [5]; от давления – формулой Баруса [6].

Таким образом, математическая модель вязкости смазочного материала имеет вид

$$\bar{\mu}^* = \bar{I}_2^{(n-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_3+C_3))+\beta(T_3) \cdot p}. \quad (8)$$

Здесь $\bar{\mu}$ – параметр консистенции (вязкость 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 смазки, являющийся функцией температуры; p – гидродинамическое давление; T_3 – эффективная температура смазочного слоя; C_1, C_2, C_3 – константы.

Методика определения параметров $\bar{\mu}$ и n , а также результаты экспериментальных исследований реологических свойств моторных масел представлены в работе [7].

Градиенты скоростей сдвига определяются выражениями:

$$\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \cdot \left[\frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\Phi}_0} + \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\Phi}_1}{\bar{\Phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right]; \quad \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \cdot \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\Phi}_1}{\bar{\Phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}. \quad (9)$$

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 (8). 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.

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

$$A_N^*(t) = A_Q^*(t), \quad (10)$$

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

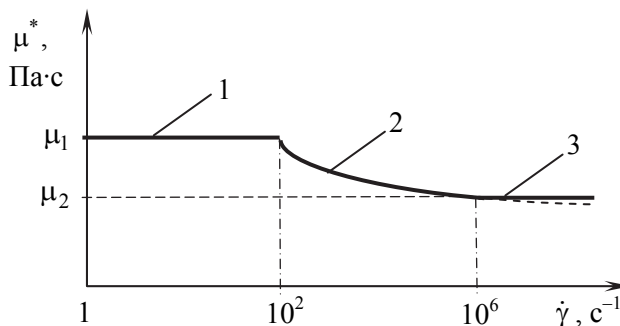


Рис. 2. Зависимость вязкости от скорости сдвига

Расчет и конструирование

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

$$\Delta T_s = \frac{N}{Q_B \cdot \rho \cdot c_0} \quad (11)$$

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

Использование такого подхода при решении задач динамики и смазки сложнонагруженных подшипников скольжения обосновано в работах В.Н. Прокопьева, В.Г. Караваева и др. [8, 9].

Потери мощности на трение определяются интегрированием диссипативной функции рассеивания \bar{D} по объёму смазочного слоя:

$$N = \frac{BD^2\psi\mu_0}{8a} \cdot \iint_{\Omega_A^-} \bar{D} d\varphi d\bar{z}, \quad (12)$$

где $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$;

$$\bar{D} = \int_0^1 \bar{\mu}^* \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial y} \right)^2 \right] d\bar{y}. \quad (13)$$

Расход смазки в оба торца подшипника определяется выражением

$$Q_B^* = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\Phi}_2 - \frac{\bar{\Phi}_1^2}{\bar{\Phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\varphi. \quad (14)$$

Совокупность выражений (1) – (14) представляет математическую модель смазочного слоя, учитывающую зависимость вязкости от скорости сдвига и эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое.

Алгоритм расчёта. Алгоритм расчёта гидромеханических характеристик подшипников скольжения реализован в комплексе программ:

1. Перед началом вычислений исследователь определяет тип объекта проектирования, метод расчёта и задаёт исходные данные:

– геометрические характеристики подшипника (диаметр, ширину, радиальный зазор, радиус кривошипа);

– параметры смазочного материала (коэффициенты динамической вязкости при характерных температурах, показатель степенного закона и параметр консистенции как функции температуры $n(T)$, $\mu(T)$, время релаксации);

– типы и расположение источников смазки (канавки, отверстия), а также давление подачи.

Начальные (стартовые) значения:

– температуры смазки на входе в подшипник (предполагаемое значение эффективной температуры смазочного слоя T_s); распределения давления в смазочном слое $P_i^0(\varphi, z)$; координат центра масс шипа; начальных скоростей смазки $U_i^0(\varphi, z)$;

– нагрузочный режим: угловой скорости вращения вала, внешней нагрузки и её распределения во времени.

Для решения прямой гидродинамической задачи – расчета траектории движения центра шипа, т. е. определение координат под действием внешней периодической нагрузки, весь процесс дискретизируется по времени.

2. Цикл итерационного расчета траектории равен периоду нагружения τ_0 (для четырёхтактных ДВС составляет 720° поворота коленчатого вала). Интервал периода τ_0 разбивается на шаги: $\Delta\tau_i = \tau_{i+1} - \tau_i$; затем ищется приращение угла поворота шипа $\Delta\varphi_i = \bar{\omega} \cdot \Delta\tau_i$, где $\bar{\omega}$ – угловая скорость шипа.

3. На каждом временном шаге цикла нагружения подшипника определяется функция зазора, интегрируется уравнение Рейнольдса, вычисляется поле гидродинамических давлений (ГДД) в тонком смазочном слое. При этом происходит обновление массивов приближения гидродинамических давлений и градиентов скоростей. По найденным значениям давлений определяем реак-

ции, действующие на шип со стороны смазочного слоя. В следующий момент времени ($\tau_i + \Delta\tau$) значения параметров, полученные на предыдущем временном шаге τ_i , используются как начальные значения для периода времени τ_{i+1} .

4. Рассчитываются мгновенные значения гидромеханических характеристик подшипника: расход смазки через торцы подшипника, диссипативная функция рассеяния энергии, потери мощности на трение и др.

5. Интегрированием уравнения движения определяются координаты и скорости движения центров подвижных элементов трибосопряжения.

6. На каждом временном шаге расчета в результате решения уравнения теплового баланса уточняется значение эффективной температуры T_3 , корректируется коэффициент динамической вязкости.

7. После завершения счета всего цикла нагружения τ_0 вычисляются среднеинтегральные характеристики гидромеханических характеристик за период τ_0 , а также их экстремальные значения.

8. На каждом шаге расчета и по завершении всего цикла нагружения τ_0 результаты записываются в систему файлов. По результатам расчета строятся графические зависимости в удобной для восприятия форме.

При этом необходимо отметить, что расчёт ведется в два этапа. Первый этап заключается в расчете полного цикла нагружения (пп. 2–8) без учёта особенностей реологического поведения смазочного материала (без учёта неньютоновских свойств). На втором этапе расчет повторяется с учетом реологических свойств смазочного материала, которые задаются в помощью набора ключей в исходных данных.

Главные различия приведённого алгоритма от традиционной схемы решения заключается в следующем

1. Внешняя нагрузка, действующая на подшипник, до начала расчёта заменяется на модифицированную с учётом времени релаксации смазки. Тем самым учитываются эффекты релаксации касательных напряжений в смазочном слое.

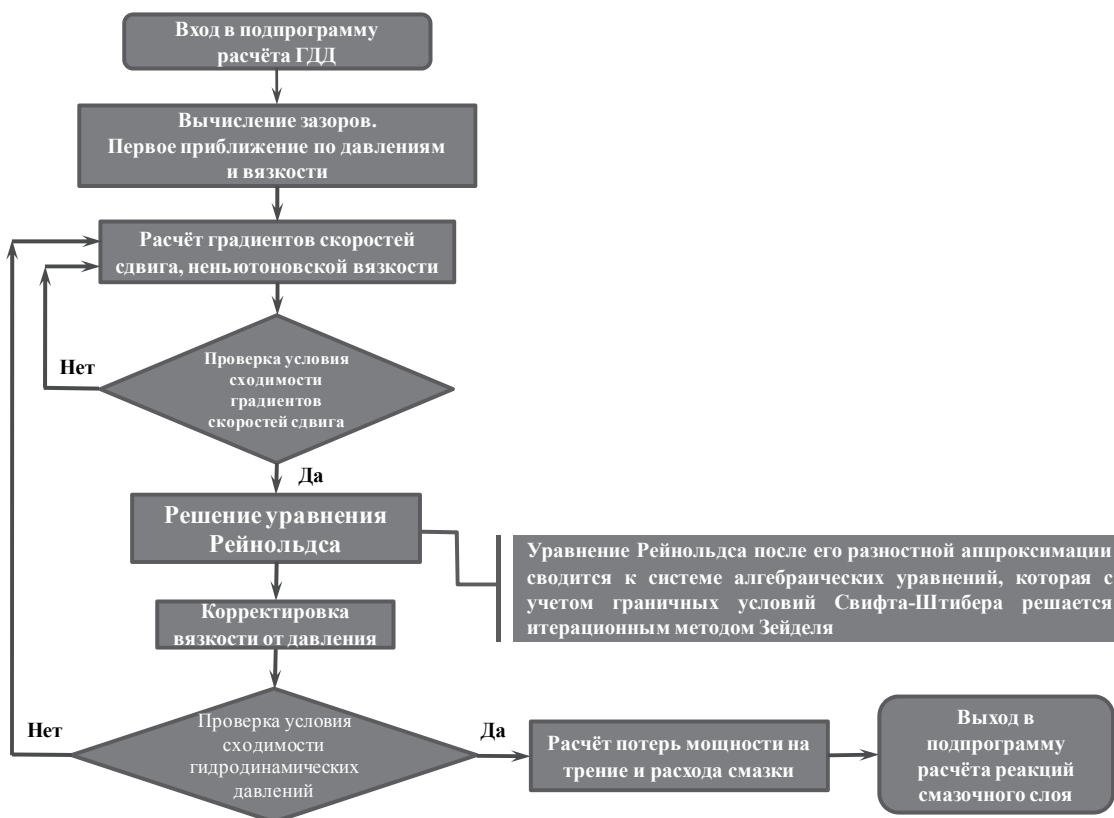


Рис. 3. Схема вычисления гидродинамических давлений смазочного слоя с учётом зависимости вязкости от скорости сдвига

Расчет и конструирование

2. Процедура вычисления градиентов скоростей сдвига предшествует решению уравнения Рейнольдса (рис. 3). Это обусловлено тем, что вязкость смазочного материала является функцией скоростей сдвига.

Решение тестовой задачи. В качестве тестовой была выбрана задача расчёта гидромеханических характеристик третьего коренного подшипника коленчатого вала двигателя V6 производства компании General Motors. Исходные данные для расчёта представлены в работе [10]. Авторы этой работы рассчитали гидромеханические характеристики указанного подшипника с помощью программного пакета FLARE, а также экспериментально ёмкостным методом определили толщину смазочного слоя подшипника. Сравнение результатов тестовых расчётов с экспериментальными и теоретическими данными американских исследователей Paranjpe, Tsergounis и Viola представлено в табл. 1 и на рис. 4 и показывает хорошее качественное и количественное соответствие.

Таблица 1

Сравнение результатов тестовых расчётов

Источник	Характеристика				
	$\inf h_{\min}$, мкм	$\alpha_{h_{\min}}$, град	Средняя нагрузка, Н	T , °C	Скорость сдвига ¹ $\times 10^6$, c^{-1}
Эксперимент [10]	1,16	296,0	–	104–106	–
Расчёт FLARE [10] ²	1,25	285,0	4281	102,3	1,75
Расчёт автора ³	1,43	294,0	4331	102,9	1,52
Расчёт автора ⁴	1,81	296,7	4327	106,1	1,26
Расчёт автора ⁵	2,12	297,4	4340	105,9	1,17
Расчёт автора ⁶	1,82	290,7	4350	105,8	1,15
Расчёт автора ⁷	1,44	288,2	4347	102,8	1,34
Расчёт автора ⁸	1,77	289,1	4354	102,7	1,52

Примечания: ¹средние значения за цикл нагружения; ²Paranjpe, Tsergounis, Viola, программный комплекс (США); ³с учётом зависимости вязкости от скорости сдвига; ⁴без учёта неньютоновских свойств масла; ⁵с учётом зависимости вязкости от давления; ⁶с учётом вязкоупругих свойств масла при $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с; ⁷с учётом зависимости вязкости от скорости сдвига и вязкоупругих свойств масла; ⁸с учётом зависимости вязкости от давления, скорости сдвига, и вязкоупругих свойств масла. Во всех расчётах учитывалась зависимость вязкости от температуры.

Из рис. 4 видно, что расчётная зависимость 3 минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала, полученная автором, хорошо согласуется с зависимостью 2 Paranjpe и др.

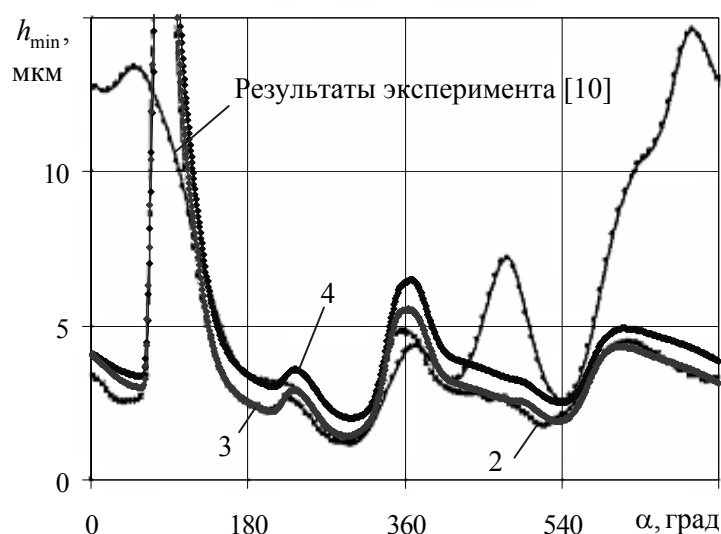


Рис. 4. Минимальная толщина смазочного слоя в коренном подшипнике в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя V6 GM

Расчётная зависимость 4, полученная без учёта неньютоновских свойств масла, располагается выше 3, при этом значение $\inf h_{\min}$ завышено (см. табл. 1) на 21 % относительно 3.

Учёт зависимости вязкости масла от давления приводит к повышению $\inf h_{\min}$ на 14,6 % относительно 4; учёт вязкоупругих свойств масла при $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с⁻¹ приводит к незначительному, около 0,5 % увеличению $\inf h_{\min}$ по отношению к 4; совместный учёт зависимости вязкости от давления, скорости сдвига и влияния вязкоупругих свойств смазки приводит к снижению $\inf h_{\min}$ на 16,5 % относительно 5. Отличие по величине температуры смазочного слоя не превышает 3 % относительно 3.

Описание программного комплекса. Разработанная методика реализована в комплексе программ «Неньютон-II» [11], 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 двигателей внутреннего сгорания с учётом неньютоновских свойств смазочного материала; конструктивных особенностей (источников подачи смазки), скоростного и нагрузочного режимов работы поршневой или роторной машины. Однако, наряду с этим, может использоваться для расчёта других динамически нагруженных подшипников скольжения.

Результаты расчёта гидромеханических характеристик шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15. На первом этапе расчётных исследований была выполнена оценка влияния зависимости вязкости масла Mobil XHP Delvac 10W-4 от давления и времени релаксации на ГМХ шатунного подшипника. Учёт зависимости вязкости масла от давления приводит к заметному увеличению h_{\min}^* и $\inf h_{\min}$ на 18,5 % и 20,0 %, соответственно. Остальные гидромеханические характеристики меняются незначительно – значение N^* увеличивается на 3,3 %, что сопровождается незначительным ростом температуры смазочного слоя T_3 на 0,3 %. Значения расхода смазки Q_B^* и максимального гидродинамического давления $\sup p_{\max}$ увеличиваются на 1,8 % и 2,7 %, соответственно. Увеличение времени релаксации смазки приводит к увеличению среднеинтегральных значений потерь мощности на трение N^* и толщины смазочного слоя h_{\min}^* .

Затем была выполнена оценка совместного влияния неньютоновских свойств масел на гидромеханические характеристики шатунного (табл. 2, рис. 5, 6) и коренных подшипников коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15.

Таблица 2

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
GM 5W-30	2,339 ¹	288,6	632,6	5,337	60,59	0,2162	107,9
	1,938 ²	387,9	477,3	4,714	66,08	0,2022	104,4
Shell Helix Ultra 5W-40	2,615 ¹	284,7	673,8	5,542	59,34	0,2130	109,3
	2,099 ²	367,8	503,1	4,940	63,88	0,2008	105,3
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

Примечания: ¹без учёта неньютоновских свойств (вязкость–функция температуры и давления);
²с учётом неньютоновских свойств (вязкость–функция температуры, давления, градиента скорости сдвига; время релаксации смазки $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с).

Анализ результатов свидетельствует о заметном влиянии неньютоновского поведения моторных масел на гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4ЧН 13/15. В частности, в зависимости от марки и класса вязкости масла среднеинтегральные значения минимальной толщины смазочного слоя h_{\min}^* снижаются на 8–12 %, потери мощности на трение N^* – на 15–25 %. Эффективная температура смазочного слоя T_3 уменьшается на 1,5–4 %. Снижение значения $\inf h_{\min}$ составляет 7–22 %. Среднеинтегральные значения максимальных

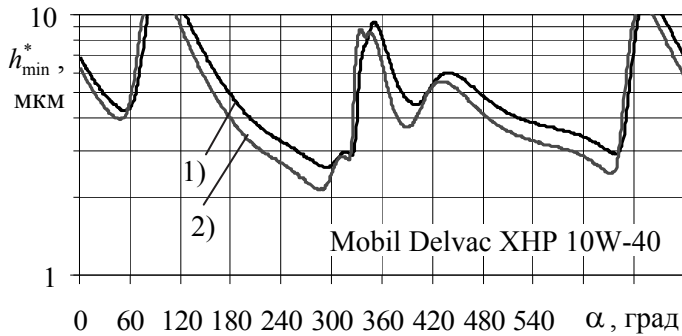


Рис. 5. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала

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

С учётом того, что для шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15 допустимая минимальная толщина смазочного слоя составляет 1,9 мкм, то для надёжной работы необходимо использовать масла с вязкостью более 3 мПа·с (рис. 7).

Аналогичные расчёты были выполнены для коренных подшипников коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15.

Результаты расчётных исследований позволили сформулировать практические рекомендации по выбору класса вязкости масла для подшипников коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15. В част-

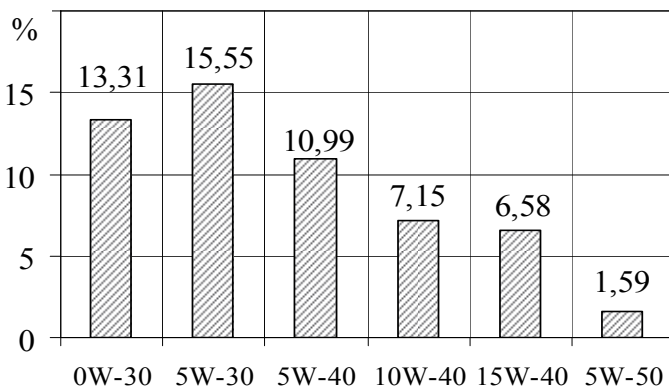


Рис. 6. Снижение потерь мощности на трение в шатунном подшипнике, работающем на загущенных маслах, относительно потерь, рассчитанных при работе подшипника на масле М8Г_{2к}

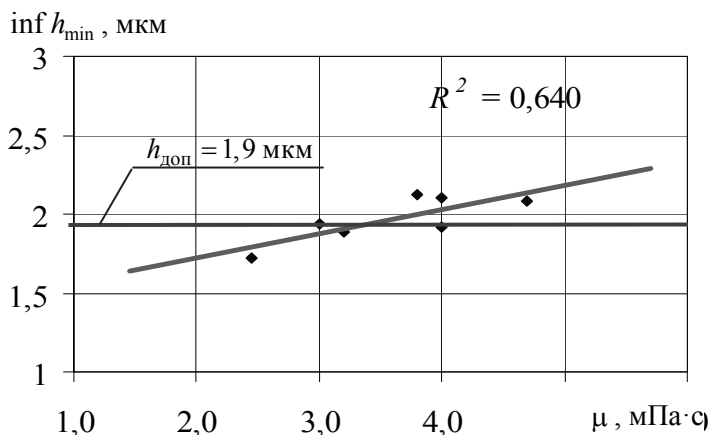


Рис. 7. Зависимость расчётной минимальной толщины смазочного слоя шатунного подшипника от вязкости, измеренной при $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$, $\gamma = 6,58 \cdot 10^3\text{ c}^{-1}$

гидродинамических давлений p_{\max}^* повышаются на 4–9 %, при этом значения $\sup p_{\max}$ повышаются на 3–35 %. На 3–7 % уменьшается расход смазки Q_B^* , вытекающей в торцы подшипника.

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. 6).

С позиции гидродинамического

ности:

- масла классов вязкости SAE 5W-30, 5W-40, 10W-40, 15W-40, 5W-50 обеспечат надёжную работу подшипников;

- наиболее предпочтительными с позиции энергосбережения двигателя являются классы 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, то есть не могут быть рекомендованы для смазки двигателя 4ЧН 13/15.

Заключение. Обобщая результаты расчётов, необходимо отметить, что наибольшее влияние на ГМХ подшипников оказывает эффект временного снижения вязкости. Влияние эффекта релаксации касательных напряжений в смазочном слое на работу подшипника требует дальнейших исследований.

Реализация методики в виде комплекса программ позволяет на ранней стадии проектирования сложнагруженных гидродинамических подшипников скольжения оценивать влияние конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на их гидро-

механические характеристики, обосновывать рекомендации по совершенствованию их конструктивных параметров и подбору смазочного материала.

Представленная работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы» и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

Литература

1. Леванов, И.Г. Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала / И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Вып. 15. – № 10 (186). – С. 54–62.
2. Paranjpe, R.S. Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // Trans ASME Jour of Trib. – 1992. – V. 114. – P. 736–746.
3. Прокопьев, В.Н. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Ширококов // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – Курган: Изд-во КГУ, 1999. – № 2. – С. 79–82.
4. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришнова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 5. – С. 16–21.
5. Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов, А.В. Чеснов // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та. – 2009. – № 3 (19). – С. 329–337.
6. Виссуссек, Д. Реологические свойства смазочных масел и их значение для практики / Д. Виссуссек; пер. Ф.Я. Гульбиса. – Свердловск, 1976. – 94 с.
7. Леванов, И.Г. Экспериментальные исследования реологических свойств всесезонных моторных масел / И. Г. Леванов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Вып. 17. – № 11 (228). – С. 70–76.
8. Караваев, В.Г. Совершенствование метода теплового расчета сложно-нагруженных опор скольжения / В.Г. Караваев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов // Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте: тр. междунар. конф. – Самара, 1999. – Ч. 2. – С. 76–77.
9. Прокопьев, В.Н. Динамика радиальных опор скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями / В.Н. Прокопьев, Н.В. Анисимова // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: науч. тр. / Челябинск: ЧПИ, 1982. – № 276. – С. 48–65.
10. Paranjpe, R.S. Comparison between Theoretical Calculations and Oil Film Thickness Measurements Using the Total Capacitance Method for Crankshaft Bearings in a Firing Engine / R.S. Paranjpe, S.I. Tseregounis, M.B. Viola // Tribology Transaction. – 2000. – Vol. 43. – P. 345–356.
11. 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.

Поступила в редакцию 10 июня 2011 г.

Леванов Игорь Геннадьевич. Аспирант, инженер кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки, неньютоновские жидкости, расчёт трибосопряжений поршневых и роторных машин. E-mail: IL74-LIG@rambler.ru, kafat@susu.ac.ru

Levanov Igor Gennadevich. The post-graduate student, the engineer of «Motor transport and service of cars» department of the South Ural state university. The area of scientific interests - the hydrodynamical theory of greasing, non-Newtonian fluids, calculation of tribounits piston and rotor-type machines. E-mail: IL74-LIG@rambler.ru, kafat@susu.ac.ru