

УДК 621.822; 621.891; 658.512

УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА СМАЗКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

© 2009 Ю. В. Рождественский, Н. А. Хозенюк

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Представлена математическая формулировка комплексной упругогидродинамической задачи смазки сложнагруженных опор скольжения, построенная для четырех связанных подзадач: гидродинамической, упругой, тепловой, динамической. Результаты тестовых расчётов показывают удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными.

Упругогидродинамическая теория смазки, шатунный подшипник, уравнение Эйлера

Одна из основных трудностей при создании и доводке двигателей внутреннего сгорания, в конструкцию которых входят сложнагруженные опоры (СОЖТ), т.е. подшипники, нагруженные силами переменными по величине и направлению, связана с необходимостью обеспечения их работы в режиме жидкостного трения.

Как правило, расчёт гидродинамических подшипников выполнялся при условии, что поверхности трения являются абсолютно жесткими. Возрастающие нагрузки увеличивают деформации поверхностей подшипников и должны быть учтены при расчётах гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников. Максимальные прогибы корпуса подшипника могут быть соизмеримыми с рабочим зазором сопряжения, а размеры области деформирования – с характерными размерами поверхностей трения. Такие подшипники принято называть упругоподатливыми (УП), а режим их смазки – упругогидродинамическим (УГД).

Одними из типичных представителей СОЖТ с упругоподатливым вкладышем являются подшипники коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания. Оптимизация их конструктивных параметров является одной из наиболее сложных задач, решаемых на ранней стадии проектирования двигателей. Обоснование новых, более совершенных методов решения оптимизационных задач, учёт при их разработке большего числа факторов, влияющих на надежность подшипников, продолжает оставаться актуальной задачей.

Теория и методы решения задач гидродинамической теории смазки подшипников с упругоподатливыми поверхностями базируются на контактно-гидродинамической теории смазки, которая уже давно находит широкое применение при расчётах упруго-контактных трибосопряжений, таких как зубчатые передачи, подшипники качения, подшипники скольжения с упругим вкладышем и жестким корпусом. У этих трибосопряжений контактные деформации поверхностей трения превалируют над изгибными деформациями корпуса подшипников.

До недавнего времени в значительно меньшей степени было исследовано влияние на гидромеханические характеристики УП СОЖТ сравнительно больших изгибных деформаций их поверхностей, для которых наличие непрерывного градиента поля деформаций не зависит от места приложения нагрузки. Поверхности трения УП подшипников, в отличие от упруго-контактных, разделены смазочным слоем значительной толщины, в то же время их изгибные деформации соизмеримы с зазором. Большие прогибы поверхностей трения, а также условия нестационарности нагружения препятствуют прямому использованию методов контактно-гидродинамической теории смазки для расчёта УП СОЖТ.

Решение УГД задачи смазки СОЖТ должно опираться на описание реальной геометрии смазочного слоя с учётом схемы подачи смазочного материала, макро- и микрогеометрии поверхностей трения, их упругих деформаций и произвольных движений

под действием нагрузок, а также на систему взаимосвязанных уравнений движения смазочной жидкости с учётом её реологических свойств и теплонапряженности трибосопряжения.

Математическая формулировка комплексной УГД задачи смазки СОЖТ строится для четырех связанных подзадач: гидродинамической, упругой, тепловой, динамической.

Гидродинамическая подзадача состоит в определении поля гидродинамических давлений и области его формирования при известном зазоре (положении центра шипа и упругих перемещениях поверхности трения).

В данной работе для её решения предложено использовать модифицированное уравнение Элрода [1], описывающее состояние смазки в зазоре подшипника как в несущей области, так и в области кавитации:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_\Omega^*} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_\Omega^*} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} \quad (1)$$

где \bar{h} , $\bar{\omega}_{21}$, \bar{t} , φ , \bar{z} – соответственно безразмерные толщина смазочного слоя, относительная угловая скорость движения шипа, время, угловая координата подшипника, безразмерная координата по ширине подшипника; $\bar{\mu}_\Omega^*$ – вязкость смазки, соответствующая среднеинтегральной температуре T_Ω^* ; g – функция переключения,

$$g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{если } \theta \geq 1; \\ 0, & \text{если } \theta < 1. \end{cases}$$

Функция $\Phi(\varphi, \bar{z})$ связана со степенью заполнения $\theta(\varphi, \bar{z})$, определяющей массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объёма зазора между цапфой и вкладышем, соотношением

$$\theta = 1 + (1-g) \cdot \Phi.$$

Степени заполнения $\theta(\varphi, \bar{z})$ приписывается двоякий смысл. В активной (несущей) области смазочного слоя, где действуют гидродинамические давления, $\theta = \rho/\rho_c$ (ρ_c –

плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c), в области кавитации $p = p_c$, $\rho = \rho_c$.

В области давлений: $\Phi \geq 0$, $g = 1$, $\theta = 1$, а $\Phi = \bar{p}$, где \bar{p} – безразмерное гидродинамическое давление. В области кавитации: $\Phi < 0$, $g = 0$, $\theta = 1 + \Phi$.

Уравнение (1) реализует граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО), основанные на обеспечении выполнения условия неразрывности при течении жидкости в пространстве зазора:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z});$$

$$\bar{p}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = 0; \quad (2)$$

$$\bar{p}(\varphi_{вос}, \bar{z}) = 0,$$

где a – безразмерная ширина подшипника; $\varphi_{раз}$, $\varphi_{вос}$ – угловые координаты границ области разрыва и восстановления смазочного слоя.

Целесообразность определения гидродинамических давлений на основе модифицированного уравнения Элрода при граничных условиях ЯФО в рамках решения упругогидродинамической задачи смазки определяется следующим. Учёт упругих свойств корпуса реального шатунного подшипника приводит к нерегулярному изменению геометрии смазочного слоя: его локальным увеличениям или уменьшениям, и, как следствие, разрывам слоя смазки, условия реализации которых не могут быть точно описаны граничными условиями типа Свифта–Штибера для уравнения Рейнольдса.

Система уравнений (1)–(2) для определения распределения гидродинамических давлений должна быть дополнена граничными условиями, моделирующими различные источники для подачи масла в смазочный слой:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_\Gamma, \text{ на } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_\Gamma, \Gamma = 1, 2, \dots, \Gamma^*, \quad (3)$$

где Ω_Γ – область источников смазки, где давление постоянно и равно давлению подачи p_Γ ; Γ^* – количество источников.

Безразмерная толщина смазочного слоя упругоподатливого подшипника определяется выражением

$$\bar{h}(\varphi, t, \bar{p}, T) = \bar{h}_{rig}(t, \varphi) + \bar{W}(\varphi, p, T, t), \quad (4)$$

где $\bar{h}_{rig}(\varphi, t) = 1 + \bar{\Delta}_0(\varphi, t) - \chi(t) \cos(\varphi - \delta(t))$ – безразмерная толщина смазочного слоя в жестком подшипнике; $\bar{\Delta}_0(\varphi, t)$ – безразмерные макроотклонения формы шипа и подшипника от круглоцилиндрической; $\chi(t), \delta(t)$ – безразмерный эксцентриситет центра шипа и угол положения линии центров; $\bar{W}(\varphi, p, T, t)$ – безразмерные упругие перемещения поверхности вкладыша от действующих нагрузок.

Значения координат центра шипа $\chi(t), \delta(t)$ определяются решением динамической подзадачи при известных реакциях смазочного слоя, а величины $\bar{W}(\varphi, p, T, t)$ – решением упругой подзадачи при известном распределении гидродинамических давлений и других, существенных для упругой конструкции, внешних воздействий.

Упругая подзадача заключается в определении перемещений поверхности трения вкладыша подшипника от действующих нагрузок.

Для шатунных подшипников весь комплекс нагрузок можно разделить на два класса: силовые и температурные. До недавнего времени считалось вполне приемлемым решение УГД задачи, в котором учитывались только распределённые по поверхности вкладыша гидродинамические давления и соответствующие им перемещения $\bar{W}_p(\varphi, p)$. В настоящее время доказано, что при расчёте упругих деформаций корпуса шатунного подшипника влияние его сил инерции на упругое искажение формы поверхности трения $\bar{W}_{in}(\varphi, t)$ соизмеримо с влиянием гидродинамических давлений [2, 3]. Тепловые деформации корпуса шатунного подшипника $\bar{W}_T(T)$ также вносят существенный вклад в изменение величины установившегося зазора [4, 5].

Известные решения УГД задачи смазки шатунных подшипников основываются на конечно-элементных моделях упругой подсистемы. Трудности её построения заключаются в адекватном описании граничных

условий для корпуса шатунного подшипника. Обычно используются кинематические граничные условия. В работах [6, 7] представлены результаты анализа адекватности упругой модели шатуна при различных вариантах кинематических граничных условий.

Отдельной проблемой является стыковка упругой и гидродинамической подзадач с точки зрения единства системы координат. Уравнения (1)–(3) записаны в системе координат, связанной с подшипником. Из-за деформирования стержня шатуна, а также самой кривошипной головки, эта система координат смещается. Деформированное состояние кривошипной головки может быть представлено суперпозицией двух решений: изгиба стержня шатуна при условно «абсолютно жесткой» кривошипной головке и деформированное состояние нижней головки шатуна, определённой относительно её «абсолютно жесткого» состояния. Первое состояние позволяет определить смещение системы координат $W_0(\varphi, p, T, t)$, в которой рассматриваются процессы в смазочном слое. Тогда величины $\bar{W}(\varphi, p, T, t)$, используемые при решении уравнений (1)–(3), представляют собой относительные смещения и определяются из соотношения

$$\bar{W}(\varphi, p, T, t) = \bar{W}_p(\varphi, p) + \bar{W}_{in}(\varphi, t) + \bar{W}_T(T) - \bar{W}_0(\varphi, p, T, t). \quad (5)$$

Здесь $\bar{W}_T(T)$ – безразмерные смещения узлов на поверхности трения, вызванные полем температур; $\bar{W}_0(\varphi, p, T, t)$ – безразмерное относительное смещение системы координат, связанной с подшипником, определяемое как

$$\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, t, T) = \bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t, T) + \bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t, T),$$

где $\bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t, T)$ – смещения узлов на поверхности трения, вызванные смещением начала координат; $\bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t, T)$ – смещения узлов на поверхности трения, вызванные поворотом системы координат на угол γ .

При расчётах величин $\bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t, T)$, $\bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t, T)$ учитываются как гидродина-

мические давления, так и инерционные и тепловые нагрузки. Для вычисления линейного смещения и поворота системы координат используется метод наименьших квадратов и дополнительная матрица базовых углов поворота, определяемая при помощи МКЭ. Более подробно различные варианты расчёта смещений системы координат, связанной с подшипником, рассмотрены в работе [8].

Динамическая подзадача заключается в численном интегрировании системы уравнений движения шипа СОЖТ:

$$m\ddot{U} = \sum \bar{F} + f_p, \quad (6)$$

где \bar{F} – внешние силы, действующие на шип подшипника кривошипной головки шатуна;

$$f_p = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega^-} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z} - \text{вектор сил гидродинамических давлений,}$$

$\Omega^- = \Omega - \Omega_\Gamma$ – область смазочного слоя, не занятая источниками смазки.

Применительно к задаче расчёта ГМХ шатунного подшипника система уравнений движения цапфы относится к «жёсткой» и для её решения используются специальные методы решения (Фаулера-Уортена, ФДН 1-го и 2-го порядков и др.) [10].

Тепловая подзадача. В подавляющем большинстве исследований утверждается, что УГД задачу допустимо решать в изотермической постановке, а теплонапряженность подшипника оценивать решением уравнения теплового баланса, отражающего равенство количеств теплоты за цикл работы двигателя, выделенной в смазочном слое A_N^* и отведенной смазкой A_Q^* , вытекающей в торцы подшипника:

$$A_N^* = A_Q^*. \quad (6)$$

Приращение температуры, определяемой на основании уравнения (6), вычисляется по формуле

$$\Delta T = N^* / Q^* \rho c_m, \quad (7)$$

где $N^* = \frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} N(t) dt$ – среднее за цикл значение мощности, затрачиваемой на трение в

смазочном слое; $Q^* = \frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} Q(t) dt$ – среднее за цикл значение расхода смазочной жидкости через торцы подшипника;

$N(t), Q(t)$ – мгновенные значения мощности и расхода соответственно; ρ и c_m – плотность и массовая теплоёмкость смазки соответственно.

При известной функции гидродинамических давлений $\bar{p}(\varphi, \bar{z}, t, T)$ мгновенные значения $Q(t), N(t)$ определялись формулами [9]

$$Q(t) = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{24a\bar{\mu}_\ominus^*} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left. \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right|_{\bar{z}=a} d\varphi,$$

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

где B, D – ширина и диаметр подшипника; $\psi = 2c/D$; c – радиальный установочный зазор; ω_0 – характерная угловая скорость;

$$D = \mu_\ominus^* \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \text{диссипативная}$$

функция рассеивания; V_x, V_z – проекции скоростей элементарного объема жидкости на оси системы координат xuz , градиенты которых вычисляются как

$$\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{\omega}_{12}}{\bar{h}} + \frac{\bar{h}}{\bar{\mu}_\ominus^*} \left(\bar{y} - \frac{1}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial \varphi};$$

$$\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{h}}{\bar{\mu}_\ominus^*} \left(\bar{y} - \frac{1}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial \bar{z}}.$$

Среднеинтегральная температура смазочного слоя определяется как $T^* = T_0 + \Delta T$, где T_0 – температура подачи смазочного материала через источники смазки. Температурная зависимость вязкости μ_\ominus^* аппроксимирована трёхконстантной формулой.

В первом приближении термоупругие перемещения поверхности трения кривошипной головки шатуна оцениваются на основе среднеинтегральной температуры сма-

зочного слоя T^* . Тепловое расширение шипа не учитывается.

Схема решения УГД задачи смазки.

Описанные выше подзадачи объединены прямой итерационной схемой расчёта с использованием релаксационной процедуры по перемещениям.

В ходе предварительного расчёта на основе решения уравнения Элрода в приближении «жесткого» подшипника определяется тепловое состояние подшипника к моменту окончания цикла и соответствующие термоупругие перемещения его поверхности трения.

В основном расчёте в каждый момент времени t_n выполняется решение уравнения Элрода для податливого подшипника с использованием релаксационной процедуры по перемещениям, подробно представленной в [11]. Определяются поля гидродинамических давлений $p(\varphi, z)$ и степени заполнения зазора $\theta(\varphi, z)$, мгновенные значения расхода смазочного материала и потерь мощности на трение. По окончании цикла работы двигателя решением уравнения теплового баланса определяется приращение за цикл работы двигателя температуры смазочного слоя и вычисляется среднеинтегральная температура в слое смазки. При отличии её от результатов предыдущего цикла более чем на 1°C выполняется корректировка температуры и вязкости смазочного слоя и проводится повторный расчёт.

Результаты тестовых расчётов. Выполнены расчёты для шатунного подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКШ, признанного эталонным в области УГД анализа. Имеются достоверные экспериментальные (полученные на двигателе и моделирующей установке) и многочисленные теоретические результаты расчёта параметров движения шатунной шейки за цикл нагружения, а также гидромеханических характеристик этого подшипника с кольцевой канавкой шириной 0,0127 м. Параметры трибосопряжения: номинальный диаметральный зазор 165 мкм, диаметр 0,203 м, длина

подшипника 0,127 м, частота вращения коленчатого вала $62,83 \text{ сек}^{-1}$.

Конечно-элементная модель шатуна состоит из 642 плоских конечных элементов. Запрет на перемещения во всех направлениях наложен на узлы в районе поршневой головки. При расчётах упругих перемещений учитывались как гидродинамические перемещения, так и силы инерции. При определении термоупругих перемещений в первом приближении конвективный теплообмен между смазочным материалом и шатуном, а также шатуном и внешней средой не учитывался.

Рассчитывались гидромеханические характеристики абсолютно жесткого и упругоподатливого подшипников при граничных условиях ЯФО. В таблице представлены результаты расчётов как при постоянной температуре смазочного слоя равной 100°C , так и с учётом изменения среднеинтегральной температуры и вызванных ею термоупругих перемещений. Так как в ходе экспериментальных исследований обычно фиксируются величины наименьшей за цикл минимальной толщины смазочного слоя $\inf h_{\min}$ и наибольшего максимального давления $\sup p_{\max}$, то представленные результаты ограничены только этими данными. Расчёты выполнены при помощи программного комплекса «Упругость II» [12]. В табл.1 представлены результаты для следующих вариантов:

- модель 1 – «жесткий подшипник» при граничных условиях Свифта –Штибера;
- модель 2 – «жесткий подшипник» при граничных условиях ЯФО;
- модель 3 – УП подшипник при граничных условиях Свифта –Штибера;
- модель 4 – УП подшипник при граничных условиях ЯФО (термоупругие перемещений не учитываются);
- модель 5 – УП подшипник с учётом термоупругих перемещений при граничных условиях ЯФО.

Экспериментальные результаты заимствованы из статьи [4], а результаты других исследователей – из работы [13].

Таблица 1 – Экстремальные гидромеханические характеристики подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X MKIII

Тип модели	$\inf h_{\min}$, мкм	$\sup P_{\max}$, МПа
Модель 1	4,2	35,09
Модель 2	4,1	35,66
Модель 3	3,39	34,82
Модель 4	3,27	36,02
Модель 5	3,19	38,02
Экспериментальные результаты	3,33	32,50
Результаты других исследований	3,38	33,92

Показано удовлетворительное совпадение результатов по представленной методике с экспериментальными результатами. Значение минимальной толщины смазочного слоя, полученной с учётом термоупругих перемещений несколько ниже, чем аналогичная величина, полученная без их учёта. Величина самих термоупругих перемещений соизмерима с зазором, что также совпадает с другими известными результатами.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

Библиографический список

1. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надёжности машин. - 2004. - №4. - С. 32–38.
2. Olson, E. EHD Analysis with distributed structural inertia / E. Olson, J. Booker // Journal of Tribology. - July 2001. - Vol. 123. - PP. 462 – 468 .
3. Bonneau, D. EHD analysis, including structural inertia effect and mass-conserving cavitation model / D. Bonneau, D. Guines, J. Frene, J. Toplosky // Journal of Tribology. July 1995. - Vol. 117. - PP. 540 – 547.
4. Myuhg-Rae, C. Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing With Consideration of Thermal Effects: Comparison Between Theory and Experiment / C. Myuhg-Rae, H. Dohg-Chul, C. Jae-Kwon // Journal of Tribology. Oct. 1999. - Vol. 121. - PP. 901 – 907.
5. Piffeteau, S. Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication Under Dynamic Loading / S. Piffeteau, D. Souchet, D. Bonneau // Journal of Tribology. Jan. 2000. - PP. 181 – 191.
6. Хозенюк, Н.А. Моделирование упругого поведения шатунных подшипников в задаче упругогидродинамической смазки сложнонагруженных опор скольжения / Н.А. Хозенюк, Ю.В. Рождественский // СЛАВЯНТРИБО-3. Трибология и транспорт: матер. междунар. науч.-практ. симпозиума: кн. 2 / РГАТА–МФ СЕЗАМУ. Рыбинск, 1995. - С. 49.–56
7. Хозенюк, Н.А. Решение задачи УГД смазки для сложнонагруженных опор жидкостного трения / Н.А. Хозенюк, Ю.В. Рождественский // Техническая эксплуатация, надёжность и совершенствование автомобилей: темат. сб. науч. тр. Челябинск: ЧГТУ, 1996. - С. 11–24.
8. Прокопьев, В.Н. Совершенствование модели шатуна в упругогидродинамической задаче смазки шатунной опоры коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Н.А. Хозенюк, С.С. Родин // Наука и технологии: сб. тр. - М: РАН, 2002. - С. 152–164.
9. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев [и др.] // Вестн. ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2005. - №1(41). Вып. 6. - С. 17–24.
10. Прокопьев, В.Н. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев [и др.] // Вестн. Уральского межрегион. отделения Российской академии транспорта. - Курган: Изд-во КГУ, 1999. - №2. - С. 79–82.
11. Хозенюк, Н.А. Алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки шатунных подшипников / Н.А. Хозенюк //

Вестн. ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2009. Вып. 14.

12. Прокопьев, В.Н. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик упругоподатливых подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания «Упругость II» / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В.Гаврилов, Н.А.Хозенюк, П.А.Тараненко // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ -№ 2009610349.

13. Abdallah, A. An Inverse Analysis for Steady – State Elastohydrodynamic Lubrication of One – Layered Journal Bearings / A.Abdallah, G.Elsharkkawy, H. Lotfi // Journal of Tribology. July 2000. -Vol.122. - PP. 524-533.

References

1. Prokopyev V.N., Boyarshinova A.K., Gavrillov K.V. An Applying of Mass Conserving Algorithm for Dynamics Calculation of Complex-Loaded Bearings // Problems of Machine Building and Machine Reliability. 2004. №4. P. 32–38.

2. Olson E., Booker J. EHD Analysis with distributed structural inertia // Journal of Tribology. July 2001. Vol. 123. P.462 – 468 .

3. Bonneau D., Guines D., Frene J., Toplosky J. EHD analysis, including structural inertia effect and mass-conserving cavitation model // Journal of Tribology. July 1995. Vol. 117. P. 540 – 547.

4. Myuhg-Rae Cho, Dohg-Chul Han, Jae-Kwon Choi. Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing With Consideration of Thermal Effects: Comparison Between Theory and Experiment // Journal of Tribology. October 1999. Vol. 121. P.901 – 907.

5. Piffeteau S., Souchet D., Bonneau D. Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication

Under Dynamic Loading // Journal of Tribology. January 2000. P.181 – 191.

6. Rozhdestvensky Ju.V., Hozenjuk N. A. Big End Connecting Rod Bearings Modeling in Elastohydrodynamic Lubricant for Complex-Loaded Bearings// SLAVYANTRIBO-3. Tribology and Transport. Ribinsk, 1995. P.49-56.

7. Rozhdestvensky Ju.V., Hozenjuk N. A. Solution of Elastohydrodynamic Lubricant for Complex-Loaded Bearings. Collected papers Chelyabinsk, ChSTU/ 1996. P.11-24.

8. Prokopyev V.N., Hozenjuk N.A., Rodin S.S. Improvement of Connecting Rods Models for Elastohydrodynamic Problem of Crankshafts Journal Bearings // Science and Technology. RAS, 2002. P.152–164

9. Prokopyev V.N., Boyarshinova A.K. Connecting-rods bearings hydromechanical characteristics for non- Newtonian liquids. Bulletin SUSU. The Mechanical Engineerings Series. 2005.№1 (41), Vol. 6. P. 17-24

10. Prokopyev V.N., Rozhdestvensky Ju.V., Shirobokov N. The Solutions Technique of Motions Equation in Dynamics Problems of Crank-shafts Supports of Internal Combustion Engines // Bulletin of Urals interregional branch of the Russia Transport Academic. Kurgan, 1999. N.2. P.79-82.

11. Hozenjuk N.A. The Solutions Algorithm of Elastohydrodynamic Lubricant of Connecting-rod Bearings. Bulletin of SUSU. The Mechanical Engineerings Series. 2009. Vol.14.

12. Prokopyev V.N., Rozhdestvensky Ju.V., Gavrillov K.V., Hozenjuk N. A. Uprugost. The certificate on the state registration of the computer programs.№ 2009610349

13. Abdallah A. Elsharkkawy G., Lotfi H. Guedouar. An Inverse Analysis for Steady – State Elastohydrodynamic Lubrication of One – Layered Journal Bearings // Journal of Tribology. July 2000. Vol. 122. P.524-533.

AN EHD ANALYSIS OF COMPLEX-LOADED BEARINGS

© 2009 Yu. V. Rozhdestvensky, N. A. Hozenjuk

South Ural State University

An elaslohydrodynamic lubricating model is presented for the problem of a hydrodynamic lubricating fluid in elastic structure that includes distributed structural inertia. The Mass-conserving fluid method has been used. In the present work, an EHD simulation has been conducted for a big end connecting rod bearing.

Elastohydrodynamic lubricants theory, connecting rod bearing, Elrod's equation

Информация об авторах

Рождественский Юрий Владимирович - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт», декан Автотракторного факультета Южно-Уральского государственного университета. Тел 267-92-13, E-mail: dekanat-at@susu.ac.ru. Область научных интересов: трение и износ, динамика трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания, гидродинамическая теория смазки.

Хозенюк Надежда Александровна - ассистент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел. 267-92-13, E-mail: zea@susu.ac.ru. Область научных интересов: динамика сложнагруженных подшипников жидкостного трения, упругогидродинамическая теория смазки.

Rozhdestvensky Yuri Vladimirovich - Doctor of engineering sciences, professor, member of the Russian Academy of Transport, Dean of the «Motor and Tractor» faculty and Head of the «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone: 267-92-13, E-mail: zea@susu.ac.ru. Area of research: friction and wear, dynamics of complex-loaded bearings of internal combustion engines, hydrodynamic lubrication theory.

Hozenyuk Nadezhda Alexandrovna - assistant of «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone: 267-92-13. E-mail: zea@susu.ac.ru. Area of research: dynamics of complex-loaded bearings of internal combustion engines, elastohydrodynamic lubrication theory.