

## РАСЧЕТ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШНЕВОЙ ПАЛЕЦ – ВЕРХНЯЯ ГОЛОВКА ШАТУНА» ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

*В.И. Суркин, Е.А. Задорожная, Х.М. Ниязов*

## THE CALCULATION OF AVAILABILITY TRIBOUNIT “THE PISTON PIN – HEAD OF THE UPPER CONNECTING ROD” TRACTOR DIESEL ENGINE

*V.I. Surkin, E.A. Zadorozhnaya, H.M. Niyazov*

Рассмотрены условия работы трибосопряжения «поршневой палец – верхняя головка шатуна». Выполнен расчет гидромеханических характеристик на примере расчета динамики сложнонагруженного подшипника. Показаны условия перехода жидкостного режима трения в граничный режим. Выполнено сравнение расчетных и экспериментальных данных.

*Ключевые слова: поршневой палец, гидромеханические характеристики, подшипники скольжения.*

In this paper the work's conditions of tribo-units “the piston pin – head of the upper connecting rod” have been considered. Calculations of the hydromechanical characteristics was performed on a sample calculation of the dynamics heavily loaded bearing. Conditions of the transition regime of liquid friction in the boundary regime were shown. The comparison of calculated and experimental data is performed.

*Keywords: piston pin, characteristic hydromechanical, journal bearings.*

**Введение.** Условия работы шатунной группы характеризуются интенсивными знакопеременными нагрузками от газовых и инерционных сил и повышенными температурами рабочей среды. Плавающий поршневой палец в соединении с поршневой головкой шатуна образует сложнонагруженный подшипник скольжения с ограниченным поступлением смазочного материала. Через поршневой палец передаются все силы, возникающие между поршнем и шатуном. Работающее под большой механической и термической нагрузкой трибосопряжение обеспечивается смазкой через отверстие в головке шатуна и бронзовой втулке. Масло в это отверстие поступает из внутренней полости поршня, куда оно вбрызгивается масляной форсункой или поступает через отверстия в поршне от маслоъемных колец.

Условием долговременной работы сложнонагруженного подшипника является наличие в достаточном количестве смазочного материала, обеспечивающего получение преимущественно жидкостного режима трения. В этом случае потери на трение в подшипнике достаточно малы, а износ деталей минимален.

Таким образом, установление условий существования смазочного слоя, его величина, а также определение значения воспринимаемой этим слоем нагрузки является определяющим условием работы и несущей способности подшипника.

**Основные уравнения.** Поведение слоя смазки, заключенного между поверхностями трения, описывается системой уравнений гидродинамической теории смазки, теплопередачи, а поверхности трения считаются границами смазочного слоя, которые обладают в реальности упругопластическими свойствами. Конструкцию сложнонагруженного подшипника оценивают сравнением параметров расчетной траектории, по которой под действием приложенных нагрузок движется центр шипа, и набором взаимосвязанных гидромеханических характеристик [1].

## Расчет и конструирование

Исходными уравнениями для расчета гидромеханических характеристик шатунных подшипников являются: уравнение для поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем произвольно нагруженные поверхности; система уравнений плоского движения центра шатунной шейки; уравнение теплового баланса [1].

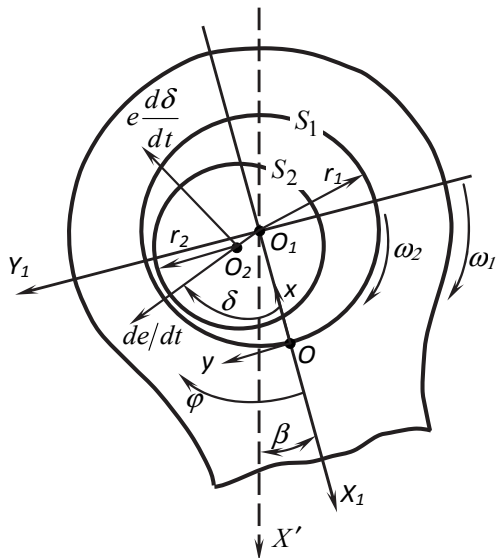


Рис. 1. Схема радиальной опоры

Геометрию смазочного слоя (рис. 1) рассматриваем в системе координат с полярным углом  $\varphi$  и полярной осью  $O_1X_1$ , жестко связанной с подшипником (шатун) и вращающейся вместе с ним с угловой скоростью  $\omega_1$ . Оси  $Ox$ ,  $Oz$  системы координат  $Oxyz$ , в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую разворачивается поверхность отсчета  $S_1$ , ось  $Oy$  направлена по нормали к ней,  $-B/2 \leq z \leq B/2$ , где  $B$  – ширина опоры.

В системе координат  $Oxyz$  подшипник неподвижен, шип вращается с угловой скоростью  $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$ . На шип в плоскости  $Oxy$  в сечении  $z=0$  действует переменная по времени  $t$  внешняя сила  $F(t)$ . Центр шипа  $O_2$  движется в плоскости  $Oxy$  с относительной скоростью, проекции которой на линию центров и направление ей перпендикулярное равны  $e' = de/dt$  и

$e\delta' = ed\delta/dt$ , где  $e(t) = O_1O_2$  – смещения центров масс шипа относительно подшипника,  $\delta(t)$  – угол положения линии центров.

Для определения поля гидродинамических давлений  $p(\varphi, z)$  в тонком смазочном слое (рис. 1) достаточно широко используется обобщенное уравнение Рейнольдса, в обозначениях работы [2] записываемое в виде:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{\omega_{21}}{2} \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (1)$$

При интегрировании уравнения (1) в области  $\Omega = (\varphi \in 0, 2\pi; z \in -B/2, B/2)$  чаще всего применяют граничные условия Свифта – Штибера, которые записывают в виде следующих ограничений на функцию  $p(\varphi, z)$ :

$$p(\varphi, z = \pm B/2) = p_a; \quad p(\varphi, z) = p(\varphi + 2\pi, z); \quad p(\varphi, z) \geq p_a. \quad (2)$$

При наличии на поверхностях трения шипа и подшипника источников для подачи смазочного материала в слой условия (2) должны быть дополнены соотношением

$$p(\varphi, z) = p_S \quad \text{при} \quad (\varphi, z) \in \Omega_S, \quad S = 1, 2, \dots, S^*, \quad (3)$$

где  $\Omega_S$  – область источника смазки, где давление равно давлению подачи  $p_S$ ,  $S^*$  – количество источников.

Для определения угловой скорости шипа относительно подшипника  $\omega_{21}$  определяем угловую скорость шатуна.

Как известно,

$$\beta = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}},$$

где  $\lambda = \frac{R_k}{L_{ш}}$ . Здесь  $R_k$  – радиус кривошипа,  $L_{ш}$  – длина шатуна.

Следовательно,

$$\omega_1 = \dot{\beta} = \frac{\lambda \cdot \cos(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}} \cdot \omega_v, \quad (4)$$

где  $\omega_v$  – угловая скорость вращения коленчатого вала.

Так как поршневой палец считается неподвижным, т. е.  $\omega_2 = 0$ , относительную угловую скорость определим как

$$\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1) = -\omega_1.$$

Толщина смазочного слоя с учетом произвольной геометрии поверхностей трения шипа и подшипника без перекоса их осей определяется выражением:

$$h(\varphi, z, t) = h^*(\varphi, z, t) - e(t) \cos(\varphi - \delta(t)), \quad (5)$$

где  $h^*(\varphi, z, t)$  – толщина смазочного слоя при центральном положении шипа в подшипнике с неидеальной геометрией.

Величины  $e(t)$ ,  $\delta(t)$  определяются решением системы уравнений движения. Методика расчета динамики и гидромеханических характеристик шатунного подшипника рассмотрена в [1, 3].

При определении поля гидродинамических давлений обычно учитывают зависимость вязкости смазки от температуры и давления [3]. Вязкость рассчитывается как функция некоторой эффективной за цикл нагружения температуры  $T_3$ , значение которой определяется из уравнения теплового баланса, отражающего равенство за цикл  $t_{\text{ц}}$  количества теплоты, рассеиваемой в смазочном слое и отводимой смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

Для решения уравнения (1) с учетом соотношений (2), (3), (4) используют численные методы, среди которых наибольшее распространение получили вариационно-разностные методы с использованием конечно-элементных аппроксимирующих моделей и методы конечных разностей. Использование методов, основанных на конечно-разностной аппроксимации дифференциальных операторов краевой задачи со свободными границами, позволяет наиболее просто и быстро получать решения достаточной точности для подшипников с неидеальной геометрией слоя, учесть наличие источников смазки на поверхности трения. Одним из эффективных приемов интегрирования уравнения Рейнольдса при помощи методов конечных разностей является использование многосеточных алгоритмов, что позволяет на порядок уменьшить затраты времени на решение. Уравнение (1) после его аппроксимации сводили к системам алгебраических уравнений, которые с учетом соответствующих граничных условий решали итерационным методом Зейделя.

Разработка критериев оценки работоспособности сложнонагруженных гидродинамических подшипников поршневых и роторных машин является неотъемлемой частью современных методов расчета и проектирования. В то же время достоверность самих методов во многом зависит от применяемых критериев. Достоверность критериев оценивается, как правило, на основе сопоставления расчетных результатов с данными, полученными экспериментально или в процессе эксплуатации. На основе экспериментальных исследований и современных методов расчета разработаны критерии работоспособности гидродинамических трибосопряжений: наименьшая допустимая толщина смазочного слоя  $h_{\text{доп}}$ , наибольшее допустимое гидродинамическое давление  $p_{\text{доп}}$ , приведенная к диаметру шейки минимальная толщина смазочного слоя  $h_{pr}$ , максимальная удельная нагрузка  $f_{\text{max}}$ .

Оценка работоспособности подшипников также проводится по расчетным величинам относительных суммарных за цикл нагружения протяженности областей  $\alpha_{h_{\text{доп}}}$  и  $\alpha_{p_{\text{доп}}}$ , где значения наименьших за цикл нагружения значений толщины смазочного слоя  $\inf h_{\text{min}}$  меньше, а значения наибольших гидродинамических давлений в смазочном слое  $\sup p_{\text{max}}$  больше допустимых величин. Опыт свидетельствует, что значения этих параметров не должны превышать 15–20 %.

## Расчет и конструирование

Если значения толщины смазочного слоя  $h_{\min}$  достигают критических значений  $h_{\text{доп}}$  или становятся меньше последних, будем считать, что гидродинамический режим трения переходит в граничный.

**Результаты расчета.** Исследования проводились на примере расчета динамики поршневого пальца двигателя 4ВН 15/16. В качестве основных гидромеханических характеристик, помимо  $\inf h_{\min}$ ,  $\sup p_{\max}$ ,  $\alpha_{h_{\text{доп}}}$  и  $\alpha_{p_{\text{доп}}}$ , были рассмотрены среднеинтегральные значения: приращения температуры смазки  $\Delta T$ ; потерь мощности на трение  $N^*$ ; расходов смазки  $Q^*$ . Расчеты выполняли на двух режимах работы двигателя (режим максимальной мощности  $N_{\max}$  и режим максимального крутящего момента  $M_{\max}$ ), ширина подшипника  $B=52$  мм, диаметр  $D=60$  мм, диаметральный зазор  $\Delta=30$  мкм, давление подачи  $p_{\text{вх}}=0,4$  МПа, угловая скорость вращения коленчатого вала  $\omega_v=177,9$  с<sup>-1</sup> и  $\omega_v=130,8$  с<sup>-1</sup> для соответствующих режимов работы. Температура подачи смазки  $T_{\text{вх}}$  варьировалась от 110 до 130 °С и от 80 до 110 °С соответственно для режимов  $N_{\max}$  и  $M_{\max}$ . В качестве  $h_{\text{доп}}$  принимали 1,9 мкм.

Результаты расчета представлены в табл. 1, 2 и на рис. 2–4. На рис. 2 и 3 представлено сравнение расчетных и экспериментальных данных, полученных для исследуемого подшипника по методике, описанной в статье [4]. Некоторые расхождения экспериментальных и расчетных результатов объясняются тем, что в представленных расчетах не были учтены тепловые деформации поршневой головки шатуна. Из рисунков и таблиц следует, что минимальная толщина смазочного слоя во многих случаях меньше допустимого значения и продолжительность его существования  $\alpha_{h_{\text{доп}}}$  превышает 20 % от цикла нагружения, что свидетельствует о переходе жидкостного режима трения в граничный режим.

Таблица 1

Гидромеханические характеристики подшипника на режиме максимальной мощности  $N_{\max}$

$T_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$N^*, \text{Вт}$	$Q^*, \text{л/с}$	$\sup p_{\max}, \text{МПа}$	$\inf h_{\min}, \text{мкм}$	$\alpha_{h_{\text{доп}}}, \%$
110	3,4	10,75	$1,9 \cdot 10^{-3}$	153,0	1,05	38,3
113	3,1	10,35	$2,05 \cdot 10^{-3}$	158,6	0,96	38,9
120	2,4	9,46	$2,45 \cdot 10^{-3}$	162,8	0,77	39,8
125	1,9	8,97	$2,82 \cdot 10^{-3}$	170,4	0,65	40,8
130	1,6	8,42	$3,26 \cdot 10^{-3}$	175,9	0,53	41,2

Таблица 2

Гидромеханические характеристики подшипника на режиме максимального крутящего момента  $M_{\max}$

$T_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$N^*, \text{Вт}$	$Q^*, \text{л/с}$	$\sup p_{\max}, \text{МПа}$	$\inf h_{\min}, \text{мкм}$	$\alpha_{h_{\text{доп}}}, \%$
80	7,4	9,77	$0,80 \cdot 10^{-3}$	150,6	1,97	0
85	6,2	9,11	$0,89 \cdot 10^{-3}$	152,9	1,78	8
90	5,2	8,48	$0,99 \cdot 10^{-3}$	154,8	1,59	31
100	3,6	7,32	$1,24 \cdot 10^{-3}$	165,9	1,25	36
110	2,4	6,35	$1,59 \cdot 10^{-3}$	173,7	0,95	38

Увеличение температуры подачи смазки ведет, как и следовало ожидать, к снижению толщины смазочного слоя. Однако для более детального определения влияния температуры необходимо учитывать не только значение  $T_{\text{вх}}$ , но и распределение температуры в окружном и радиальном направлении, а также изменение геометрии смазочного слоя вследствие упругой деформации верхней головки шатуна.

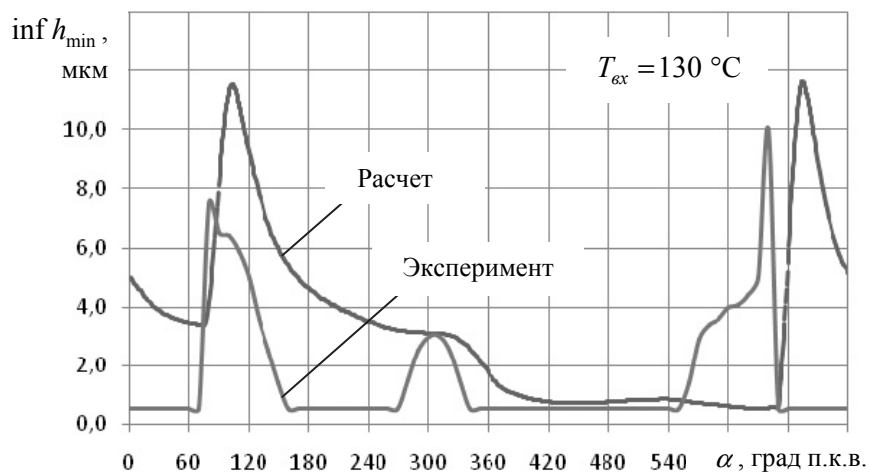


Рис. 2. Зависимость толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала. Режим  $N_{max}$

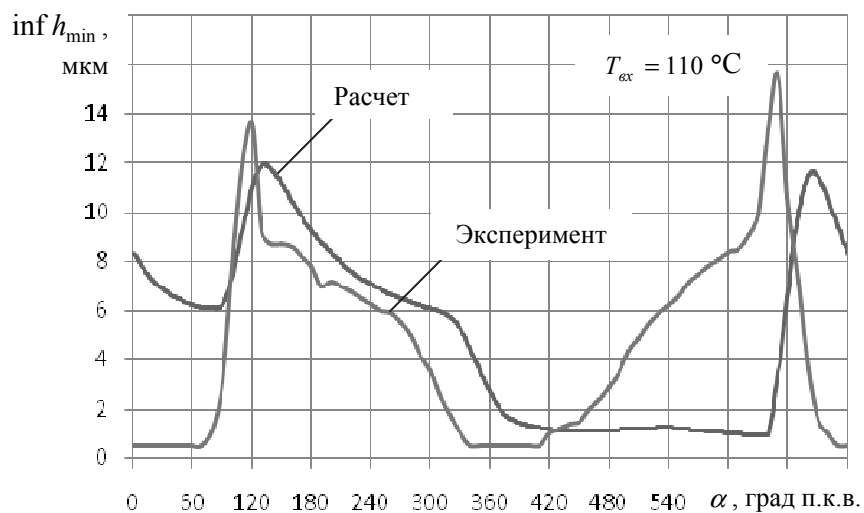


Рис. 3. Зависимость толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала. Режим  $M_{max}$

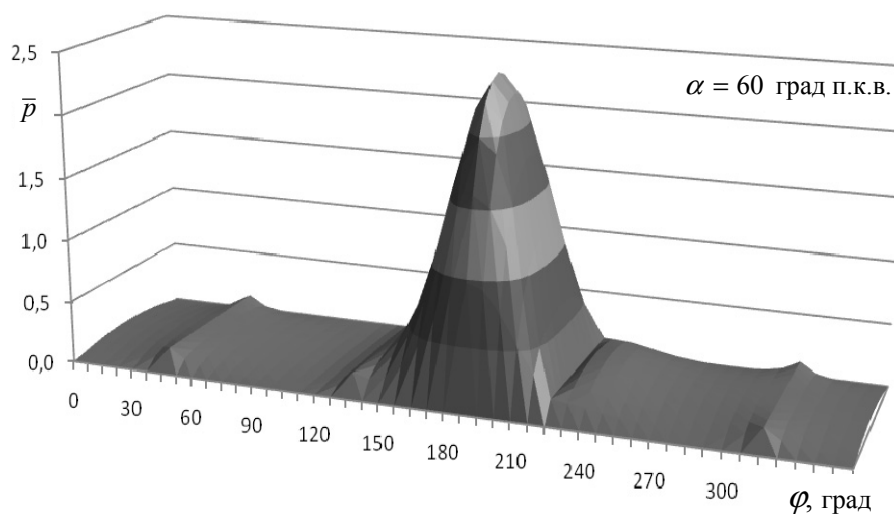


Рис. 4. Распределение гидродинамических давлений. Режим  $N_{max}$

На рис. 4 представлена эпюра гидродинамических давлений в тонком смазочном слое подшипника для положения  $\alpha = 60$  град. п.к.в.

Для расчета трибосопряжения в режиме граничного трения необходимо учитывать наличие высоковязких граничных слоев, адсорбированных на поверхностях трения. Влияние этих слоев сказывается именно при сближении поверхностей трения до величин, сравнимых с высотой микронеровностей [5].

**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. Прокопьев, В.Н. Динамика сложноподшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 6. – С. 108–114.

2. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: моногр. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная и др. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.

3. Methodology of Calculation of Dynamics and Hydromechanical Characteristics of Heavy-Loaded Tribounits, Lubricated with Structurally-Non-Uniform and Non-Newtonian Fluids / J. Rozhdestvenskiy, E. Zadorozhnaya, K. Gavrilov, I. Levanov, I. Mukhortov and N. Khozenyuk // Tribology – Lubricants and Lubrication, Chang-Hung Kuo (Ed.), InTech. – <http://www.intechopen.com/articles/show/title/methodology-of-calculation-of-dynamics-and-hydromechanical-characteristics-of-heavy-loaded-tribounit>. – 2011. – P. 95–118.

4. Суркин, В.И. Влияние режимов работы дизеля на параметры смазочного слоя подшипников поршневого пальца / В.И. Суркин, Х.М. Ниязов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – В настоящем выпуске.

5. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / И.В. Мухортов, Е.А. Задорожная, Н.А. Усольцев, И.Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – № 5. – С. 8–19.

*Поступила в редакцию 2 марта 2012 г.*

**Суркин Вячеслав Иванович.** Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили», Челябинская государственная агроинженерная академия. Область научных интересов – экспериментальные и теоретические исследования смазки дизельных двигателей внутреннего сгорания.

**Vyacheslav I. Surkin.** Doctor of engineering science, professor, head of “Tractors and Cars” department, Chelyabinsk state agro academy. The area of scientific interests – experimental and theoretical studies of lubrication of diesel internal combustion engines.

**Задорожная Елена Анатольевна.** Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – динамика опор скольжения, трение, износ и смазка машин. Тел.: (351) 267-92-13; e-mail: elena-nea@rambler.ru, kafat@susu.ac.ru

**Elena A. Zadorozhnaya.** Candidate of engineering science, senior lecturer of “Motor transport” department, South Urals state university. The area of scientific interests – journal bearings dynamics, friction, wear, lubrication of machines. Tel.: (351) 267-92-13; e-mail: elena-nea@rambler.ru, kafat@susu.ac.ru

**Ниязов Хаммат Магзумьянович.** Научный сотрудник кафедры «Тракторы и автомобили», Челябинская государственная агроинженерная академия. Область научных интересов – экспериментальные исследования смазки подшипников дизельных двигателей внутреннего сгорания. E-mail: niyazovhammat@mail.ru

**Hammat Niyazov.** Researcher of “Tractors and Cars” department, Chelyabinsk state agro academy. The area of scientific interests – experimental studies of lubrication of journal bearings of diesel internal combustion engines. E-mail: niyazovhammat@mail.ru