

## ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ИСТОЧНИКОВ СМАЗКИ НА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

К.В. Гаверилов, М.А. Иззатуллоев, П.С. Гриценко, И.Р. Цвешко

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Рассмотрена методика определения подвижных (отверстия в шатунной шейке коленчатого вала) и неподвижных (канавки на поверхности вкладышей) источников смазки для подачи смазки в смазочный слой сложнонагруженного подшипника скольжения теплового двигателя. Для расчета поля гидродинамических давлений в слое смазки подшипника рассматриваются два алгоритма интегрирования модифицированного уравнения Эйлера для оценки степени заполнения зазора. Проведенные расчетные исследования показали, что разработанные расчетные алгоритмы оказались эффективными как для расчета статически, так и динамически нагруженных трибосопряжений. Однако для первой модификации были отмечены численные колебания искомой функции на границе восстановления смазочного слоя, особенно для высоких значений относительного эксцентриситета, что характерно для подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Вторая модификация, для которой использовался метод конечных разностей, характеризуется относительной простотой численной реализации и стабильностью итерационной процедуры. Предложенные методики были использованы при расчетном анализе сложнонагруженных трибосопряжений, к которым относятся шатунные подшипники коленчатого вала теплового двигателя. Для двигателей КамАЗ и ДМ-21 было рассмотрено влияние расположения источников смазки на гидромеханические характеристики (ГМХ) сложнонагруженных подшипников скольжения. Для дизеля КамАЗ проведены параметрические исследования, заключающиеся в определении наиболее рационального расположения отверстия для подачи смазки в шатунной шейке. При этом были рассчитаны все основные ГМХ трибосопряжения и на основании их анализа были предложены наиболее оптимальные решения. Для дизеля ДМ-21 предложены оригинальные схемы расположения частичных и полных маслоподающих канавок для распределения и для подачи смазки в шатунные подшипники. Кроме того, показано, что дополнительным методом улучшения гидромеханических характеристик является выбор моторного масла с улучшенными вязкостно-температурными характеристиками, позволяющий улучшить основные гидромеханические характеристики в пределах 10–20 %.

*Ключевые слова:* уравнение Эйлера, источник смазки, гидромеханические характеристики.

### Введение

К числу наиболее значимых конструктивных параметров сложнонагруженных подшипников скольжения относятся координаты расположения на поверхностях трения шеек и вкладышей подшипника источников смазки (полных или частичных канавок, отверстий). Конфигурация (геометрия) и расположение источников оказывает значительное влияние на гидромеханические характеристики (ГМХ) подшипников. Среди ГМХ, которые являются одними из основных при анализе работоспособности, являются переменные по времени  $\tau$ : величины минимальной толщины  $h_{\min}(\tau)$  и максимального гидродинамического (ГД) давления (ГД)  $p_{\max}(\tau)$  в смазочном слое; их экстремальные: минимальные и максимальные значения  $\inf h_{\min}$ ,  $\sup p_{\max}$ , а также среднеинтегральные параметры  $h_{\min}^*$ ,  $p_{\max}^*$ ; текущие и средние потери на трение  $N(\tau)$ ,  $N^*$ ; торцевые расходы смазки  $Q_T(\tau)$ ,  $Q_T^*$ , эффективная температура в смазочном слое подшипника  $T_3(\tau)$ ,  $T_3^*$ .

Источники смазки необходимы для подачи и распределения смазочного материала, в частности, моторного масла по угловой и осевой координатам подшипника, что обеспечивает отвод теплоты, возникающей в результате процессов трения. Кроме того, источники смазки обеспечивают

## Расчет и конструирование

формирование несущей области, где имеют место гидродинамические давления  $p > 0$ . Однако наличие источников смазки может привести к снижению несущей способности подшипника, поскольку в области их дислокации гидродинамические давления снижаются до давления подачи смазки  $p_S$ , и, кроме того, они могут быть причиной появления очагов эрозии и усталостных повреждений антифрикционного слоя вкладышей.

У тепловых двигателей, к которым, относятся двигатели внутреннего сгорания, моторное масло поступает под давлением, обеспечиваемым маслоподающим насосом, из главного масляного канала (магистральной) к опорным (коренным) подшипникам. На внутренней поверхности вкладышей подшипников находятся кольцевые канавки для распределения смазочного материала, которые могут быть полными и частичными. Из этих канавок смазочная жидкость поступает в смазочный слой коренных подшипников и далее попадает в отверстие в коренной шейке. По каналам в коленчатом валу смазка поступает в шатунную шейку, а далее в смазочный слой самого подшипника.

Основопологающей из отечественных работ, посвященных расчетному исследованию параметров, характеризующих способы подачи смазочного материала в подшипники коленчатого вала теплового двигателя, можно отметить работу В.Н. Прокопьева [1]. В ней сформулирована гипотеза о том, что схема подачи смазки в шатунный подшипник кривошипно-шатунного механизма необходима для обеспечения максимального за период нагружения  $\tau_{ц}$  объема смазочного материала (моторного масла)  $Q^*$ , подаваемого в смазочный слой подшипника. Такая гипотеза основывается на том, что схема распределения и подачи оказывает влияние, в большей степени, на количество смазки, вытекающей в торцы подшипника, а значит, фактически снижает температуру в слое, являющемся ключевой характеристикой шатунного подшипника.

Исследованию оценки влияния источников смазки на ГМХ сложнагруженных подшипников посвящены, в частности, работы [2–9].

### 1. Методика расчета

Одним из основных недостатков этих работ является применение при расчете поля ГД давлений граничных условий Свифта–Штибера (СШ). Однако наиболее точными являются условия Якобсона–Флоберга–Ольсена (ЯФО), которые приведены в [10–13]. Применение граничных условий ЯФО при расчете поля ГД давлений описано в работах Элрода и Адамса [14, 15]. Идея, заложенная в реализуемый ими алгоритм основана на определении степени заполнения смазочного зазора  $\theta$  из уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_0} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_0} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta). \quad (1)$$

Здесь  $\bar{\beta} = \beta \psi^2 / \mu_0 \omega_0$  – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки,  $\beta$  – его размерное значение,  $g(\theta)$  – функция переключения активной области и области кавитации:

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

Остальные обозначения в (1) соответствуют обозначениям в работе [2].

Степень заполнения смазочного зазора  $\theta$  имеет двойной смысл. В активной области (области давлений, где  $p > 0$ )  $\theta = \rho / \rho_c$ ,  $\rho_c$  – плотность смазки при давлении кавитации  $p_c$ . В области кавитации, где  $p \leq 0$ :  $p = p_c$ ,  $\rho = \rho_c$  и в этом случае степень заполнения  $\theta$  характеризует относительное количество смазочного материала в смазочном зазоре трибосопряжения. Гидродинамические давления и степень заполнения  $\theta$  связаны следующим выражением:

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta) \bar{\beta} \ln \theta.$$

Из анализа информационных источников известно, что в алгоритме Элрода и подобных алгоритмах сохранения массы смазочного материала в смазочном слое подшипника присутствуют недостатки, связанные с численной неустойчивостью решения системы алгебраических уравнений, к которым сводится уравнение (1). Кроме того, присутствует зависимость получаемых результатов расчета от значений  $\beta$ , особенно при высоких эксцентриситетах, характерных для сложнагруженных подшипников тепловых двигателей.

В связи с этим авторами для устранения указанных недостатков в [14] было разработано модифицированное уравнение Элрода, записанное в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_3} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_3} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \tau} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \},$$

где в активной области смазочного слоя, когда  $\Phi(\varphi, z) \geq 0$ :  $\Phi(\varphi, z) = (\bar{p} - \bar{p}_c)$ ,  $g(\varphi, z) = 1$ ; а в области кавитации, когда  $\Phi(\varphi, z) < 0$ :  $\Phi(\varphi, z) = (\theta - 1)$ ,  $g(\varphi, z) = 0$ . Функция  $\Phi$  связана с  $\theta$  выражением  $\theta = 1 + (1-g)\Phi$ .

Разработанная авторами версия алгоритма сохранения массы зарекомендовала себя надежной при расчетной оценке ГМХ статически и динамически нагруженных подшипников тепловых двигателей. Однако оценка результатов ее использования для расчета сложнагруженных подшипников тепловых двигателей показала осцилляцию функции  $\Phi$  на границе зоны кавитации и активной области смазочного слоя. Заложенный алгоритм изменения временного шага в этом случае уменьшал его величину  $\Delta\tau$ , что приводило к увеличению времени расчета задачи.

Вторая модификация алгоритма показала себя более эффективной, для которой удалось устранить указанные выше недостатки.

Уравнение (1) было модифицировано следующим образом.

Поскольку степень заполнения  $\theta$  в активной области давлений  $\Omega_A$  мало отличается от единицы, она заменялась на  $\theta^* = g + (1-g)\theta$  и уравнение (1) принимало вид:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h}\theta^*) + \frac{\partial}{\partial \varphi} (B^* + C^*) + \frac{\partial D^*}{\partial \bar{z}} = 0. \quad (2)$$

Здесь  $B^* = \bar{\omega} [g\bar{h} + (1-g)(\bar{h}\theta)]$ ,  $C^* = -\Gamma \partial \Pi / \partial \varphi$ ,  $D^* = -\Gamma \partial \Pi / \partial \bar{z}$ ,

где  $\Gamma = \bar{h}^3 / 12\bar{\mu}_3$ ,  $\Pi = g\bar{p} + (1-g)\bar{p}_c$ .

Разностная аппроксимация уравнения (2) на сетке  $\tau^n, \varphi_i, \bar{z}_j$ ;  $\tau^n = n\Delta\tau$  ( $n=0,1,2,\dots$ );  $\varphi_i = i\Delta\varphi$  ( $i=1,2,\dots,N$ ),  $\Delta\varphi = l_\varphi / (N-1)$ ;  $\bar{z}_j = j\Delta\bar{z}$  ( $j=1,2,\dots,M$ ),  $\Delta\bar{z} = l_z / (M-1)$ , где  $l_\varphi$  и  $l_z$  – соответственно окружная и осевая протяженности подшипника, приводит к следующей системе уравнений для расчета  $\bar{p}$  и  $\theta$ :

$$\bar{p}_{ij} = k_1^{-1} (M_1 + M_2 \bar{p}_c + M_3 - K_3 + K_4), \text{ если } g_{ij} = 1;$$

$$\theta_{ij} = \frac{M_1 + (M_2 - K_2) \bar{p}_c + M_3 + M_4}{\bar{\omega} \Delta_\varphi \bar{h}_{ij} + K_3}, \text{ если } g_{ij} = 0.$$

Здесь  $K_1 = \left\{ \left( \Gamma_{i-1/2,j} + \Gamma_{i+1/2,j} \right) + K_2 \right\}$ ,

где  $K_2 = 2 \left( \frac{\Delta_\varphi}{\Delta\bar{z}} \right)^2 \Gamma_{ij}$ ;

$$K_3 = \Delta_\varphi^2 \left( \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta\tau} + \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} \right); \quad K_4 = \Delta_\varphi^2 \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta\bar{z}} \left[ g_{ij}^n + (1-g_{ij}^n) \theta_{ij}^n \right];$$

$$M_1 = \left\{ \left( g_{i-1,j} \Gamma_{i-1/2,j} \bar{p}_{i-1,j} \right) + \left( g_{i+1,j} \Gamma_{i+1/2,j} \bar{p}_{i+1,j} \right) + \left( \frac{\Delta_\varphi}{\Delta\bar{z}} \right)^2 \Gamma_{ij} \left( g_{i,j-1} \bar{p}_{i,j-1} + g_{i,j+1} \bar{p}_{i,j+1} \right) \right\};$$

$$M_2 = \left\{ \left( -g_{i-1,j} \Gamma_{i-1/2,j} \right) - \left( g_{i+1,j} \Gamma_{i+1/2,j} \right) + \left( \frac{\Delta_\varphi}{\Delta\bar{z}} \right)^2 \Gamma_{ij} \left[ 2 - (g_{i,j-1} + g_{i,j+1}) \right] \right\};$$

$$M_3 = \bar{\omega} \Delta_\varphi \left[ (1-g_{i-1,j}) \bar{h}_{i-1,j} \theta_{i-1,j} - f_\omega \right],$$

## Расчет и конструирование

где  $f_{\omega} = \frac{(g\bar{h})_{i-1,j}}{2}(2-g_{ij}) - \frac{(g\bar{h})_{i+1,j}}{2}g_{ij} - \frac{(g\bar{h})_{ij}}{2}(2-g_{i+1,j}-g_{i-1,j})$ .

Методика интегрирования уравнений движения центра шипа (шатунной шейки), решения уравнения теплового баланса, определения потерь на трение в подшипнике аналогичны приведенным в работах [1, 2].

### 2. Расчетные исследования

**Шатунные подшипники форсированного двигателя КамАЗ-740.51.360.** Влияние расположения подвижных источников смазки (отверстий) на ГМХ рассмотрено на примере шатунного подшипника дизеля КамАЗ-740.51.360. Схема подачи смазки в шатунный подшипник этого двигателя приведена на рис. 1. Смазка из центрального маслоподающего канала через отверстие 1 попадает в канавку верхнего вкладыша коренного подшипника. Далее через сквозное сверление в коренной шейке 2 и по каналу в коленчатом валу 3 попадает в отверстие в шатунной шейке 4 и далее в смазочный слой шатунного подшипника и вытекает через его торцы.

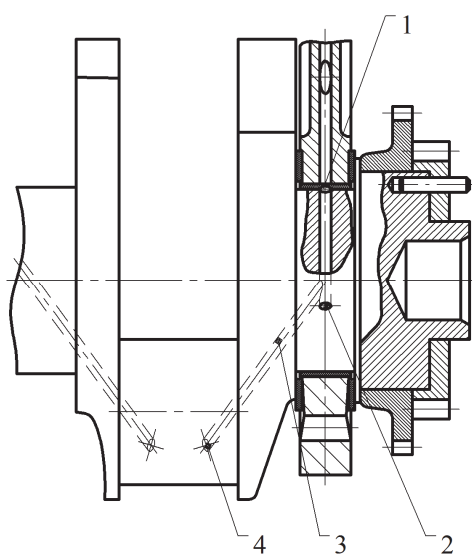


Рис. 1. Схема подачи смазки к шатунным подшипникам коленчатого вала двигателей семейства КамАЗ: 1 – отверстие в коренном подшипнике; 2 – отверстие в коренной шейке; 3 – канал для подачи смазки в шатунный подшипник; 4 – отверстие в шатунной шейке

Диаметр подшипника, его ширина, радиальный зазор, диаметр отверстия для подачи смазки, давление и температура подачи, угловая скорость вращения коленчатого вала, эффективная (расчетная) масса шипа, динамическая вязкость смазки при 40 и 100 °С принимались соответственно равными:  $D = 85$  мм,  $B = 29$  мм,  $C = 0,044$  мм,  $d_o = 6$  мм,  $p_s = 0,5$  МПа,  $T_s = 90$  °С,  $\omega_2 = 2200$  об/мин,  $m_{\omega} = 3$  кг,  $\mu_{40} = 0,0661$  Па·с,  $\mu_{100} = 0,0107$  Па·с.

Поле ГД давлений рассчитывалось в системе координат подшипника, поэтому подвижный источник смазки (отверстие в шейке) переносилось на поверхность подшипника. Координата отверстия в момент времени  $(\tau + \Delta\tau)$  рассчитывалась по выражению:

$$\varphi_o(\tau + \Delta\tau) = \varphi_o^H(\tau) + \bar{\omega} \cdot \Delta\tau,$$

где  $\varphi_o^H(\tau)$  – начальный угол положения отверстия.

Результаты расчетов (табл. 1) свидетельствуют о том, что наиболее рациональным расположением отверстия для подачи смазки в шатунный подшипник дизеля является  $\varphi_o^H = 195^\circ$ .

**Шатунные подшипники двигателя ДМ-21.** Конструкция серийных шатунных подшипников двигателя 8ДМ-21 была разработана сотрудниками лаборатории «Триботехника» кафедры «Автомобильный транспорт» совместно со специалистами Уральского турбомоторного завода (ныне Уральский дизель-моторный завод).

Конструктивные и режимные параметры для расчетного анализа задавались следующие:  $D = 145$  мм,  $B = 72$  мм,  $C = 0,078$  мм,  $p_s = 0,5$  МПа,  $T_s = 90$  °С,  $\omega_2 = 1500$  об/мин,  $m_{\omega} = 20$  кг,  $\mu_{40} = 0,0510$  Па·с,  $\mu_{100} = 0,0085$  Па·с.

Схема подачи смазки к подшипникам коленчатого вала аналогична схеме для двигателей семейства КамАЗ (см. рис. 1). Принципиальным отличием является принятая (на рис. 2 – схема № 1) схема подачи в смазочный слой шатунного подшипника. В этой схеме на поверхности шатунных вкладышей выполнены две частичные канавки протяженностью 90° каждая, которые сообщаются с помощью радиальных сверлений с окружной канавкой в теле шатуна, из которой смазка поступает к поршневому пальцу и на охлаждение поршня.

Таблица 1

ГМХ шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740.51-360

$\phi_o^H$ , град.	$inf_{min}$ мкм	$sup p_{max}$ МПа	$N^*$ , Вт	$Q_T^*$ , л/с	$T_o^*$ , °C	$max T_o$ , °C
165	0,445	551,6	233,1	0,017	115,6	142,3
170	0,643	541,0	232,9	0,018	115,2	140,4
175	0,664	506,3	232,8	0,018	114,7	138,5
180	0,707	499,2	232,1	0,018	114,1	136,1
185	0,792	439,6	231,1	0,019	113,5	133,4
190	0,792	439,1	231,1	0,020	111,7	132,7
195	1,018	397,9	229,6	0,023	111,2	132,6
200	0,897	403,8	230,7	0,023	111,5	132,7

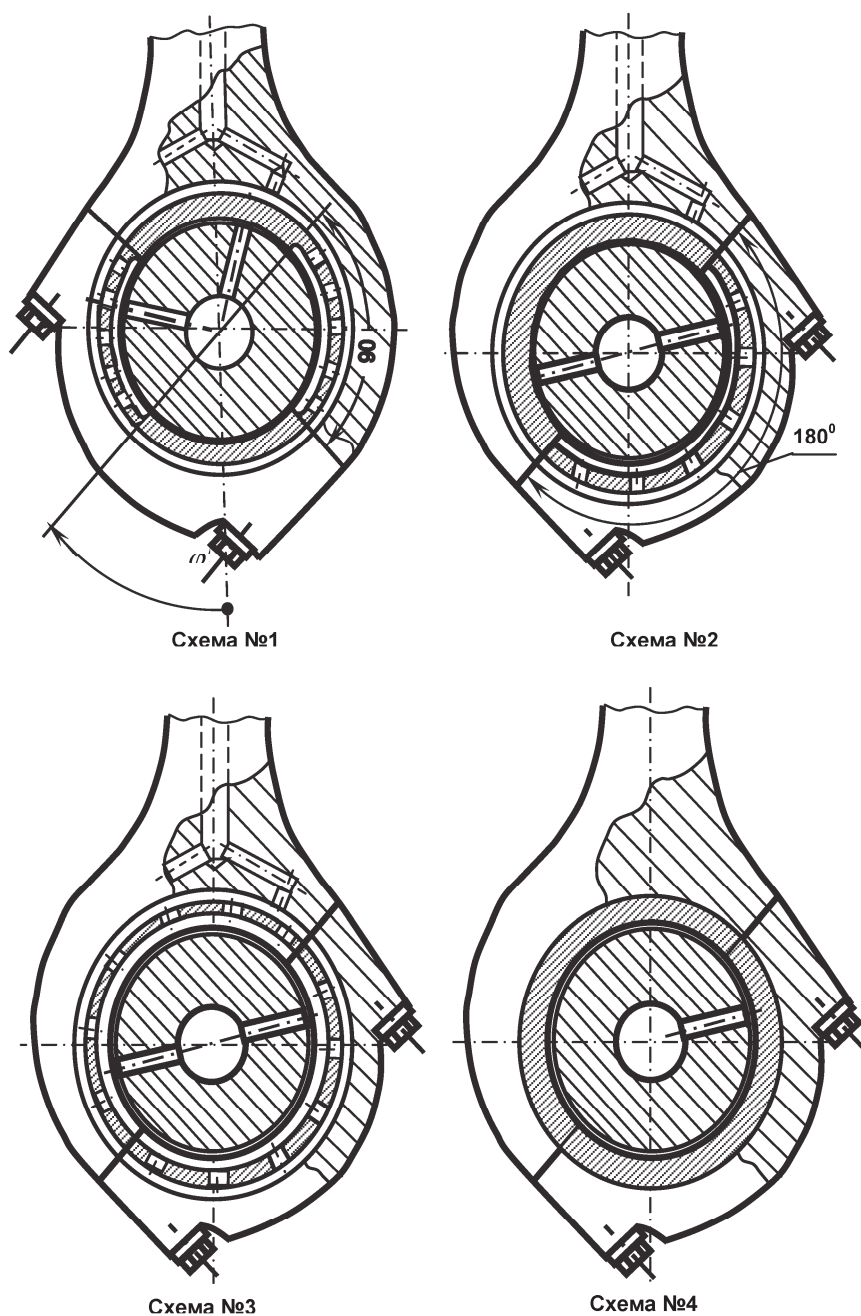


Рис. 2. Возможные схемы подачи смазки в шатунный подшипник двигателя ДМ-21

## Расчет и конструирование

Безразмерная протяженность канавки на поверхности вкладышей шатунного подшипника в направлении оси  $\bar{z}$  определялась как:

$$\bar{b}_z = n \cdot \Delta_z; \quad n = \text{int}(\bar{b}_z / \Delta_z),$$

где  $\Delta_z$  – размер шага сетки;  $n$  – масштабный множитель.

Схема № 1 не является единственной, возможны и другие схемы, представленные на рис. 2.

Схема № 2. Во вкладышах нижней головки шатуна выполняется канавка протяженностью  $180^\circ$ . Подвод смазки к поршню осуществляется аналогично схеме № 1, за исключением того, что в шатунной шейке предусмотрено сквозное сверление. В связи с тем, что конструкция двигателя ДМ-21 предусматривает разные (левый и правый) разъемы нижней головки шатуна, комплект вкладышей шатунного подшипника одного двигателя содержит несколько разновидностей.

Схема № 3. На поверхности вкладышей подшипника выполнена кольцевая канавка. Подача смазки в канавку и далее по каналу в стержне шатуна к поршню осуществляется из шатунной шейки через одно отверстие.

Схема № 4 аналогична схеме подачи смазки в шатунный подшипник двигателя КамАЗ, а для охлаждения поршня служит форсунка.

Результаты расчета ГМХ шатунного подшипника дизеля ДМ-21 (табл. 2) свидетельствуют, что для первой схемы подачи (см. рис. 2) изменение углов расположения канавок от их значений у серийной конструкции приводит к снижению минимальной толщины смазочного слоя, увеличению максимальных гидродинамических давлений и росту потерь на трение. Значения ГМХ, рассчитанные для второй схемы, сопоставимы со значениями ГМХ у серийной (первой) схемы, за исключением варианта с  $\varphi_K^H = 315^\circ$ . Третья схема характеризуется повышенными значениями гидродинамических давлений. У бесканавочного варианта (схема № 4) значения  $\sup p_{\max}$  и  $p_{\max}^*$  меньше, чем у схем № 1–3.

В дальнейшем для задачи оптимизации рекомендованы: первая схема с  $\varphi_K^H = 45^\circ$ , вторая с  $\varphi_K^H = 225^\circ$ , а также четвертая схема.

Таблица 2

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя ДМ-21

№ схемы	$\text{inf}h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\sup p_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа	$Q_T^*$ , л/с	$N^*$ , Вт	$T_{\text{Э}}^*$ , °С
1 ( $\varphi_K^H = 45^\circ$ )	2,082	4,729	258,4	75,4	0,124	1357	106,7
1 ( $\varphi_K^H = 0^\circ$ )	1,637	4,688	345,6	83,5	0,147	1388	104,7
1 ( $\varphi_K^H = 90^\circ$ )	1,741	3,800	335,6	92,5	0,127	1364	105,6
1 ( $\varphi_K^H = 135^\circ$ )	1,481	3,779	412,6	108,2	0,151	1368	104,7
2 ( $\varphi_K^H = 225^\circ$ )	2,284	4,892	243,3	67,5	0,152	1387	105,5
2 ( $\varphi_K^H = 315^\circ$ )	1,724	3,784	267,4	76,3	0,119	1432	107,3
2 ( $\varphi_K^H = 270^\circ$ )	1,932	4,715	249,4	65,6	0,168	1404	105,1
3	1,474	3,654	415,3	109,3	0,180	1530	104,4
4	1,906	4,693	251,9	70,9	0,088	1157	107,4

Таблица 3

Сравнительные характеристики шатунного подшипника двигателя ДМ-21

Вариант	$\text{inf}h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\sup p_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа	$Q_T^*$ , л/с	$N^*$ , Вт	$T_{\text{Э}}^*$ , °С
Применяемое масло	2,082	4,729	258,4	75,4	0,124	1357	106,7
Рекомендуемое масло	2,877	6,135	215,1	61,9	0,118	1653	108,5
Отн. разница, %	27,6	22,9	16,7	17,9	4,8	17,9	1,6

Кроме того, дополнительно улучшить характеристики шатунного подшипника дизеля ДМ-21 удастся подбором вязкостно-температурной характеристики применяемого масла (табл. 3).

### 3. Выводы

1. Показана актуальность выбора расположения и конфигурации подвижных и стационарных источников смазки в сложнонагруженных подшипниках тепловых двигателей.

2. Предложена методика определения поля гидродинамических давлений в подшипнике, основанная на алгоритме сохранения массы смазочного материала и реализующая наиболее точные граничные условия на границе восстановления.

3. Приведена методика определения локализации подвижных и стационарных источников смазки в трибосопряжениях коленчатого вала тепловых двигателей.

4. Выполнены параметрические расчетные исследования, свидетельствующие о влиянии расположения источников смазки на ГМХ шатунного подшипника, определены места их локализации, позволяющие улучшить характеристики подшипников в пределах 10–20 %.

### 4. Обсуждение и применение

Необходимо отметить, что дальнейшее уточнение геометрических размеров и расположения маслоподающих источников и их влияние на работоспособность и ГМХ трибосопряжений возможно при учете, в частности, таких факторов, как регулярная и нерегулярная микрогеометрия поверхностей трения, реологические характеристики смазочного материала, что отражается современной тенденцией в области расчетного исследования трибосопряжений [16–20].

Предложенная методика позволяет на стадии создания теплового двигателя сформировать наиболее рациональные рекомендации по конструктивному исполнению таких элементов коленчатого вала как отверстия в шатунных и коренных шейках и маслоподающие канавки во вкладышах.

Работа выполнялась при поддержке гранта Министерства науки и высшего образования РФ в рамках госзадания № 9.7881.2017/БЧ.

### Литература / References

1. Прокопьев В.Н., Рудич И.Г., Маркелов Е.В. К оптимизации подачи смазки в шатунные подшипники двигателей ДМ-21. Сб. науч. тр. ЧПИ, 1976. № 179. С. 55–67. [Procoryev V.N., Rudich I.G., Markelov E.V. [On the Optimization of the Lubrication Feed to the DM-21 Engine Rod Bearings]. *Research Papers CPU*. Chelyabinsk, 1976, no. 179, pp. 55–67. (in Russ.)]

2. Прокопьев В.Н., Гаврилов К.В. Оптимизация параметров сложнонагруженных подшипников скольжения. Проблемы машиностроения и надежности машин. М.: Наука. 2007. № 5. С. 79–86. [Procoryev V.N., Gavrilov K.V. [Optimization of Parameters of Heavy-Loaded Plain Bearings]. *Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability*, 2007, no. 5, pp. 79–86. (in Russ.)]

3. Lavie T., Fransisco A., Fatu A., Villechaise B. Multiobjective Optimization of Conrod Big-End Bearing Lubrication Using an Evolutionary Algorithm. *Tribology Transaction*, 2015, vol. 58, pp. 490–499. DOI: 10.1080/10402004.2014.939795

4. Vencl A., Rac A. Diesel Engine Crankshaft Journal Bearings Failures: Case Study. *Engineering Failure Analysis*, 2014, vol. 44, pp. 217–228. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2014.05.014

5. Adatept H., Bykloglu A., Sofuogly H. An Investigation of Tribological Behaviors of Dynamically Loaded Non-Grooved and Micro-Grooved Journal Bearings. *Tribology International*, 2013, vol. 58, pp. 12–19. DOI: 10.1016/j.triboint.2012.09.009

6. Rastogi A., Gupta R.K. Accounting for Lubricant Shear Thinning in the Design of Short Journal Bearings. *Journal of Rheology*, 1991, vol. 35, pp. 589–603. DOI: 10.1122/1.550182

7. Reis V.L., Daniel G.B., Cavalca K.L. Dynamic Analysis of a Lubricated Planar Slider–Crankmechanism Considering Friction and Hertz Contact Effects. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, vol. 74, pp. 257–273. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.11.009

8. Amor M.B., Belghith S., Mezlini S. Finite Element Modeling of RMS Roughness Effect on the Contact Stiffness of Rough Surfaces. *Tribology in Industry*, 2016, vol. 38, no. 3, pp. 392–401.

9. Novotny P. Mixed Lubrication Solution of Dynamically Loaded Radial Slide Bearings. *Tribology in Industry*, 2017, vol. 39, no. 1, pp. 82–89. DOI: 10.24874/ti.2017.39.01.09

10. Guy B. From a Compressible Fluid Model to New Mass Conserving Cavitation Algorithms. *Tribology International*, 2014, vol. 71, pp. 38–49. DOI: 10.1016/j.triboint.2013.10.014

11. Lengiewicz J., Wichrowski M., Stupkiewicz S. Mixed Formulation and Finite Element Treatment of the Mass-Conserving Cavitation Model. *Tribology International*, 2014, vol. 72, pp. 143–155. DOI: 10.1016/j.triboint.2013.12.012
12. 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. DOI: 10.1115/1.2920943
13. Sharma N., Kango S., Tayal A., Sharma R.J. Sunil Investigations on the Influence of Surface Texturing on a Couple Stress Fluid Based Journal Bearing by Using JFO Boundary Conditions. *Tribology Transaction*, 2015, vol. 59 (3), pp. 570–584. DOI: 10.1080/10402004.2015.1094840
14. Elrod H.G., Adams M.L. A Computer Program for Cavitation and Starvation Problems. *Leeds-Lyon Conference on Cavitation*, 1974.
15. Элрод. Алгоритм расчёта зоны кавитации ТАОИМ. М.: Мир / Серия Ф. Проблемы трения и смазки. 1981. № 3. С. 28–32. [Elrod, H.G. [Cavitation Zone Calculation Algorithms]. *TAOIM, Moscow: Mir F. Series Friction and Lubrication Problems*. 1981, no. 3, pp. 28–32. (in Russ.)]
16. Javorova J., Mazdrakova A., Andonov I., Radulescu A. Analysis of HD Journal Bearings Considering Elastic Deformation and Non Newtonian Rabinowitsch Fluid Model. *Tribology in Industry*, 2016, vol. 38, no. 2, pp. 186–196.
17. Koukouloupoulos E., Papadopoulos C.I. Piston Ring Performance in Two-Stroke Marine Diesel Engines: Effect of Hydrophobicity and Artificial Surface Texturing on Power Efficiency. *Journal of Engineering Tribology*, 2018, vol. 232, iss. 8, pp. 940–963. DOI: 10.1177/1350650117736638
18. Gropper D., Wang L., Harvey T.J. Hydrodynamic Lubrication of Textured Surfaces: a Review of Modeling Techniques and Key Findings. *Tribology International*, 2016, vol. 94, pp. 509–529. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.10.009
19. Rao T.V.V.L.N., Rani A.M.A., Nagarajan T., Hashim F.M. Analysis of Micropolar and Power Law Fluid–Lubricated Slider and Journal Bearing with Partial Slip–Partial Slip Texture Configuration. *Tribology Transaction*, 2016, vol. 59 (5), pp. 896–910. DOI: 10.1080/10402004.2015.1121310
20. Dadouche A., Conlon M.J. Operational Performance of Textured Journal Bearings Lubricated with a Contaminated Fluid. *Tribology International*, 2016, vol. 93, pp. 377–389. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.09.022

**Гаврилов Константин Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, gavrilovkv@susu.ru.

**Иzzатуллоев Мубориз Акрамхонович**, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, izzatulloevma@susu.ru.

**Гриценко Павел Сергеевич**, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, gritcenkops@susu.ru.

**Цвешко Игорь Русланович**, студент, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, igortsve@mail.ru.

*Поступила в редакцию 10 июля 2019 г.*



## INFLUENCE OF LUBRICATION SOURCES LOCATION ON HYDROMECHANICAL CHARACTERISTICS OF HEAVY-LOADED BEARINGS IN THERMAL ENGINES

K.V. GavriloV, gavriloVkv@susu.ru,  
M.A. Izzatulloev, izzatulloevma@susu.ru,  
P.S. Gritsenko, gritcenkops@susu.ru,  
I.R. Tsveshko, igortsve@mail.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The paper considers the technique for determining the movable (holes in the crank bearing) and fixed (grooves on the surface of the pad) lubricant sources for lubricant supply to the heavy-loaded friction type bearing. To calculate the field of hydrodynamic pressures in the bearing lubrication layer, two modifications are taken into consideration: the modification of the algorithm for integrating the modified Elrod equation for the degree of the gap feeling. Further studies showed that developed modifications proved to be quite effective in calculating the characteristics of the lubricating layer both statically and dynamically loaded bearings. However, for the first modification, numerical oscillations of the unknown function at the boundary of the reduction of the lubricating layer were noted, especially for high values of relative eccentricity which is typical for crankshaft bearings of internal combustion engines (ICE). The second modification, for which the finite difference algorithm was used, is characterized by the significant simplicity of numerical implementation and the stability of the iterative procedure. The proposed techniques were used in computational analysis of heavy-loaded tribocontact, which include the connecting rod bearings of the crankshaft. For the KamAZ and DM-21 engines, we considered the influence of the location of lubricant sources on the hydromechanical characteristics (HMC) of heavy-loaded plain bearings. For the KamAZ diesel engine, parametric studies have been carried out, which consisted in determining the most rational location of the lubricant hole in the crank pin. In this case, all the main HMC of the tribocontact were calculated and, based on their analysis, the most optimal solutions were proposed. For the diesel engine DM-21, the authors proposed original schemes of location of partial and complete oil grooves for distribution and for lubricant supply for connecting rod bearings. An additional method of improving hydromechanical characteristics is proved to be the selection of engine oil with improved viscosity-temperature characteristics, which makes it possible to improve the basic hydromechanical characteristics within 10–20%.

*Keywords: Elrod equation, lubrication sources, hydromechanical characteristics.*

*Received 10 July 2019*

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Влияние расположения источников смазки на гидромеханические характеристики сложноподшипников тепловых двигателей / К.В. Гаврилов, М.А. Иззатуллоев, П.С. Гриценко, И.Р. Цвешко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 3. – С. 13–21. DOI: 10.14529/engin190302

### FOR CITATION

GavriloV K.V., Izzatulloev M.A., Gritsenko P.S., Tsveshko I.R. Influence of Lubrication Sources Location on Hydromechanical Characteristics of Heavy-Loaded Bearings in Thermal Engines. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 3, pp. 13–21. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190302