

5.02.02

957

Челябинский политехнический институт  
им. Ленинского комсомола

На правах рукописи

АХТЯМОВ Мавлит Калимович

УДК 621.822.5+621.431.73

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО И ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА  
СЛОЖНОНагруженных ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ С НЕКРУГЛЫМ ПОДШИПНИКОМ

Специальность 05.02.02 -  
"Машино ведение и детали машин"

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск - 1986

Работа выполнена на кафедре "Автомобильный транспорт" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доцент, кандидат технических наук  
Прокопьев В.Н.

Официальные оппоненты: профессор, доктор технических наук  
Максимов В.А.;  
доцент, кандидат технических наук  
Суркин В.И.

Ведущее предприятие - Волгоградский моторный завод.

Зашита состоится 1 июля 1986 года, в 15 часов, на заседании специализированного совета К 052.13.02 Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола по адресу: 454044, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы и автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю совета по вышеуказанному адресу.

Автореферат разослан "—" мая 1986 года.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук, доцент *(подпись)* Р.В. Савельев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одним из направлений существенного повышения надежности опор скольжения жидкостного трения является профилирование подшипников, т.е. приданье им формы, отличной от кругло-цилиндрической. При проектировании сложнолагруженных опор жидкостного трения (СОЖТ), т.е. опор нагруженных силами, переменными по модулю и направлению, использование профилирования подшипников, как метода повышения их надежности, сдерживается недостаточной разработанностью гидродинамического и теплового расчетов подшипниковых узлов. Это приводит к тому, что на стадии проектирования СОЖТ их конструктивные параметры выбираются без достаточного обоснования и могут оказаться далеко не оптимальными. Процесс доводки конструкции подшипниковых узлов растягивается, сопровождается длительными эксплуатационными испытаниями механизмов и машин.

Вместе с тем, в "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" в качестве одной из главных задач машиностроения считается необходимость "... сократить в 3-4 раза сроки разработки и освоения новой техники".

Надежность многих машин массового применения, к которым можно отнести, в частности, двигатели внутреннего сгорания, кривошипные прессы, поршневые компрессоры, шестеренные насосы, зачастую лимитируется надежностью СОЖТ и, как отмечалось на XXVII съезде КПСС, "... не отвечает требованиям дня".

Известные методы расчета СОЖТ с некруглым подшипником базируются на идее Колланда представления суммарной реакции смазочного слоя в виде векторной суммы нескольких составляющих, для определения каждой из которых интегрируется не обобщенное уравнение Рейнольдса, а его частные аналоги. Возможность такого представления далеко не очевидна, что порождает сомнения в правильности получаемых результатов.

Таким образом, создание математических моделей подшипниковых узлов, базирующихся на обобщенном уравнении Рейнольдса, а также методов гидродинамического и теплового расчетов СОЖТ с профилированными подшипниками представляет актуальную научную и практическую задачу.

Тема диссертации вытекает из проводимых Челябинским политехническим институтом им. Ленинского комсомола (ЧПИ) плановых научно-исследовательских работ и отвечает задачам, поставленным в "Ос-

новных направлениях работ по фундаментальным и прикладным исследованиям в области трения, смазки и износа на 1976-1985 г.г." постановления Госкомитета по науке и технике Совета Министров СССР № 417 от 21.03.75 и № 473/249 от 12.12.80); в "Отраслевой целевой комплексной программе по развитию гидросистем сельскохозяйственных машин" (планы НИР и ОКР № 3068.81-50.9482 (8203) на XI пятилетку Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения); в координационном плане НИР АН СССР на 1981-1985 г.г. по проблеме "Трение и износстойкость твердых тел" (шифр I.II.3.2 от 24.09.81), соисполнителем которых является ЧПИ.

Цель работы заключается в разработке методического, алгоритмического и программного обеспечений гидродинамических и тепловых расчетов сложногружениых опор с некруглым подшипником и их внедрении в практику проектирования и доводки конструкций подшипниковых узлов.

Научная новизна диссертации заключается в том, что разработанные математические модели СОЖТ с произвольной геометрией смазочного слоя, в отличие от известных, базируются на обобщенном уравнении Рейнольдса, а не на его частных аналогах. При этом предложены: способ описания геометрии смазочного слоя с помощью интерполяционных сплайнов; метод расчета затрат мощности на сопротивление движению шара, отличающийся от известных возможностью учета источников смазки и отклонений профиля поперечного сечения подшипников от круглой формы; метод определения поля гидродинамических давлений из обобщенного уравнения Рейнольдса на основе минимизации неклассического квадратичного функционала, обеспечивающий по сравнению с известными уменьшение трудоемкости и устойчивость алгоритма расчета выходных параметров опор с произвольной геометрией смазочного слоя.

Практическая значимость работы заключается в том, что использование разработанных методов гидродинамического и теплового расчета СОЖТ при проектировании подшипниковых узлов способствует повышению их надежности, сокращению сроков проектирования и доводки конструкций таких машин массового применения, как двигатели внутреннего сгорания, поршневые компрессоры, шестеренные насосы.

Внедрение результатов работы. Результаты работы внедрены и используются:

при проектировании и совершенствовании конструкций серийных и опытных образцов двигателей внутреннего сгорания в производственных объединениях "Турбомоторный завод имени К. Е. Ворошилова" (г. Свердловск), "Челябинский тракторный завод имени В. И. Ленина" (г. Челя-

бинск\, "Уральский автомобильный завод" (г. Миасс\), на Волгоградском моторном заводе (г. Волгоград);

при разработке мероприятий, способствующих повышению надежности подшипников шестеренных гидромашин тракторных агрегатов в Челябинском Филиале Государственного научно-исследовательского института (ЧФ НАТИ).

Предложенные методы и алгоритмы расчета СОЖТ вошли в "Отраслевую методику расчета подшипников шестеренных насосов", разработанную совместно с ЧФ НАТИ в соответствии с Отраслевой целевой комплексной программой по развитию гидросистем сельскохозяйственных машин на XI пятилетку Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на ежегодных научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1980-1986 г.г.), на Первой областной конференции молодых ученых и специалистов предприятий и организаций машиностроительной промышленности (Челябинск, 1981), на Всесоюзном семинаре "Применение численных методов в гидродинамической теории смазки" (Миасс, 1981), на Всесоюзной научно-технической конференции "Трение и смазка в машинах" (Челябинск, 1983).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа с таблицами и рисунками изложена на 211 страницах и состоит из введения, пяти глав, выводов и приложения на 13 страницах. Библиография содержит 173 наименования трудов отечественных и зарубежных авторов.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

### I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Выполненный анализ литературы показал, что известные расчетные модели СОЖТ не обеспечивают возможность учета с достаточной точностью отклонений формы поперечного сечения подшипника от круглоцилиндрической. Вместе с тем, профилирование подшипников, как метод повышения их надежности, находит все более широкое применение для улучшения вибрационных характеристик роторных систем, снижения максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое, увеличения его минимальной толщины.

Условия работы СОЖТ определяются рядом выходных (гидродинамических) параметров, прямо или косвенно характеризующих надежность подшипниковых узлов. К таким параметрам относятся: минимальная

толщина смазочного слоя  $\bar{h}_{min}$ , максимальное гидродинамическое давление  $\bar{P}_m$ ; затраты мощности на преодоление сопротивлений движению шара  $N$ , расход смазки в торцы опоры  $\bar{Q}$ . По результатам расчета мгновенных значений выходных параметров определяются средние за период нагружения величины  $\bar{h}_{min}$ ,  $\bar{P}_m$ ,  $\bar{N}$ ,  $\bar{Q}$ , средне-интегральная температура смазочного слоя  $\bar{T}_p$ , а также экстремальные значения некоторых из них:  $\inf h_{min}$ ,  $\sup P_m$ . Определение перечисленных параметров из результатов расчета траектории движения шара является целью гидродинамического и теплового расчета СОЖТ. Исходной для расчета траектории является система уравнений:

$$-\Pi_x(x, \delta, \chi, \dot{\chi}, \ddot{\chi}) + k^{-1} F_x(t) = 0; \quad -\Pi_y(x, \delta, \dot{x}, \ddot{x}, \ddot{\chi}) + k^{-1} F_y(t) = 0, \quad (1)$$

где  $\Pi_x, \Pi_y$  - безразмерные проекции главного вектора сил гидродинамических давлений;  $\chi, \dot{\chi}$  - координаты центра шара (относительный эксцентриситет и угол положения линии центров);  $\dot{x}, \ddot{x}$  - скорости центра шара;  $F_x, F_y$  - проекции внешней нагрузки;  $k$  - коэффициент перехода к безразмерной нагрузке;  $t$  - безразмерное время.

Проекции  $\Pi_x$  и  $\Pi_y$  находятся из поля гидродинамических давлений в смазочном слое, определяемого интегрированием обобщенного уравнения Рейнольдса:

$$\nabla(H^3 \nabla \Pi) \equiv \frac{\partial}{\partial \varphi}(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}) + \frac{\partial}{\partial z}(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z}) = M(\varphi), \quad (2)$$

где  $H = H^* - \chi \cos(\varphi - \delta)$ ;

$$M(\varphi) = 6 \bar{\mu}_p [\Omega H_\varphi^* + G x \sin(\varphi - \delta) - E \cos(\varphi - \delta)],$$

$$H_\varphi^* = \frac{\partial H^*}{\partial \varphi}; \quad \Omega = (\omega_1 - \omega_2)/\omega_0; \quad E = 2\dot{x}; \quad G = \Omega - 2\dot{\chi}.$$

Здесь  $H$  - безразмерная толщина смазочного слоя;  $H^*$  - то же при центральном положении шара;  $Z$  и  $\varPhi$  - безразмерные координаты в осевом и окружном направлениях;  $\bar{\mu}_p$  - безразмерный динамический коэффициент вязкости, соответствующий расчетной температуре смазочного слоя  $T_p$ ;  $\Omega$  - безразмерная разность частот вращения шара  $\omega_1$  и подшипника  $\omega_2$ .

Расчетная температура смазочного слоя  $T_p$  определяется из уравнения теплового баланса за период нагружения

$$(T_p - T_0) \bar{Q} \rho C = \bar{N}, \quad (3)$$

где  $T_0$  - температура смазки на входе в подшипник;  $\rho$  и  $C$  - плотность и теплоемкость смазки при температуре  $T$ ;  $\bar{Q}$  и  $\bar{N}$  - средние за период нагружения расход смазки, вытекающей в торцы опоры, и мощность, рассеиваемая в смазочном слое.

Основными проблемами при расчете СОЖТ с некруглым подшипником являются: разработка способа описания произвольной геометрии смазочного слоя (функций  $H^*(\Phi)$ ,  $H(\Phi)$  и их производных  $H_\Phi, H_\Phi^*, H_{\Phi\Phi}, H_{\Phi\Phi}^*$ ), от точности вычисления которых зависит устойчивость алгоритма расчета выходных параметров СОЖТ, и метода интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса.

Наибольших успехов в разработке методики расчета СОЖТ с некруглым подшипником достиг С.М. Захаров, в работах которого развивается идея Холланда определения траектории движения центра шара на основе частных аналогов уравнения Рейнольдса. Последние используются и при тепловом расчете СОЖТ.

Некоторые результаты использования обобщенного уравнения Рейнольдса при расчете профилированных подшипников, в частности, сегментных, содержатся в работах А.Г. Бургвица, М.В. Коровчинского, В.А. Максимова, В.Н. Прокопьева, И.Я. Токаря, Ф.П. Снеговского, Е.П. Квитницкого, О. Пинкуса, Г. Отта, Г. Шаффрага.

Однако разработка математических моделей СОЖТ с некруглым подшипником, а также методов и алгоритмов их расчета, полнее и точнее отражающих конструктивные особенности подшипниковых узлов, остается актуальной научной и практической задачей.

Выполненный анализ литературы позволил сформулировать следующие задачи исследования:

1. Разработать методы описания геометрии смазочного слоя гидродинамических опор скольжения с некруглыми подшипниками.
2. Разработать эффективный численный алгоритм интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое сложнонагруженной опоры конечной длины с произвольной геометрией смазочного слоя.
3. Уточнить методику расчета мощности, рассеиваемой в смазочном слое.
4. Разработать методическое, алгоритмическое и программное обеспечение гидродинамических и тепловых расчетов сложнонагруженных опор скольжения с некруглым подшипником и рекомендации по их проектированию.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для описания геометрии смазочного слоя опор с произвольной формой поперечного сечения подшипника в работе подробно исследован метод, базирующийся на использовании кубических интерполяци-

онных сплайнов, обеспечивающий достаточную для практики точность расчета функций  $H^*(\varphi)$  и  $H_\varphi^*$  (максимальные относительные ошибки не превышают соответственно 0,5 и 3,0%). Метод сплайн-интерполяции универсален и может использоваться для описания геометрии смазочного слоя СОМТ с профилированными подшипниками, а также с произвольными отклонениями формы из-за погрешностей изготовления и монтажа. Для подшипников с элементарными видами некруглости (овальность, огранка) геометрия смазочного слоя описывалась усеченным рядом Фурье.

Исходным для определения поля гидродинамических давлений в области  $\mathcal{D}_0 = \{(\varphi, z) | 0 \leq \varphi \leq 2\pi, -a \leq z \leq a\}$ , содержащей подобласти кавитации  $\mathcal{D}_k$  является уравнение (2).

Границные условия для давлений записывались в виде

$$\Pi > 0 \text{ в } \mathcal{D}_0 - \mathcal{D}_k ; \quad \Pi = \frac{\partial \Pi}{\partial \bar{n}} = 0 \text{ на } \partial \mathcal{D}_k, \quad \Pi|_{\mathcal{D}_0} = \Pi_0;$$

$$\Pi|_{\mathcal{D}_k} = \Pi_0 ; \quad \Pi(\varphi, z = \pm a) = 0 ; \quad \Pi(\varphi, z) = \Pi(\varphi + 2\pi, z), \quad (4)$$

где  $\bar{n}$  - внешняя нормаль к границе несущей области смазочного слоя  $\mathcal{D}_0 - \mathcal{D}_k$ ;  $\mathcal{D}_k$  - область, ограничивающая источник смазки;  $\Pi_0$  - давление подачи смазки.

С использованием общих методов теории вариационных неравенств задача интегрирования уравнения (2) при ограничениях (4) была сведена к вариационному неравенству

$$\iint_{\mathcal{D}_0} H^3 \nabla \Pi (\nabla \Pi) d\varphi dz \geq - \iint_{\mathcal{D}_0} M(\nabla - \Pi) d\varphi dz,$$

справедливому для класса  $\mathcal{V}$  неотрицательных функций, а затем к задаче минимизации квадратичного функционала

$$\min_{v \in \mathcal{K}} J(v) = \frac{1}{2} \iint_{\mathcal{D}_0} H^3 (\nabla v)^2 d\varphi dz + \iint_{\mathcal{D}_0} M v d\varphi dz. \quad (5)$$

Последняя задача сведена с помощью конечных разностей к следующему алгоритму решения по методу Зейделя системы линейных алгебраических уравнений:

$$\Pi_{ij}^0 > 0 ; \quad \Pi_{ij} = \max(0, \hat{\Pi}_{ij}^{n+1}) ; \quad \left. \right\}$$

$$\hat{\Pi}_{ij}^{n+1} = a_{ij}^{-1} [b_{ij} \Pi_{i-1,j}^{n+1} + c_{ij} \Pi_{i+1,j}^n + d_{ij} (\Pi_{i,j-1}^{n+1} + \Pi_{i,j+1}^n) - f_{ij}] . \quad \left. \right\}$$

Здесь  $a_{ij}, b_{ij}, c_{ij}, d_{ij}, f_{ij}$  - сеточные функции геометрии смазочного слоя и правой части уравнения (2).

Исследования показали, что затраты времени на интегрирование уравнения Рейнольдса разработанным методом снижаются по сравнению с методом, в основе которого лежит разностная аппроксимация непо-

средственном уравнения (2), а не функционала (5), примерно в 1,5 раза для круглого и до 3 раз для подшипника с произвольной геометрией смазочного слоя. Кроме того, при расчете траектории движения шипа использование разработанного метода во всех случаях обеспечивает устойчивость алгоритмов численного решения системы уравнений (I) относительно  $\dot{x}$  и  $\dot{\delta}$  методом Ньютона.

При расчете сегментных подшипников конечной длины, а также коротких опор с полным охватом шипа и произвольным поперечным профилем подшипника, достаточную точность, как показано в работе, обеспечивает использование принципа суперпозиции для гидродинамических давлений. В этом случае  $\dot{x}$ ,  $\dot{\delta}$  выражаются в явном виде и могут быть определены из системы (I) методом простых итераций. Это очень важное преимущество позволяет сократить затраты времени на расчет СОЖТ в 3-4 раза.

Влияние формы поперечного сечения подшипника на его несущую способность (число Зоммерфельда  $S_0$ ) исследовалось расчётом характеристик смазочного слоя в зависимости от безразмерной толщины  $H_{\min}$ , относительной длины подшипника  $a$  и параметра  $q = E/G$ , а также решением обратных задач и многовариантными расчетами гидродинамических (выходных) параметров шатунных опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Рассматривались сегментные подшипники и подшипники с элементарными видами некруглости.

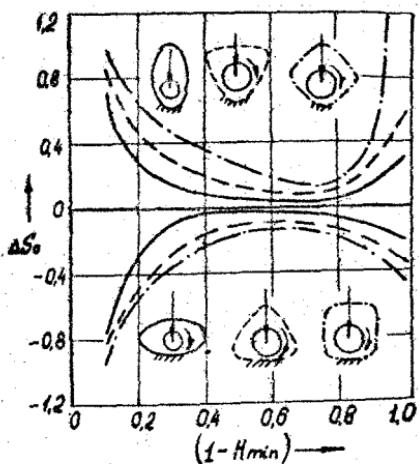


Рис. 1. Влияние профиля поперечного сечения подшипника на изменение числа Зоммерфельда:

$$\Delta S_0 = (S_0_{\text{НЕКРУГЛ}} - S_0_{\text{КРУГЛ}}) / S_0_{\text{КРУГЛ}}$$

Из рис. 1 следует, что, если линия действия нагрузки направлена к вершине некруглости, несущая способность некруглого подшипника выше (значения положительны), чем у круглого (нулевая линия). В противном случае несущая способность уменьшается. Это проявляется сильнее при усложнении поперечного профиля ввиду более значительных изменений местных радиусов кривизны. Влияние некруглости особенно заметно при крайних значениях  $\chi$  (соответственно при малых и больших значениях эксцентриситета).

Для опор, работающей при средних значениях эксцентриситета

( $\chi = 0,4 \dots 0,7$ ), влияние некруглости незначительно. При неизвестной ориентации вершин некруглости относительно линии действия нагрузки, при прочих равных условиях, снижение несущей способности минимально у подшипника с меньшей относительной длиной и меньшим числом вершин некруглости.

Другим способом оценки влияния некруглости подшипника на его характеристики является решение так называемых обратных задач: определения гидографа нагрузок, обеспечивающего движение шипа по заданной траектории. Многовариантные расчеты для круговых и эллиптических траекторий центра шипа показали, что решение обратной задачи динамики сложнонагруженной опоры, алгоритм которого существенно проще алгоритма решения прямой задачи, является удобным способом корректировки траектории центра шипа, параметры которой не удовлетворяют исследователя, соответствующей корректировкой характера действующих на опору нагрузок. Для опор коленчатого вала ДВС гидограф нагрузок можно изменить, например, варьируя массы поступательно и вращательно движущихся частей, длину шатуна, радиус кривошипа, газовые нагрузки, действующие на поршень и т.д.

Влияние профилирования подшипника на гидродинамические (выходные) параметры исследовано многовариантными расчетами шатунной опоры двигателя 8 ЧН 21/21. Гидродинамические параметры определялись расчетом траектории движения центра шатунной шейки за период нагружения  $T_0$ . Система уравнений движения шатунной шейки интегрировалась методом фурлера-Уортена, ориентированного на решение жестких систем дифференциальных уравнений.

Результаты исследований показали, что отклонения формы подшипника влияют на его несущую способность неоднозначно: возможно ухудшение и улучшение условий работы сопряжения в зависимости от расположения вершин некруглости (табл. I, варианты 2 и 3). В частности, можно рекомендовать профилировать шатунные подшипники таким образом, чтобы большая ось овала была направлена вдоль оси шатуна. В этом случае все гидродинамические параметры шатунной опоры по сравнению с опорой обычной конструкции улучшаются.

Одним из конструктивных факторов, влияющих на выходные параметры шатунной опоры ДВС, является расположение стыка вкладышей. Результаты исследований показали, что наилучшие условия работы сопряжения шатунная шейка - вкладыш достигаются при расположении плоскости стыка перпендикулярно оси шатуна. При таком расположении плоскости стыка весьма перспективна конструкция подшипника с раз-

ностенными вкладышами (табл. I, вариант 4), обеспечивающая повышение усталостной долговечности антифрикционного слоя вкладышей нижней головки шатуна за счет снижения максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое.

Разностенность вкладышей создается уменьшением величины радиального зазора при центральном положении шатунной шейки со стороны верхнего, более нагруженного вкладыша. Для предотвращения перегрева подшипника, на такую же величину увеличивается радиальный зазор со стороны нижнего вкладыша, что достигается уменьшением его толщины (табл. I, варианты 4, 5).

Таблица I

Гидродинамические параметры шатунной опоры двигателя  
8 ЧН 21/21

Пара метры	Вариант подшип- ника	круглый	овальный	с разностенными вкладышами	
		1.	2.	3.	4.
I. $\inf h_{min}$ , мкм		2,08	2,81	1,85	2,73
2. $\bar{h}_{min}$ , мкм		6,05	7,77	5,93	6,34
3. $sup \rho_m$ , МПа	I78,7	I39,4	227,4	I42,3	I68,4
4. $\bar{\rho}_m$ , МПа	56,0	45,4	60,0	45,4	49,0
5. $N$ , кВт	I,80	I,69	I,80	I,78	I,84
6. $T_p$ , °C	I08,I	I06,2	I10,I	I07,0	I08,7

При расчете среднеинтегральной температуры смазочного слоя опор с некруглым подшипником для решения уравнения теплового баланса (3) использовался итерационный алгоритм. Мгновенная мощность, рассеиваемая в смазочном слое, определялась из выражения, отличавшегося от известных возможностью учета произвольной геометрии смазочного слоя опор с профилированным подшипником:

$$N = A \left[ \frac{1}{4a} \Omega^2 \bar{\mu}_p \iint_{\mathcal{D}_+} d\Phi dz - \frac{1}{2} \chi G V + \frac{1}{2} E W - \frac{1}{8} a \Omega^2 \iint_{\mathcal{D}_+} H^2 \bar{\mu} d\Phi dz \right],$$

где  $A$  – размерный коэффициент;  $a$  – относительная длина подшипника;  $\mathcal{D}_+$  – несущая область смазочного слоя;  $V$  и  $W$  – функции  $P_x, P_y, \delta$ .

Эффективность разработанного метода теплового расчета СОЖТ проверялась на решении ряда практических задач: определения оптимального радиального зазора и предельной овальности подшипника, оценки эффективности использования разностенных вкладышей в конкретных ДВС. Решение последней задачи показало, что при введении разностенности вкладышей расчетная температура смазочного слоя не повышается.

### 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования СОЖТ с некруглым подшипником проводились на моделирующей установке, позволяющей нагружать подшипник синусоидально изменяющейся нагрузкой в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Программой экспериментальных исследований предусматривалось измерение перемещений штила - индуктивными датчиками, мгновенных распределений гидродинамических давлений в смазочном слое - мембранными датчиками, температуры подшипника - хромель-копелевыми термопарами. Исследовалось 4 типа некруглых подшипников: круглоцилиндрический, с разностенными вкладышами, овальные с расположением большой оси овала вертикально и горизонтально. Полученные экспериментальные результаты доказывают достаточную точность теоретических расчетов (табл. 2).

Таблица 2

Гидродинамические параметры СОЖТ при синусоидальном нагружении

Профиль подшипника	$\inf h_{min}$ , : мкм	$sup \rho_m$ , : МПа	$h_{min}$ , : мкм	$\bar{\rho}_m$ , : МПа	$T_o$ , °C
1.	6,20 <sup>1)</sup>	13,70	13,80	4,90	84,2
	5,96 <sup>2)</sup>	14,16	12,64	5,35	83,8
2.	7,60	9,20	16,00	4,40	83,9
	7,28	10,58	15,19	4,85	83,6
3.	7,30	10,40	15,20	4,00	83,7
	6,95	11,30	14,04	4,35	83,2
4.	6,00	15,40	12,30	5,60	84,3
	5,82	15,62	11,01	5,85	84,0

1) Эксперимент.

2) Расчет.

Результаты экспериментов подтвердили теоретические выводы о возможности повышения несущей способности СОЖТ профилированием подшипника. В правильно профилированных подшипниках по сравнению с круглоцилиндрическим на 15-20% ниже средние ( $\bar{P}_m$ ) и максимальные ( $Sup \bar{P}_m$ ) гидродинамические давления, на 10-12% выше средние ( $h_{min}$ ) и минимальные ( $inf h_{min}$ ) толщины смазочного слоя, снижается и среднеинтегральная температура вкладышей подшипника.

Надежность разработанного метода гидродинамического и теплового расчета СОЖТ с некруглым подшипником проверялась также сравнением теоретических результатов с результатами экспериментальных исследований шатунных опор двигателей "Ruston and Hornsby б VEB" (эксперимент фирмы *Glasiet*) и "Mitsubishi Motor Co" (эксперимент Хирумы и Фуруками), считающимися эталонными. Отличительной особенностью выполненных расчетов является учет реальной геометрии смазочного слоя (рис. 2).

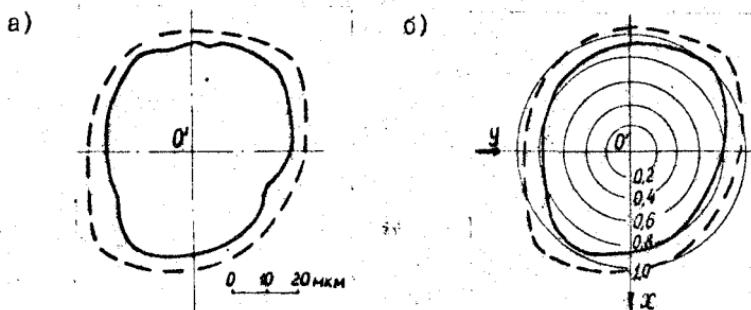


Рис. 2. Экспериментальная (а) и расчетная (б) траектория центра шара в шатунной опоре двигателя "Mitsubishi Motor Co" при действии центробежной нагрузки  
(— — — — профиль поперечного сечения подшипника)

В работе показано, что учет отклонений формы подшипника от круглоцилиндрической повышает точность выходных параметров СОЖТ и особенно расчетов максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое и его среднеинтегральной температуры.

#### 4. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ПРИКЛАДНЫХ ЗАДАЧ

Алгоритмическое и программное обеспечение метода гидродинамического и теплового расчета СОЖТ с некруглым подшипником вошли составной частью в пакет прикладных программ (ПП) "Орбита",

разработанный на кафедре "Автомобильный транспорт" ЧПИ. В ППР были включены разработанные автором подпрограммы: описания геометрии смазочного слоя и интегрирования общего уравнения Рейнольдса для подшипников с произвольным поперечным сечением, а также сегментных и с элементарными видами некруглости; расчета мощности, рассеиваемой в смазочном слое, и его среднеинтегральной температуры; решения обратных задач динамики СОЖТ.

С помощью разработанных методов, алгоритмов и программ решены прикладные задачи оценки нагруженности подшипников шестеренных насосов тракторных агрегатов и опор коленчатого вала ДВС 8 ЧН 15/16, 3 ЧН 15/18, 8 ЧН 21/21. В диссертации приведены примеры многовариантных расчетов, выполненных с целью сравнения нагруженности подшипников насосов серии НШ различных типоразмеров, оценки влияния на выходные параметры вязкости масла, давления нагнетания и отклонений формы подшипника. По результатам этих исследований совместно с ЧФ НАТИ разработаны режимы ускоренных ресурсных испытаний подшипников насосов НШ, а также "Отраслевая методика расчета подшипников шестеренных насосов".

Внедрение ППР "Орбита" на Волгоградском моторном заводе совпало по срокам с проведением заводом комплекса мероприятий по повышению эксплуатационной надежности СОЖТ коленчатого вала двигателя 8 ЧН 15/16. В диссертации подробно обсуждаются результаты теоретических исследований влияния на выходные параметры шатунной опоры наличия источников смазки на поверхностях шипа и подшипника, температуры подачи смазки, диаметрального зазора, геометрии смазочного слоя (овальности подшипника, разностенности вкладышей, искаложений формы подшипника после его сборки). Для выполнения многовариантных расчетов потребовалось несколько десятков часов ЭВМ типа ЕС-1022, что не идет ни в какое сравнение со временем, которое пришлось бы затратить, изучая влияние перечисленных факторов экспериментально. Выполненные исследования позволили наметить пути существенного повышения надежности шатунной опоры. В частности, рекомендовано: изменить схему подачи смазки в подшипник и отбора его для охлаждения поршня; использовать конструкцию с разностенными вкладышами (с разностенностью вкладышей 12-15% от радиального зазора); уменьшить на 30% зазор в сопряжении шип - подшипник; ужесточить допуск на овальность подшипника в плоскости, перпендикулярной оси шатуна (допуск на овальность в плоскости совпадающей

с осью шатуна может быть увеличен); ввести ограничения на температуру подачи смазки в подшипник. Выполнение всего комплекса рекомендаций обеспечивает повышение средних и минимальных толщин смазочного слоя на 80-100%, снижение средних и максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое на 100-120%.

В приложении помещены материалы, подтверждающие внедрение результатов исследований.

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Главным итогом выполненных исследований является разработка методического, алгоритмического и программного обеспечений гидродинамического и теплового расчетов сложнонагруженных опор скольжения с произвольной геометрией смазочного слоя, использование которых при проектировании подшипниковых узлов способствует повышению их надежности, сокращению сроков проектирования и доводки конструкций механизмов и машин массового применения, таких как двигатели внутреннего сгорания, поршневые компрессоры, шестеренные насосы.

Основные итоги работы сводятся к следующему:

1. На базе применения интерполяционных сплайнов разработан новый способ описания геометрии смазочного слоя опор с некруглым подшипником.

2. На основе минимизации неклассического квадратичного функционала детально разработан эффективный алгоритм определения поля гидродинамических давлений из обобщенного уравнения Рейнольдса, обеспечивающий по сравнению с известными уменьшение трудоемкости и устойчивость алгоритма расчета выходных параметров опор с произвольной геометрией смазочного слоя.

3. Показано, что при расчете опор с сегментными подшипниками конечной длины, а также коротких опор с полным охватом шила и произвольным поперечным профилем подшипника, достаточную точность обеспечивает использование принципа суперпозиции для гидродинамических давлений. Его применение, благодаря сравнительно малым затратам времени ЭВМ, дает возможность выполнять многовариантные расчеты СОЖТ.

4. Разработан метод теплового расчета СОЖТ с источниками смазки, отличающийся от известных возможностью учета отклонений профиля поперечного сечения подшипника от круглой формы.

0194301

5. Решением прямой и обратной задач динамики опор с некруглым подшипником показано, что профилирование подшипников СОЖТ является эффективным способом воздействия на их выходные параметры. Полученные результаты позволили рекомендовать, как перспективную, нетрадиционную конструкцию шатунного подшипника с разностенными вкладышами, а также разработать методику определения предельных значений элементарных некруглостей подшипника (овальности, трехвершинной огранки).

6. Основные теоретические положения работы подтверждены комплексными экспериментальными исследованиями, включавшими измерение траекторий движения шипа, гидродинамических давлений и температур в смазочном слое СОЖТ с некруглым подшипником.

7. Алгоритмическое и программное обеспечение гидродинамического и теплового расчетов СОЖТ с некруглым подшипником вошло в пакет прикладных программ "Орбита", предназначенный для решения широкого круга задач динамики опор, и может быть использовано при разработке систем автоматизированного проектирования подшипниковых узлов.

8. Внедрение результатов работы в производственных объединениях "Челябинский тракторный завод им. В.И. Ленина", "Турбомоторный завод им. К.Е. Ворошилова" (г. Свердловск), "Уральский автомобильный завод" (г. Миасс), на Волгоградском моторном заводе, в Челябинском филиале Государственного научно-исследовательского тракторного института (ЧФ НАТИ) (с экономическим эффектом в размере 405,3 тыс. руб.) способствовало повышению надежности и сокращению сроков проектирования и доводки сложнонагруженных опор скольжения. Предложенные методы и алгоритмы включены в "Отраслевую методику расчета подшипников шестеренных насосов", разработанную совместно с ЧФ НАТИ в соответствии с "Отраслевой целевой комплексной программой по развитию гидросистем сельскохозяйственных машин" на XI пятилетку Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

I. Ахтямов М.К., Кондрашов Б.В., Шихалеев А.В. Некоторые результаты исследования подшипников с разностенными вкладышами // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. - Челябинск, 1980. - С. 97-101. - (Тр. ЧТИ; № 248).

2. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Ахтямов М.К. К расчету сложнодороженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя // Автомобили, тракторы и двигатели. - Челябинск, 1981. - С. I20-I25. - (Тр. ЧПИ; № 268).
3. Ахтямов М.К., Соколов Б.И., Шведова И.А. Повышение усталостной прочности антифрикционного слоя подшипников ДВС применением разностенных вкладышей // Динамика опор скольжения: Тезисы докладов обл. науч.-техн.семинара, март 1981. - Челябинск, 1981. - С. 6.
4. Ахтямов М.К. К расчету некруглоцилиндрических подшипников ДВС // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. - Челябинск, 1982. - С. 82-88. - (Тр. ЧПИ; № 276).
5. Ахтямов М.К., Прокопьев В.Н. Влияние геометрии смазочного слоя на гидродинамические параметры сложнодороженных опор жидкостного трения // Трение и смазка в машинах: Тезисы докладов Всесоюзной конф., июнь 1983. - Челябинск, 1983. - С. 21-22.
6. Ахтямов М.К. Влияние геометрии смазочного слоя на гидродинамические параметры шатунных подшипников двигателей внутреннего сгорания // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. - Челябинск, 1984. - С. 38-47. - (Тр. ЧПИ; б/н).
7. Барышев В.И. и др. / Отраслевая методика расчета подшипников шестеренных насосов/ В.И. Барышев, Л.Н. Зибрева, С.В. Казанцев, О.В. Павлов, А.М. Турковский, Я.М. Турковский, В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, М.К. Ахтямов, Б.В. Кондрашов; Научн.исслед. трактор. ин-т. - М., 1986. - 105 с.
8. Ахтямов М.К. Повышение несущей способности шатунных опор профилированием подшипника // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. - Челябинск, 1980. - С. 41-52. - (Тр. ЧПИ; б/н).