

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР
Челябинский политехнический институт
им. Ленинского комсомола

На правах рукописи

РОЖДЕСТВЕНСКИЙ Юрий Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СЛОЖНОНАТРУЖЕННЫХ
ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ
УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ШИНА

Специальность 05.02.02. - "Машиноведение и
детали машин"

Автореферат диссертации на
соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск, 1975

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

Научные руководители: канд. техн. наук, доцент Л. Г. Анискин;
канд. техн. наук, доцент В. Н. Прокопьев.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Г. А. Завьялов (г. Челябинск);
кандидат технических наук, ст. научный сотрудник С. М. Захаров (г. Москва)

Ведущее предприятие - Омский агрегатный завод им. В. В. Куйбышева.

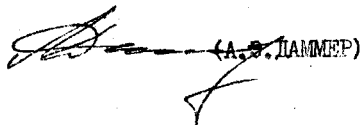
Защита диссертации состоится " _____ " _____ 1975 г.
в 15.00 часов, на заседании Совета по присуждению ученых степеней
машиностроительных факультетов Челябинского политехнического ин-
ститута (454044, г. Челябинск, проспект им. В. И. Ленина, 76, аудито-
рия 244).

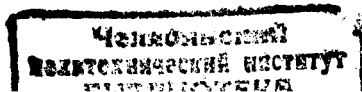
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся
темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета
или прислать отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью.

Отзывы на автореферат просим направлять в адрес Ученого
Совета института: 454044, г. Челябинск, 44, проспект им. В. И. Ленина, 76.

Ученый секретарь Совета,
доцент, канд. техн. наук -


(А. В. ДАММЕР)



А к т у а л ь н о с т ь р а б о т ы. Движение шипа на слое смазки в сложнагруженном подшипнике вызывается не отклонениями его от равновесного положения, а порождается действующими на шип силами, переменными по величине и направлению. Типичными представителями сложнагруженных подшипников являются подшипники коленчатого вала поршневых машин (двигателей внутреннего сгорания, насосов, компрессоров, прессов), которые большую часть времени эксплуатируются на неустановившихся скоростных режимах. Эти режимы приводят к перегрузкам подшипников, ухудшению условий их смазки. Динамика сложнагруженных радиальных подшипников скольжения при переменной угловой скорости шипа в теоретическом отношении изучена недостаточно. В частности, при расчете сложнагруженных подшипников используют приближенные выражения для гидродинамических сил, упрощают граничные условия для давлений в слое смазки. Поэтому разработка метода расчета сложнагруженных подшипников скольжения, который бы наиболее полно учитывал динамические явления в слое смазки, является актуальной задачей.

Ц е л ь р а б о т ы. Обобщая опыт предыдущих исследований, разработать метод расчета сложнагруженных радиальных подшипников скольжения, учитывающий переменную угловую скорость шипа и наиболее реальные граничные условия для давлений в слое смазки.

М е т о д и к а и с с л е д о в а н и я. Исследование динамики сложнагруженных подшипников базировалось на гидродинамической теории смазки. Течение смазки в подшипнике считалось квазистационарным, распределение давлений в смазочном слое описывалось дифференциальным уравнением Рейнольдса. При его интегрировании использовался вариационный метод Л. В. Канторовича. Характеристики слоя смазки определялись для двух типов граничных условий для давлений. Гидродинамические параметры подшипника, характеризующие его нагруженность, определялись в процессе расчета траектории движения центра шипа в подшипнике. Координаты центра находились путем решения системы нелинейных дифференциальных уравнений с помощью их линеаризации. Для численных расчетов использовалась ЭЦМ "М-222".

Экспериментальные исследования проводились на стенде, оборудованном для изучения неустановившихся режимов работы двигателей внутреннего сгорания. Исследовался латуновый подшипник быстроходного дизельного двигателя ЯИЗ-236 при его работе на номинальных режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента и режимах разгона.

Научная новизна. Разработан в деталях метод интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в слое смазки сложнагруженных подшипников, представляющий собой сочетание вариационного метода Л.В. Канторовича и численного конечно-разностного метода. При интегрировании применены граничные условия Рейнольдса для давлений, наиболее полно соответствующие закономерностям течения вязкой жидкости в тонком слое, разделяющем трущиеся поверхности. Исследовано влияние граничных условий на характеристики слоя смазки. Для расчета скоростей центра шипа разработан метод интегрирования системы нелинейных уравнений.

Практическая ценность. Разработан эффективный алгоритм расчета сложнагруженных подшипников с учетом переменной угловой скорости шипа. Алгоритм позволяет производить расчет траектории центра шипа и максимальных гидродинамических давлений в слое смазки при малых затратах машинного времени и достаточной точности.

Разработан универсальный алгоритм расчета голографа сил, действующих на подшипники коленчатого вала поршневых машин. Алгоритм позволяет учитывать влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов, в том числе и неуставившихся режимов работы поршневой машины.

Разработана методика и аппаратура для исследования гидродинамических параметров подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания на неуставившихся режимах. Исследовано влияние переменной угловой скорости шипа на нагруженность опор трения различных типов поршневых машин.

Реализация работы на практике. Результаты работы внедрены в практику расчета и проектирования опор трения поршневых машин на Уральском турбомоторном заводе имени К.Е. Ворошилова, Кировском машиностроительном заводе имени XX партсъезда, Омском агрегатном заводе имени В.В. Куйбышева.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на XXXIII научно-исследовательской конференции Московского автомобильно-дорожного института в 1975 г., на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола и Челябинского института механизации и электрификации сельского хозяйства в 1973-1975 гг., на заседаниях технических советов Уральского турбомоторного завода имени К.Е. Ворошилова и Кировского машиностроительного завода имени XX партсъезда

в 1975 г., на расширенном заседании кафедры "Автомобильный транспорт" Челябинского политехнического института в 1975 г.

П у б л и к а ц и я р е з у л ь т а т о в и с с л е д о в а н и я. По теме диссертации опубликовано 5 статей.

О б ъ е м р а б о т ы. Диссертационная работа с таблицами и рисунками изложена на 150 страницах основного текста и состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Библиография содержит 86 наименований работ.

В п е р в о й г л а в е характеризуется состояние вопроса и поставлены задачи исследования. Указывается, что исследования динамических явлений, протекающих в смазочном слое подшипников скольжения, основываются на гидродинамической теории смазки. Решению задач динамики сложнонагруженных подшипников посвящены работы А.К.Дьячкова, М.В.Коровчинского, А.Г.Бургвица, Г.А.Завьялова, А.Т.Полецкого, И.Я.Токаря, С.М.Захарова, В.Н.Прокопьева, Д.Букера, Д.Голланда, Г.Глезера, Г.Хаана, Т.Сомея. Несмотря на важность этих работ, задачу разработки метода расчета сложнонагруженных опор трения еще нельзя считать до конца решенной, так как до сих пор не получено хорошего количественного совпадения теоретических и экспериментальных результатов.

Из анализа литературы следует, что распределение давлений в смазочном слое подшипников скольжения описывается уравнением Рейнольдса. При его интегрировании применяются периодические граничные условия для давлений и эффективные вариационные методы. Однако наиболее полно соответствуют закономерностям течения вязкой жидкости в подшипниках граничные условия Рейнольдса. Влияние типов граничных условий на характеристики смазочного слоя и особенности применения вариационных методов для интегрирования уравнения Рейнольдса применительно к сложнонагруженным опорам изучено недостаточно.

Для всестороннего анализа работы сложнонагруженных подшипников необходимо знать траекторию движения центра шипа в подшипнике за цикл нагружения. Современные методы расчета траекторий довольно трудоемки, а это в значительной мере сдерживает развитие исследований сложнонагруженных подшипников.

Типичными представителями сложнонагруженных опор трения являются подшипники коленчатого вала поршневых машин. Эти машины большую часть времени эксплуатируются на неустановившихся режимах. Неустановившиеся режимы работы поршневых машин, характеризующиеся

переменной угловой скоростью шипа, приводят к изменению нагрузок, действующих на подшипники, и характеристик слоя смазки. Особенности работы сложнагруженных радиальных опор трения при переменной угловой скорости шипа в теоретическом отношении изучены недостаточно. Их экспериментальные исследования свидетельствуют об ухудшении условий смазки. Однако конкретные зависимости, позволяющие оценить влияние неустановившихся режимов на гидродинамические параметры подшипников, не установлены.

В связи с вышеизложенным выявилась необходимость поставить и решить следующие задачи:

1. Разработать метод расчета сложнагруженных подшипников с учетом переменной угловой скорости шипа. Метод должен включать в себя расчет нагрузок на подшипники коленчатого вала поршневых машин, расчет характеристик масляного слоя при различных граничных условиях для давлений, расчет траектории центра шипа в подшипнике. Алгоритм расчета должен иметь универсальный характер и быть пригодным для различных типов радиальных опор трения.

2. Провести экспериментальную проверку разработанного метода путем натурных испытаний подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

Во второй главе интегрируется уравнение Рейнольдса для давлений в слое смазки, которое для сложнагруженного подшипника (рис. 1) с учетом обычных упрощающих допущений записывалось вместе с граничными условиями в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = M(\varphi); \quad (1)$$

$$p(\varphi_1, x) = p(\varphi_2, x) = p(\varphi, \pm a) = 0, \quad (2)$$

где $M(\varphi) = 6(E \cos \varphi - G \sin \varphi); \quad (3)$

$$E = 2\chi \omega^1; \quad G = (\omega - 2\delta) \omega^1. \quad (4)$$

Здесь φ и x — безразмерные координаты, направленные по окружности шипа и ширине подшипника; $p = P \psi^2 (\mu \omega)^{-1}$ — безразмерное давление в слое смазки; P — гидродинамическое давление; $\psi = CR^{-1}$ — относительный зазор; $C = (R_2 - R_1)$ — радиальный зазор; μ — коэффициент динамической вязкости смазки; $H = hC^{-1}$ — безразмерная толщина слоя смазки; $h(\varphi)$ — толщина слоя смазки; $\chi = eC^{-1}$ — относительный эксцентриситет; $\omega = (\omega_1 + \omega_2)$ — сумма угловых скоростей

сила и вкладышей; $a = bD^{-1}$ - относительная ширина подшипника; φ_1 и φ_2 - безразмерные координаты, ограничивающие несущую область слоя смазки.

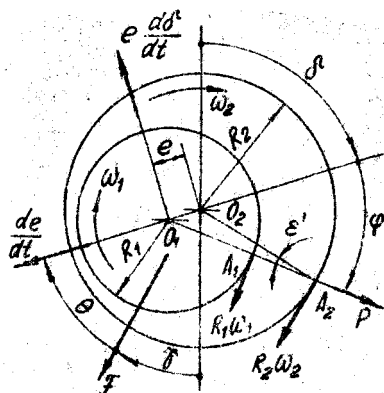


Рис. 1. Схема сложноподгруженного подшипника

Согласно вариационным принципам, интегрированию уравнения (1) соответствует нахождение экстремума функционала

$$J = \int_{-\alpha}^{\alpha} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[H^3 \left(\frac{\partial W}{\partial \varphi} \right)^2 + H^3 \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + 2M(\varphi)W \right] d\varphi dx. \quad (5)$$

В качестве $W(\varphi, x)$ выбирается система функций, дважды дифференцируемых по φ и по x и удовлетворяющих крайним условиям (2). Спецификой рассматриваемой задачи является то, что границы φ_1 и φ_2 несущего слоя смазки формируются в процессе решения уравнения (1).

В первом приближении для определения углов φ_1 и φ_2 использовалось известное решение уравнения Рейнольдса для подшипников бесконечной ширины, удовлетворяющее граничным условиям периодичности.

$$\Pi_{\infty}(\varphi) = \Pi_{\infty}(\varphi + 2\pi); \quad \Pi_{\infty}(\varphi_1) = \Pi_{\infty}(\varphi_1 + \pi). \quad (6)$$

После этого условия периодичности распространяем на подшипник конечной ширины в виде

$$W(\varphi=0, x) = W(\varphi=2\pi, x) = \Pi_{\infty}(\varphi=0); \quad W(\varphi, x=\pm\alpha) = 0. \quad (7)$$

Так как давление в слое смазки не может быть отрицательным,

то экстремум функционала разыскивался в области $(0-2\pi)$ только для положительных значений функций $W(\varphi, \xi)$, удовлетворяющих краевым условиям (7).

С помощью подстановки

$$W(\varphi, \xi) = u(\xi) \cdot t(\varphi) \cdot H(\varphi)^{-3/2} \quad (8)$$

задача была сведена к нахождению экстремума функционала

$$J = \int \int \left\{ H^3 u^2 \left[\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{t}{H^{3/2}} \right) \right]^2 + t^2 \left(\frac{du}{d\xi} \right)^2 + 2M(\varphi) \frac{t \cdot u}{H^{3/2}} \right\} d\varphi d\xi. \quad (9)$$

Как известно, при стандартной процедуре перехода от функционала (9) к обыкновенным дифференциальным уравнениям вместо t подставляется выбранная система координатных функций и разыскивается u из условий экстремума функционала. В работе использован иной прием, согласно которому переход к обыкновенным дифференциальным уравнениям (метод Л.В. Канторовича) осуществляется дважды, и линейное уравнение второго порядка в частных производных сводится к нелинейной системе двух обыкновенных дифференциальных уравнений для функций t и u .

В окончательном виде функция гидродинамических давлений получена в виде

$$P(\varphi, \xi) = \left(1 + \frac{\beta_3}{\alpha_3}\right) \left[1 - \frac{\text{ch}(\xi \sqrt{\alpha_3})}{\text{ch}(\alpha \sqrt{\alpha_3})}\right] \frac{t}{H^{3/2}}, \quad (10)$$

где

$$\alpha_3 = \int_{t>0} H^3 \left[\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{t}{H^{3/2}} \right) \right]^2 d\varphi \left(\int_{t>0} t^2 d\varphi \right)^{-1}; \quad (11)$$

$$\beta_3 = f(\alpha, \alpha_3). \quad (12)$$

Функцию t находили методом прогонки из уравнения

$$\frac{d^2 t}{d\varphi^2} - P(\varphi) t = M(\varphi) H^{3/2}, \quad (13)$$

где

$$P(\varphi) = \beta_3 + \frac{3}{4} H^{-2} \left[\left(\frac{dH}{d\varphi} \right)^2 + 2H \frac{d^2 H}{d\varphi^2} \right]. \quad (14)$$

Функция $P(\varphi, \xi)$, полученная при периодических граничных условиях, рассматривалась как функция первого приближения.

Особенностью рассматриваемой задачи является то, что смазка,

как и любая другая жидкость, при давлении, меньшем давления упругости ее паров, вспенивается и теряет свойства исходной жидкости, а уравнение Рейнольдса (I), составленное для несжимаемой жидкости, перестает быть справедливым. Поэтому при использовании функции $\Pi(\varphi, x)$ первого приближения для расчета характеристик слоя смазки область, где $\Pi(\varphi, x) < 0$, не учитывалась.

На втором этапе решения задачи для определения границ несущей области смазочного слоя использовалась гипотеза Рейнольдса, согласно которой масляный слой начинается и обрывается в заранее неизвестных местах, где равно нулю не только гидродинамическое давление, но и производные от давления. Для удовлетворения граничным условиям Рейнольдса

$$\Pi(\varphi_1, x) = \Pi(\varphi_2, x) = \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}(\varphi_1, x) = \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}(\varphi_2, x) = 0 \quad (15)$$

функция t преобразовывалась таким образом, чтобы протяженность областей с положительным гидродинамическим давлением была максимальной. Такая формулировка удобна при рассмотрении подшипников, нагруженных силами, переменными по величине и направлению. Преобразование заключалось в многократном интегрировании уравнения (13) с изменением граничных условий до тех пор, пока вся функция t не становилась положительной, и не выполнялись условия (15). В работе рассмотрен алгоритм этого преобразования.

Для отыскания $\Pi(\varphi, x)$ методом итераций необходимо знать начальное приближение β_3^0 , удачный выбор которого значительно сокращает число итераций. В работе показано, что если в первом приближении аппроксимировать распределение давлений по оси x подшипника параболой с показателем степени m , то

$$\beta_3^0 = \frac{(2m+1)(m+1)}{2a^2(2m-1)}, \quad (16)$$

а наилучшую сходимость процесса итераций обеспечивает определение m из формулы

$$m = 2 + \frac{3(1 - 2\pi^1 \kappa \sin \varphi_1)}{2(1 - \kappa) + (1 - 2\pi^1 \kappa \sin \varphi_1)}. \quad (17)$$

Характеристики слоя смазки сложнагруженных опор рассчитывались для обоих типов граничных условий (6), (15) в виде функций $\kappa, \varphi = EIGI^{-1}$ и относительной ширины подшипника. Рассчитывалось число Зоммерфельда So (коэффициент нагруженности), коэффициент сопротивления вращению шипа ξ , коэффициент расхода

смазки в торцы подшипника Q_T^* , безразмерное максимальное гидродинамическое давление $\Pi_{\text{н}}$. Характеристики слоя смазки представлены в виде графических зависимостей и таблиц для $\alpha = 0,25; 0,5; 1;$
 $\chi = 0 \dots 0,975; \varphi = -2 \dots 2$. Сравнение характеристик показало, что тип граничных условий влияет на протяженность несущего слоя смазки, число Зоммерфельда So и максимальное гидродинамическое давление. Использование граничных условий Рейнольдса способствует получению больших значений So . Разница при $\varphi < 0$ и $\varphi > 0,9$ достигает 20%. Такие же закономерности наблюдаются в отношении максимального гидродинамического давления. В то же время тип граничных условий почти не влияет на коэффициенты ξ и Q_T^* . На коэффициент сопротивления вращению ξ практически не влияет и параметр φ . При изменении φ в пределах $0 \dots \pm 1$ коэффициент ξ изменяется меньше чем на 1%.

Таким образом, замена физически более обоснованных граничных условий Рейнольдса на периодические скажется лишь при $\varphi < 0$, т.е. при движении шипа к центру подшипника.

Метод интегрирования уравнения Рейнольдса в форме сведения его к обыкновенным дифференциальным уравнениям оказался по затратам машинного времени очень эффективным. Если для случая статического нагружения шипа затраты машинного времени при интегрировании уравнения Рейнольдса не играют существенной роли, так как эти затраты однородные, то при исследовании динамики сложнагруженных подшипников затраты машинного времени на расчет траектории центра шипа, связанный с многократным решением уравнения Рейнольдса, являются решающим фактором в выборе метода интегрирования.

Для расчета координат x, y центра шипа в подшипнике за шипи нагружения T решалась система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \frac{\omega}{2} \left[\frac{x}{\chi} E - y(1-G) \right]; \\ \frac{dy}{dt} &= \frac{\omega}{2} \left[\frac{y}{\chi} E + x(1-G) \right]. \end{aligned} \quad (18)$$

Уравнения для определения параметров E и G были получены при рассмотрении условий равновесия шара на слое смазки (рис. 2):

$$\begin{aligned} F_x \cos \delta + F_y \sin \delta + F_z \Lambda &= 0; \\ -F_x \sin \delta + F_y \cos \delta + F_z \Lambda &= 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где F_x, F_δ - безразмерные составляющие равнодействующей гидродинамических давлений;
 δ - угол положения линии центров;
 $F_x(t), F_y(t)$ - проекции внешней нагрузки на оси xy ;
 $\Lambda = \frac{v}{\omega \psi^2}$ - размерный параметр.

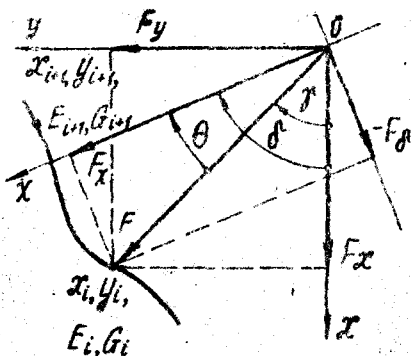


Рис. 2. Силы, действующие в подшипнике

Применение к решению нелинейной относительно параметров E и G системы (19) стандартных методов оказалось невозможным из-за больших затрат машинного времени, которые особенно возросли при исследовании динамики сложнагруженных подшипников с учетом переменной угловой скорости вала. Если, например, для подшипников четырехтактных двигателей внутреннего сгорания при $\omega_1 = \text{const}$ достаточно рассчитать траекторию вала в течение одного цикла нагружения, равного двум оборотам коленчатого вала, то при $\omega_1 = v\omega$ расчет подшипников охватывает десятки циклов нагружения.

Для сокращения времени решения системы (19) она была линеаризована с помощью разложения входящих в систему функций нескольких переменных по степеням этих переменных, взятых в окрестности их значений, соответствующих началу малого временного интервала. Уравнения для определения параметров E и G представлены в виде

$$\left. \begin{matrix} E_{i,j} \\ G_{i,j} \end{matrix} \right\} = f(\omega, \dot{\omega}, E, G, \Delta t, F_j, \frac{\partial F_j}{\partial x}, \frac{\partial F_j}{\partial E}, \frac{\partial F_j}{\partial G}, \frac{\partial F_j}{\partial \omega}), \quad (20)$$

$$j = x, \delta.$$

Все переменные правой части этого уравнения вычисляются в точке i траектории движения шипа. Вычисления производных функций F_x, F_δ заменялись вычислением разделенных разностей

$$\frac{\partial F_j}{\partial u_k} \approx \frac{F_j(u_1, \dots, u_k + \Delta u_k, \dots, u_n) - F_j(u_1, \dots, u_k, \dots, u_n)}{\Delta u_k}, \quad (21)$$

где Δu_k - приращения переменных $u_k = x, E, G, \omega$.

Практически достаточно определить численно производные $\partial F_j / \partial x$ и $\partial F_j / \partial \varphi$, так как

$$\frac{\partial F_j}{\partial \omega} = \frac{F_j}{\omega}; \quad \frac{\partial F_j}{\partial E} = \frac{\partial F_j}{\partial \varphi} \cdot \frac{1}{|G|}; \quad \frac{\partial F_j}{\partial G} = -\frac{\partial F_j}{\partial \varphi} \cdot \frac{\varphi}{|G|} + \frac{F_j}{|G|}. \quad (22)$$

При известных E и G систему (18) решали методом Эйлера.

Точность гидродинамического расчета сложнонагруженных опор трения зависит в значительной мере от точности задания годографа сил, действующих на подшипники. В этой связи в работе рассматриваются особенности расчета годографа сил, действующих на подшипники поршневой машины при переменной угловой скорости коленчатого вала. При разработке алгоритма расчета годографов предполагалось, что индикаторная диаграмма рабочего процесса поршневой машины задана, а ускорение коленчатого вала в цикле неустановившегося режима постоянно.

В работе представлен алгоритм расчета сложнонагруженных подшипников при переменной угловой скорости шипа, состоящий из трех основных этапов: расчета нагрузок на подшипники, интегрирования уравнения Рейнольдса, определения координат центра шипа в каждый момент времени и максимальных гидродинамических давлений в слое смазки. Неустановившийся режим работы подшипника рассматривается как последовательная смена многих циклов нагружения, каждый из которых считается периодическим.

На основании разработанного алгоритма была составлена программа расчета сложнонагруженных подшипников поршневых машин для ЭЦМ "М-222". На каждом шаге расчета на печать предусмотрен вывод угла поворота шипа α , минимальной толщины слоя смазки h_{\min} , координат x, y центра шипа, максимального гидродинамического давления P_{\max} . Кроме того, производится поиск абсолютного минимума $\inf h_{\min}$ и максимума $\sup P_{\max}$ за каждый цикл нагружения и углов поворота коленчатого вала, им соответствующих, а также расчет протяженности зон α_h траектории по углу поворота шипа, в которых толщина слоя смазки меньше критической величины (зон

касания). Критическая величина задается на трех уровнях.

Для сравнения полученных результатов с данными других авторов и с экспериментом была рассчитана траектория эллипса в шатунном подшипнике двигателя "Ruston and Hornsby 6VEB-XMKIII". На рис. 3 показана зависимость $h_{\text{мин}}$ от угла поворота коленчатого вала α . В заштрихованной зоне располагаются расчетные точки, полученные по методам Букера, Ллойда, Хорсфелда, Блока. Сплошная линия соответствует расчету по предлагаемому методу, пунктирная — эксперименту.

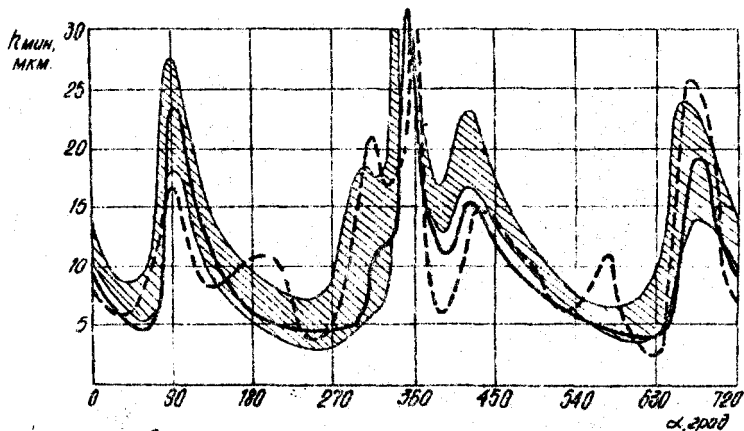


Рис. 3. Сравнение методов расчета шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания

Как видно из рис. 3, разработанный метод расчета сложнагруженных подшипников обеспечивает получение результатов, достаточно хорошо совпадающих с данными эксперимента. Некоторые расхождения можно объяснить несовершенством теории, а также деформациями экспериментального подшипника, не учитываемыми в процессе расчета, ошибками в определении годографа сил и ошибками самого эксперимента.

В работе оценивалось влияние, которое оказывает на результаты расчета линеаризация исходной системы уравнений (19), а также влияние типа граничных условий, используемых при интегрировании уравнения Рейнольдса. Было выявлено, что граничные условия слабо

влиять на результаты расчета, а использование приема линеаризации системы (19) при достаточно высокой точности расчета траектории снижает затраты машинного времени в четыре раза.

В третьей главе приведены методика и результаты экспериментального исследования шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания. В качестве объекта исследования был выбран четырехтактный дизельный двигатель ЯМЗ-236 (Ч13/14), широко распространенный на дорожно-строительных машинах и автомобилях, которые большую часть времени работают на неустановившихся режимах.

При проведении исследований были решены следующие задачи:

1. Разработана методика измерения гидродинамических параметров подшипников при неустановившихся режимах работы двигателя внутреннего сгорания.

2. Получены и сопоставлены с расчетными экспериментальные траектории движения центра шипа в шатунном подшипнике.

Шатунный подшипник двигателя ЯМЗ-236 исследовался на установленном режиме, когда $\omega_1 = \text{const}$, и режимах разгона при $\omega_1 = \omega \omega_0$. Двигатель устанавливался на электротормозном стенде. В процессе исследования регистрировались температура шатунного подшипника, траектория центра шипа, ускорение и скорость коленчатого вала, индикаторное давление в цилиндре и другие вспомогательные параметры. Для индицирования двигателя использовались стандартные индуктивные датчики давления ДДИ-20 в комплекте с индикатором ИД-2И. Траектория записывалась четырьмя индуктивными датчиками, которые располагались под углом 90° друг к другу. Применение четырех датчиков позволило сравнительно точно определить линию отсчета (центр подшипника). Для измерения температуры в шатунный подшипник устанавливали хромель-копелевые термометры. Одна из них фиксировала температуру смазки на выходе из подшипника, вторая устанавливалась в антифрикционном слое подшипника на малом расстоянии от поверхности трения. Для передачи информации от датчиков и термометров, установленных в шатунном подшипнике, к регистрирующей аппаратуре разработана конструкция токосъемника. В связи с большим числом разнообразных параметров, фиксируемых при экспериментальном исследовании, запись их производилась с помощью двух светодуцевых осциллографов.

Исследования показали, что процесс разгона двигателя без нагрузки путем резкого увеличения подачи топлива до максимальной величины характеризуется в первых циклах большим ускорением коленчатого вала, достигающим 180 с^{-2} , и значительным увеличением

максимального давления сгорания. За период разгона в индицируемом цилиндре происходит 14 циклов. В первом цикле максимальное давление сгорания по своей величине приближается к P_{Σ} в режиме максимальной мощности (6,9 МПа). Величина нарастания давления сгорания $\Delta P/\Delta \alpha$ достигает 10 МПа/град, что более чем на 30% выше, чем в режиме максимальной мощности. Такой характер изменения давления газов и ускорений оказывает существенное влияние на нагрузки, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

С использованием экспериментальных индикаторных диаграмм были рассчитаны голографы сил и траектории центра штипа в шатунном подшипнике на различных режимах работы двигателя. Температура смазки при расчетах принималась на основе экспериментальных данных. Для первого цикла разгона на рис. 4 представлена зависимость нагрузок, действующих на шатунный подшипник, от угла поворота коленчатого вала в сравнении с аналогичной зависимостью, рассчитанной для установившегося режима и ω_1 , равной начальной угловой скорости в первом цикле разгона ($\omega_{1н} = 62,8 \text{ с}^{-1}$).

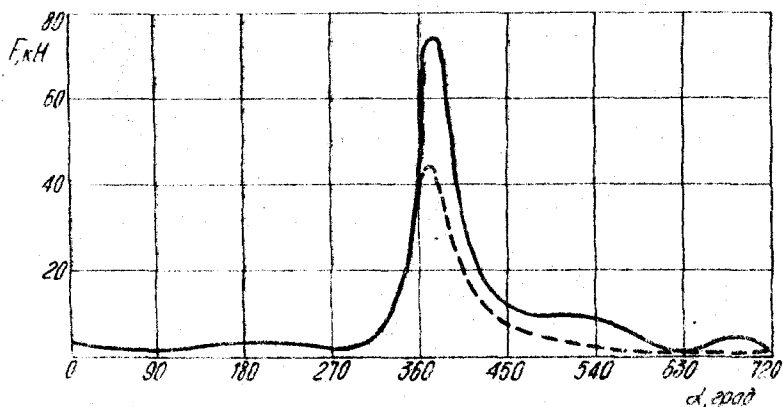


Рис. 4. Зависимости нагрузок, действующих на подшипник от угла поворота коленчатого вала:

- - - - - установившийся режим;
- — — — — неустановившийся режим

Из рисунка видно, что неустановившийся режим существенно изменяет характер нагружения подшипника. Расчетная траектория движения

центра шипа в сравнении с экспериментальной для режима максимальной мощности представлена на рис. 5. На рис. 6 для первого цикла разгона сравниваются экспериментальная и расчетная зависимости минимальной толщины слоя смазки от угла поворота коленчатого вала. Из рисунков следует, что разработанная методика гидродинамического расчет сложнагруженных подшипников обеспечивает отличное качественное совпадение результатов расчета и эксперимента при вполне удовлетворительном количественном совпадении в наиболее опасных зонах траектории. Расхождение между расчетными и экспериментальными величинами $inf h_{\min}$ не превышает 20%.

В четвертой главе представлено приложение разработанного алгоритма расчета сложнагруженных опор трения для решения прикладных задач, связанных с исследованием нагруженности подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания и поршневых холодильных компрессоров. В работе приведены результаты исследований подшипников коленчатого вала двигателя УДС-250ТК (бЧН 15/18), выполненных по заказу Уральского турбомоторного завода. Оценивались гидродинамические параметры шатунного подшипника на неустановившихся режимах работы и влияние некоторых технологических факторов на нагруженность коренных опор. В частности, алгоритм расчета использовался для выявления влияния на гидродинамические параметры коренных подшипников несоосности шеек коленчатого вала.

Исследования показали, что при существенном увеличении несоосности коренных шеек удельные нагрузки на подшипники возрастают, однако это не приводит к заметному ухудшению гидродинамических параметров. Результаты исследований использованы заводом для обоснования допустимой несоосности шеек коленчатого вала.

По договору с Омским агрегатным заводом имени В.В.Куйбышева проводились исследования подшипников коленчатого вала поршневых компрессоров домашних холодильников ДХ2-ЮЮЮ. Нагруженность подшипников оценивалась путем расчета их гидродинамических параметров. В работе приведены результаты исследований влияния на нагруженность подшипников вязкости масляно-фреоновой смеси, погрешностей сборки компрессоров, диаметральных зазоров, режимов работы.

Специфика использования домашних холодильников такова, что компрессор эксплуатируется с частыми пусками. Число пусков компрессора изменяется в очень широких пределах и достигает нескольких тысяч в год. Кроме того, тенденция к увеличению объема холодильных камер в современных холодильниках также приводит к более нагружен-

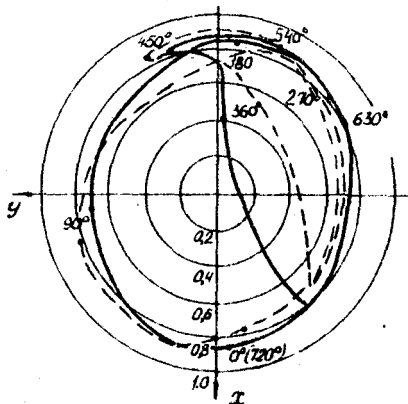


Рис. 5. Траектории центра шипа шатунного подшипника:

— — — — — расчетная;
 - - - - - экспериментальная

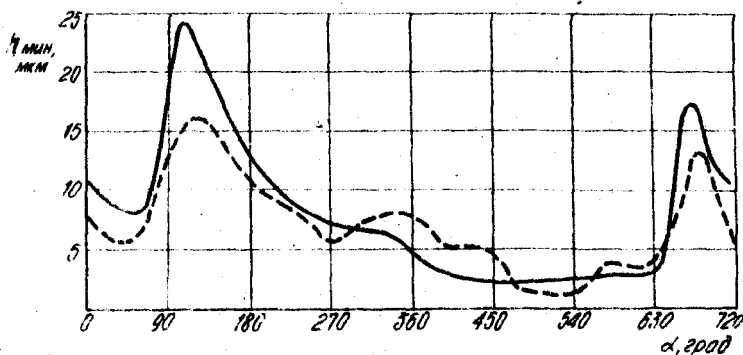


Рис. 6. Зависимости минимальной толщины слоя смазки от угла поворота коленчатого вала:

— — — — — расчетная;
 - - - - - экспериментальная

ному режиму работы компрессора за счет увеличения частоты его пусков. Исследования показали, что в режиме пуска компрессора ДХ2-ТОУ минимальная и средняя толщина слоя смазки в коренных подшипниках уменьшаются по сравнению с номинальным режимом на 30%. Для улучшения гидродинамических параметров подшипников компрессора необходимо прежде всего увеличить вязкость масляно-фреоновой смеси, например, путем уменьшения количества фреона в масле и снижения температуры картера. Результаты исследований использованы заводом при разработке мероприятий, способствующих существенному снижению количества случаев отказов компрессоров из-за повреждений или форсированного износа подшипников коленчатого вала.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Для круглоцилиндрических бесканавочных подшипников разработан алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в слое смазки. Алгоритм позволяет учитывать граничные условия Рейнольдса для давлений, наиболее полно соответствующие закономерностям течения вязкой жидкости в тонком слое, разделяющем трущиеся поверхности.

2. Для расчета скоростей центра шипа разработан эффективный метод интегрирования системы нелинейных уравнений, основанный на их линеаризации.

3. Разработан алгоритм расчета сложнагруженных подшипников при произвольной угловой скорости шипа, включающий расчет траектории перемещения центра шипа в подшипнике и максимальных гидродинамических давлений в слое смазки. Алгоритм значительно сокращает машинное время решения задачи при достаточной точности расчета основных гидродинамических параметров подшипника.

4. Разработан алгоритм расчета годографа сил, действующих на подшипники коленчатого вала поршневых машин. Алгоритм позволяет учитывать влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов, в том числе и неуставившихся режимов работы поршневых машин.

5. Разработана методика и аппаратура для исследования гидродинамических параметров подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания на неуставившихся режимах работы.

6. Экспериментальные исследования, проведенные на шатунном подшипнике быстроходного дизельного двигателя, подтвердили правильность теоретических подсчетов и позволили выявить характер

изменения основных гидродинамических параметров подшипника на неустановившихся режимах работы двигателя.

7. Анализ теоретических и экспериментальных исследований показал, что неустановившиеся режимы приводят к увеличению нагрузок, действующих на подшипники, и ухудшению их гидродинамических параметров.

8. Показана возможность применения разработанного алгоритма к расчету сложнагруженных подшипников коленчатого вала двигателя с внутренней смазкой и поршневых холодильных компрессоров.

9. Основные результаты работы в виде ряда стандартных программ расчета сложнагруженных опор внедрены и используются на заводах, обеспечивая существенную экономию времени и средств как на стадии проектирования новых поршневых машин, так и в процессе их совершенствования.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Параметры слоя смазки шатунного подшипника на неустановившихся режимах работы двигателя. - В сб. № 144 "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей". Челябинск, ЧПИ, 1974. (Соавторы Прокопьев В.Н., Шкарупило А.Я.).

2. Экспериментальные исследования упругих характеристик коленчатого вала и его опор. - В сб. № 144 "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей". Челябинск, ЧПИ, 1974. (Соавторы Коломак М.Я., Ивашкин П.И.).

3. К методике расчета нагруженности подшипников двигателей на неустановившихся режимах работы. - В сб. № 148 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1974. (Соавторы Прокопьев В.Н., Рудич И.Г.).

4. К методике индизирования двигателей на неустановившихся режимах. - В сб. № 161 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1975. (Соавтор Рудич И.Г.).

5. Дополнительные нагрузки на подшипники и элементы коленчатого вала от несобности коренных шеек. - В сб. № 161 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1975. (Соавторы Коломак М.Я., Рудич И.Г.).