

30

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

На правах рукописи

МАЛЯР Николай Семенович

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
РАДИАЛЬНЫХ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ОПОР ТРЕНИЯ

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 А. Г. Бургвиц (г. Челябинск);  
кандидат технических наук, доцент В. В. Юркевич (г. Тольятти).

Ведущее предприятие - Уральский турбомоторный завод имени  
К. Е. Ворошилова, г. Свердловск.

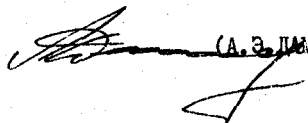
Защита диссертации состоится " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1975 г.  
в 15.00 часов, на заседании Совета по присуждению ученых степеней  
машиностроительных факультетов Челябинского политехнического ин-  
ститута (454044, г. Челябинск, проспект им. В. И. Ленина, 76 аудито-  
рия 244).

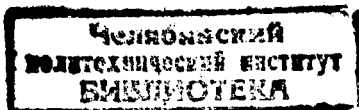
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

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. Э. ДИМЕР)



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**А к т у а л ь н о с т ь р а б о т ы.** Прогресс в машиностроении связан с выпуском более совершенных машин и механизмов, обладающих высокой надежностью. Надежность, а во многих случаях габаритно размеры и масса машин существенно зависят от конструкции подшипниковых узлов.

Подшипники скольжения благодаря простоте конструкции, небольшим габаритным размерам, значительной долговечности, малой чувствительности к кратковременным перегрузкам получили широкое распространение в сложнагруженных радиальных опорах трения, то есть опорах, нагруженных силами, переменными по величине и направлению. Типичными представителями сложнагруженных опор являются подшипники коленчатого вала поршневых машин (двигателей внутреннего сгорания и компрессоров).

Интерес к изучению явлений, происходящих в слое смазки сложнагруженных опор, особенно возрос в последнее время в связи с широким внедрением в практику инженерных расчетов ЭЦМ. В отечественной и зарубежной литературе публикуется ежегодно большое количество исследований гидродинамических параметров подшипников, нагруженных силами, переменными по величине и направлению. На базе этих исследований уже разработаны методы расчета таких важных гидродинамических параметров, как минимальная толщина слоя смазки и максимальное гидродинамическое давление за цикл нагружения. Однако несмотря на большие успехи в области применения гидродинамической теории смазки к расчету сложнагруженных опор, результаты расчета позволяют оценивать их параметры в основном с качественной стороны.

Исходя из этого, теоретические и экспериментальные исследования гидродинамических параметров сложнагруженных опор остаются до сих пор актуальными.

**Ц е л ь р а б о т ы.** На основании теоретических и экспериментальных исследований разработать метод полного гидродинамического расчета сложнагруженных опор трения, который бы включал в себя определение всех основных гидродинамических параметров, характеризующих износостойкость подшипника, усталостную прочность антифрикционной заливки вкладышей и теплонапряженность трущихся поверхностей.

Общая методика исследований. Исходное уравнение Рейнольдса для давления в слое смазки интегрировалось методом Фурье. Гидродинамические параметры определялись с помощью расчета траектории центра шипа, движущегося в зазоре подшипника под действием внешних нагрузок, переменных по величине и направлению. Координаты центра шипа в каждый момент времени находились путем решения системы нелинейных дифференциальных уравнений.

Математическая модель, принятая для расчета гидродинамических параметров подшипника, уточнялась в процессе сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований сложнонагруженных радиальных опор трения, которое выполнялось в два этапа. На первом этапе максимально использовались известные публикации, а на втором проведены экспериментальные исследования гидродинамических параметров коренных подшипников V-образного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания.

Возможность использования разработанного метода для изучения гидродинамических параметров сложнонагруженных опор трения исследована путем решения практических задач, связанных с расчетом подшипников коленчатого вала поршневых машин.

Для численных расчетов использована ЭЦВМ "М-222".

Научная новизна. Исследовано влияние характера нагружения шипа на характеристики слоя смазки. Разработан в деталях метод исследования гидродинамических параметров сложнонагруженных опор трения, предложены критерии оценки нагруженности таких опор. Разработан приближенный метод учета наличия на поверхностях сложнонагруженных опор канавок для подвода смазки и упрощенный метод расчета основных гидродинамических параметров подшипников коленчатого вала поршневых машин.

Практические результаты. Разработанные методы расчета гидродинамических параметров сложнонагруженных опор трения могут применяться для проектирования широкого класса радиальных подшипников скольжения, нагруженных силами, переменными по величине и направлению.

Упрощенный метод расчета основных гидродинамических параметров подшипников коленчатого вала поршневых машин пригоден для выполнения многовариантных расчетов, связанных с изучением влияния на нагруженность подшипников большого числа конструктивных и эксплуатационных факторов.

Результаты работы внедрены на Уральском турбомоторном заводе им. К. Е. Ворошилова, Омском агрегатном заводе им. В. В. Куйбышева, Кировском машиностроительном заводе им. XX партсъезда и используются конструкторскими и расчетными бюро этих заводов при проектировании и доводке подшипников коленчатого вала поршневых машин.

**А п р о б а ц и я р а б о т ы.** Основные положения работы докладывались на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола и Челябинского института механизации и электрификации сельского хозяйства в 1973-75 г.г., на заседаниях технических советов Уральского турбомоторного завода им. К. Е. Ворошилова и Кировского машиностроительного завода им. XX партсъезда в 1975 г., на XXXIII научно-исследовательской конференции Московского автомобильно-дорожного института в 1975 г., на расширенном заседании кафедры "Автомобильный транспорт" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола в 1975 г.

**П у б л и к а ц и и.** По теме диссертации опубликовано четыре статьи.

**О б ъ е м р а б о т ы.** Диссертационная работа с 15 таблицами и 75 рисунками изложена на 123 страницах и состоит из введения, 4-х глав и заключения. Библиография содержит 108 наименований работ. Приложение представлено на 15 страницах.

### СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В последние годы интерес к изучению законов движения вязкой жидкости в тонком слое смазки, разделяющем трущиеся поверхности, стремительно растет. Задачи, которые еще совсем недавно считались нерешаемыми, успешно решаются благодаря использованию ЭЦВМ и развитию новых методов прикладной математики. Одной из таких задач является расчет параметров нестационарного движения шипа на слое смазки. Нестационарные движения наблюдаются, если по какой-либо случайной причине центр шипа отклонится от равновесного положения или в случае, если на шип действуют нагрузки, переменные по величине и направлению. С движением шипа под действием переменной, зависящей от времени нагрузки, сталкиваются, исследуя подшипники коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, компрессоров, поршневых насосов, прессов.

Подшипник, нагруженный силами, переменными по величине и направлению, называют сложнагруженным. Этим термином подчеркивают специфику задач, связанных с изучением движений шипа, нагруженного

переменными по величине и направлению силами, в отличие от задач нестационарного движения шипа на слое смазки в случае отклонения его центра от равновесного положения.

Исследованию динамики сложнагруженных опор трения посвящены работы Д. Барвелла, А. Г. Бургвица, Д. Букера, Г. Глезера, А. К. Дьячкова, Г. А. Завьялова, С. М. Захарова, М. В. Коровчинского, С. Г. Каратышкина, Г. Отта, А. Т. Полецкого, В. Н. Прокопьева, Б. И. Суркина, Т. Сомея, И. Я. Токаря, Д. Холланда, Г. Хаана, В. В. Оркевича и других исследователей.

Изучение условий смазки сложнагруженных радиальных опор трения сводится к исследованию двух групп гидродинамических параметров, величина которых является следствием движения шипа в подшипнике по сложной траектории. Первая группа параметров характеризует износоустойчивость подшипника и усталостную прочность антифрикционного слоя вкладышей, вторая — теплонапряженность трущихся поверхностей. Определение этих параметров составляет сущность полного гидродинамического расчета сложнагруженных опор трения.

В отечественной и зарубежной литературе опубликовано много работ, посвященных расчету траекторий движения центра шипа в сложнагруженных подшипниках и определению минимальной толщины слоя смазки между шипом и вкладышами за цикл нагружения  $T$ . Большинство этих исследований основаны либо на приближенных методах интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в слое смазки, либо на методах, сложность которых делает недоступным проведение многовариантных расчетов. Расчет таких важных гидродинамических параметров, как максимальные гидродинамические давления в слое смазки и температура подшипника, в литературе почти не освещался, а те немногие работы, содержащие некоторые указания на этот счет, выполнены на уровне, не гарантирующем достоверность расчета.

Таким образом, несмотря на обилие теоретических исследований гидродинамических параметров сложнагруженных опор трения задачу их расчета нельзя считать решенной.

В связи с этим возникла необходимость решить следующие задачи:

1. Разработать метод полного гидродинамического расчета сложнагруженных радиальных опор трения, который включал бы в себя:

- а) определение траектории центра шипа за цикл нагружения и ее анализ;
- б) определение годографа максимальных гидродинамических давлений в слое смазки и его анализ;
- в) определение средней температуры подшипника, потерь мощности на трение и расхода смазки.

2. Проверить экспериментально разработанный метод путем натуральных испытаний сложнонагруженных подшипников.

### ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР ТРЕНИЯ

Исходным уравнением для расчета радиальных опор трения является уравнение Рейнольдса для давлений в слое смазки. Это уравнение при обычных упрощающих допущениях было представлено в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( H^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( H^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6G \chi \sin \varphi + 6E \cos \varphi, \quad (1)$$

- где  $\varphi = \chi R_1^{-1}$  - безразмерная координата точки смазки, направленная по окружности шипа (рис. 1);  
 $z = Z R_1^{-1}$  - безразмерная координата точки слоя смазки, направленная по ширине подшипника;  
 $\Pi = \rho \psi^2 (\mu \omega)^{-1}$  - безразмерное гидродинамическое давление;  
 $\omega$  - сумма угловых скоростей шипа  $\omega_1$  и подшипника  $\omega_2$ ;  
 $\mu$  - коэффициент динамической вязкости смазки;  
 $\psi = c R_1^{-1}$  - относительный зазор;  
 $\chi = e c^{-1}$  - относительный эксцентриситет;  
 $R_1$  - радиус подшипника;  
 $H = h c^{-1}$  - безразмерная толщина слоя смазки;  
 $h$  - толщина слоя смазки;  
 $E = 2 \dot{\chi} \dot{\omega}^{-1}$  - параметр, характеризующий скорость движения шипа вдоль линии центров;  
 $G = (\omega - 2\dot{\delta}) \dot{\omega}^{-1}$  - параметр, характеризующий относительную скорость вращения линии центров;  
 $\dot{\chi}, \dot{\delta}$  - производные  $\chi$  и  $\delta$  по времени.

Краевые условия для функции  $\Pi(\varphi, z)$  записаны в виде

$$\Pi(\varphi_1, z) = \Pi(\varphi_2, z) = 0; \quad \Pi(\varphi, z - \pm a) = 0, \quad (2)$$

- где  $\varphi_1, \varphi_2$  - безразмерные координаты начала и конца несущего слоя смазки;  
 $a = b D^{-1}$  - относительная ширина подшипника;  
 $b, D$  - ширина и диаметр подшипника.

Решение уравнения Рейнольдса разбивалось в виде

$$\Pi(\varphi, z) = \Pi_{\infty}(\varphi) - \Pi_1(\varphi, z), \quad (3)$$

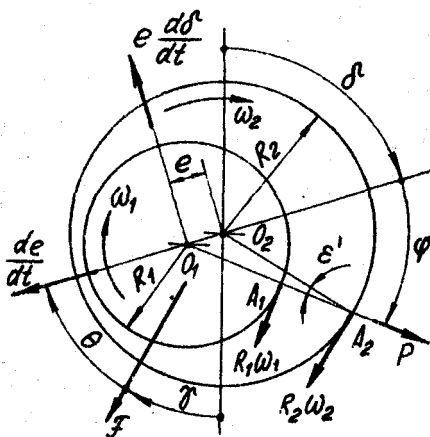


Рис. 1. Радиальный подшипник при переменных нагрузках и скоростях

где  $\Pi_{\infty}(\varphi)$  - решение для подшипника без торцевой утечки;  
 $\Pi_1(\varphi, z)$  - поправка, учитывающая конечную ширину подшипника.  
 Краевая задача для  $\Pi_1(\varphi, z)$  сформулирована следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( H^3 \frac{\partial \Pi_1}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( H^3 \frac{\partial \Pi_1}{\partial z} \right) = 0; \quad (4)$$

$$\Pi_1(\varphi_1, z) = \Pi_1(\varphi_2, z) = 0; \quad (5)$$

$$\Pi_1(\varphi, z = \pm a) = \Pi_{\infty}(\varphi). \quad (6)$$

Вопрос выбора углов начала  $\varphi_1$  и конца  $\varphi_2$  несущего слоя смазки остается до сих пор дискуссионным. В работе показано, что удовлетворительные результаты при расчете характеристик слоя смазки сложнагруженных подшипников обеспечивают крайние условия, согласно которым функция распределения давлений должна быть периодической функцией

$$\Pi(\varphi, z) = \Pi(\varphi + 2\pi, z), \quad (7)$$



а углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  связаны соотношением

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \pi. \quad (8)$$

Кроме того, на функцию давлений, полученную в результате интегрирования уравнения Рейнольдса при краевых условиях (7) (8), накладывалось условие:

$$\text{если } \Pi(\varphi, z) < 0, \text{ то } \Pi(\varphi, z) = 0. \quad (9)$$

Условия (7) (8) (9) не вытекают из физической сущности задачи, а были приняты как допущение, имеющее экспериментальное подтверждение.

Решение уравнения Рейнольдса для подшипника без торцевой утечки было получено в виде

$$\Pi_{\infty}(\varphi) = \frac{6\kappa}{2+\kappa^2} \frac{1+H}{H^2} \left( G \sin \varphi - \frac{2+\kappa^2}{2\kappa} E \cos \varphi \right). \quad (10)$$

Углы, ограничивающие область положительных значений функции  $\Pi_{\infty}$ , находились из выражений

$$\varphi_1 = \frac{|G|}{G} \arctg \left( \frac{2+\kappa^2}{2\kappa} \frac{E}{|G|} \right), \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \frac{|G|}{G} \pi. \quad (11)$$

Уравнение Лапласа (4) решалось методом Фурье. Принималось

$$\Pi_1(\varphi, z) = H^{-3/2} \sum_{k=1}^{\infty} \Phi_k(\varphi) \Psi_k(z), \quad (12)$$

а функции  $\Phi_k$  и  $\Psi_k$  определялись из уравнений

$$\frac{d^2 \Phi_k}{d\varphi^2} - \left\{ \frac{3}{4} H^{-2} \left[ \left( \frac{dH}{d\varphi} \right)^2 + 2H \frac{d^2 H}{d\varphi^2} \right] - \lambda_k \right\} = 0; \quad (13)$$

$$\Phi_k(\varphi_1) = \Phi_k(\varphi_2) = 0; \quad (14)$$

$$\frac{d^2 \Psi_k}{dz^2} - \lambda_k \Psi_k = 0; \quad \Psi_k(a) = \Psi_k(-a) = 0, \quad (15)$$

где  $\lambda_k$  - собственные числа.

Задача Штурма-Лиувилля (13) (14) решалась методом Галеркина, собственные функции  $\Phi_k(\varphi)$  принимались в виде

$$\Phi_k(\varphi) = \sum_{s=1}^{\infty} c_{ks} \sin s(\varphi - \varphi_1). \quad (16)$$

Решение уравнения (1) было получено в виде

$$\Pi(\varphi, z) = \frac{6\eta}{2+\lambda^2} \left[ \eta(\varphi) - H^{-3/2} \sum_{k=1}^M \sum_{s=1}^N C_{ks} \operatorname{ch}(z\sqrt{\lambda_k}) \operatorname{sh}(s(\varphi - \varphi_1)) \right], \quad (17)$$

где

$$\eta(\varphi) = (1+H)H^{-1} \left( G \sin \varphi - \frac{2+\lambda^2}{2\lambda} E \cos \varphi \right). \quad (18)$$

В работе подробно изложен метод определения коэффициентов  $C_{ks}$ , который сводился к раскрытию векового определителя и последующему решению системы линейных алгебраических уравнений.

При известной функции распределения давлений обычным способом рассчитывались коэффициент нагруженности (число Зоммерфельда)

$S_0 = \mathcal{F} \Psi^2 (BDM\omega)^{-1}$  (здесь  $\mathcal{F}$  - нагрузка, приложенная к подшипнику); коэффициент сопротивления вращению шипа в подшипнике

$\Sigma_{\text{ш}} = M_{\text{ш}} \Psi (BDR\mu\omega)^{-1}$  (здесь  $M_{\text{ш}}$  - момент трения на шипе); коэффициент расхода смазки в торцы нагруженной зоны подшипника

$Q_T^* = Q_T (BDR\psi\omega)^{-1}$  (здесь  $Q_T$  - расход смазки в торцы нагруженной зоны).

Так как дифференциальное уравнение (1) линейно относительно параметров  $E$  и  $G$ , то при его интегрировании правая часть записывалась в виде

$$M(\varphi) = 6|G| \left( q \cos \varphi - \frac{G}{|G|} \lambda \sin \varphi \right), \quad (19)$$

и все характеристики рассчитывались как функции относительной ширины подшипника  $q$ , относительного эксцентриситета  $\lambda$  и параметра  $q = E|G|^{-1}$ . Максимальное гидродинамическое давление  $P_M$  и угол  $\varphi_M$ , ему соответствующий, находились численно из уравнения (17).

Для проверки точности разработанного метода интегрирования уравнения Рейнольдса проводились численные эксперименты, на основе которых обосновано число собственных функций  $\Phi_k$  и собственных значений  $\lambda_k$ , достаточное для вычисления всех характеристик слоя смазки с точностью до 5%. Показано, что при вычислении  $Q_T^*$  число собственных функций должно быть не менее восьми, а для всех других характеристик не менее четырех.

Траектория центра шипа рассчитывалась в прямоугольной системе координат  $xy$ , связанной с подшипником, путем решения системы уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \frac{\omega}{2} \left[ \frac{x}{\lambda} E - y(1-G) \right]; \\ \frac{dy}{dt} &= \frac{\omega}{2} \left[ \frac{y}{\lambda} E + x(1-G) \right], \end{aligned} \quad (20)$$

удовлетворяющей условиям периодичности

$$x(t) = x(t+T); \quad y(t) = y(t+T). \quad (21)$$

Для интегрирования системы (20) применялся метод прогноза-коррекции с использованием формул Адамса пятого порядка точности. Первые четыре точки находились методом Рунге-Кутты с модификацией Мерсона.

Существенное снижение затрат времени на определение параметров  $E$  и  $G$  достигалось учетом специфики рассматриваемой задачи. Так как уравнение Рейнольдса линейно относительно  $E$  и  $G$ , то при заданных  $\lambda, q, a$  в каждой точке траектории шипа вычислялось относительное число Зоммерфельда  $\tilde{So}$  и угол  $\theta$ , отсчитываемый от линии действия нагрузки до линии центров:

$$\tilde{So} = So |G|^{-1} = \tilde{So}(\lambda, q, a); \quad (22)$$

$$\theta = \theta(\lambda, q, a). \quad (23)$$

Затем решалось относительно  $q$  только одно трансцендентное уравнение (23), после чего параметры  $E$  и  $G$  находились элементарно.

Решение уравнения (23) сводилось к нахождению минимума некоторой функции с помощью стандартного алгоритма.

Для решения системы (20) необходимо задать начальные координаты  $x_0, y_0$ , которые неизвестны. Однако с учетом условий периодичности (21) эти координаты определялись приближенно из расчета подшипников в квазистатическом состоянии.

У некоторых типов подшипников на поверхности вкладышей часто выполняются полные или частичные кольцевые канавки. Для приближенного учета влияния этих канавок на гидродинамические параметры в алгоритме расчета было предусмотрено условие, которое формулировалось следующим образом: если конец линии центров, соответствующий минимальной толщине слоя смазки, попадает в зону канавки, то подшипник считался состоящим из двух половин, ширина каждой из которых

$$B^* = \frac{B}{2} \left( 1 - \frac{B_k}{B} \right), \quad (24)$$

где  $B_k$  - ширина маслоподводящей канавки.

Температура подшипника на всем протяжении расчета траектории шипа принималась постоянной и равной средней за цикл, а на каждом  $i$ -том шаге расчета траектории исходный коэффициент динамической вязкости смазки корректировался по формуле

$$\mu_i = \mu_a 10^{\alpha_p \cdot K_p \cdot P_m^{(i-1)}}, \quad (25)$$

где  $\mu_a$  - исходный коэффициент динамической вязкости смазки, соответствующий средней температуре подшипника и атмосферному давлению;

$\alpha_p$  - пьезокэффициент вязкости;

$P_m^{(i-1)}$  - максимальное гидродинамическое давление в слое смазки, вычисленное в  $(i-1)$ -ом шаге расчета траектории;

$K_p$  - коэффициент.

Величина коэффициента  $K_p$  обосновывалась сравнением результатов теоретических и экспериментальных исследований и оказалась равной единице.

Одновременно с расчетом координат центра шипа для каждого момента времени определялись мгновенные расходы смазки через подшипник и потери мощности на трение. Общий секундный расход смазки  $Q$  считался состоящим из торцевого расхода  $Q_T$  через нагруженную аону и расхода  $Q_p$ , обусловленного подачей смазки под давлением через отверстие в подшипнике или шипе, полную или частичную канавку во вкладышах.

В работе рассмотрены типовые схемы подачи смазки в радиальные сложонагруженные опоры трения и предложены эмпирические уравнения для расчета расходов  $Q_p$ . Средний расход смазки через подшипник и средние потери мощности на трение за цикл нагружения определялись интегрированием.

Для расчета средней температуры подшипника была разработана эффективная итерационная процедура, основанная на решении уравнения теплового баланса, составленного исходя из среднего расхода смазки через подшипник и средних потерь мощности на трение.

На основании частных методик расчета траектории движения центра шипа и гидрографов максимальных гидродинамических давлений, расходов смазки и средней температуры подшипника была составлена программа полного гидродинамического расчета подшипников коленчатого вала поршневых машин на алгоритмическом языке АЛГОЛ-60 и реализована на ЭЦБМ "И-222". Программой был предусмотрен анализ траекто-

рий движения центра шипа, с помощью которого определяются наименьшее и среднее значения минимальной толщины слоя смазки за цикл нагружения, а также протяженность зон траектории по углу поворота шипа, в которых минимальная толщина слоя смазки меньше критической, задаваемой на трех уровнях. При анализе гидрографов максимальных гидродинамических давлений  $P_M$  определяется наибольшее значение  $\sup P_M$ . Кроме того, на печать выводятся результаты расчета средней температуры подшипника, потерь мощности на трение и расхода смазки через подшипник.

При выполнении многовариантных расчетов, связанных с изучением влияния на нагруженность подшипников большого числа конструктивных и эксплуатационных факторов, применение для интегрирования уравнения Рейнольдса метода Фурье становится нецелесообразным из-за очень больших затрат машинного времени. В связи с этим в работе рассмотрен упрощенный метод расчета сложнагруженных подшипников, отличающийся простотой и высоким быстродействием при удовлетворительной точности определения основных гидродинамических параметров. Метод основывается на представлении функции гидродинамических давлений в виде

$$P(\psi, \lambda) = P_{\infty}(\psi) \left[ 1 - \frac{\text{ch}(\lambda \sqrt{\lambda'})}{\text{ch}(a \sqrt{\lambda'})} \right], \quad (26)$$

где  $\lambda = \lambda(\lambda', \psi)$ . (27)

Исследование на экстремум функции (26) дало возможность в явном виде рассчитывать максимальное гидродинамическое давление в слое смазки и угла, ему соответствующего:

$$P_M = P_{\infty M} \left[ 1 - \frac{1}{\text{ch}(a \sqrt{\lambda'})} \right]; \quad (28)$$

$$\psi_M = \frac{G}{|G|} \left\{ \frac{\pi}{2} \left( 1 + \frac{q}{|q|} \right) - \text{arctg} \frac{\lambda'}{q} + \text{arcsin} \left[ \frac{3\lambda'^2}{(2+\lambda'^2)\sqrt{q^2+\lambda'^2}} \right] \right\}. \quad (29)$$

Алгоритм вычисления параметров  $E$  и  $G$ , а также всех гидродинамических параметров при использовании приближенного уравнения (26) существенно упростился, что обеспечило значительное уменьшение затрат машинного времени на полный гидродинамический расчет подшипника.

## СРАВНЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР ТРЕНИЯ

Сравнение теоретических и экспериментальных исследований гидродинамических параметров сложнонагруженных радиальных опор трения выполнялось в два этапа. На первом этапе максимально использовались известные публикации и ставилась задача сравнить результаты теоретических и экспериментальных исследований таких гидродинамических параметров, как минимальная и средняя толщина слоя смазки, а также максимальное гидродинамическое давление. На втором этапе была разработана методика и проведены экспериментальные исследования гидродинамических параметров коренных подшипников V-образного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания. При выполнении экспериментов, помимо измерения траекторий центра шипа в подшипнике, ставилась задача исследования теплонапряженности вкладышей. Результаты расчета средней температуры подшипника сравнивались с экспериментальными результатами.

В качестве первого примера применения разработанного метода расчета сложнонагруженных опор рассмотрен хорошо исследованный экспериментально подшипник, нагрузка на который изменяется по закону

$$S_0 = S_0' (\cos \alpha - \tau), \quad (30)$$

где  $S_0$  - безразмерная нагрузка на подшипник;  
 $S_0'$  - амплитуда безразмерной нагрузки;  
 $\omega$  - отношение частоты нагрузки к угловой скорости шипа;  
 $\tau$  - отношение нагрузки, постоянной во времени, к амплитудному значению гармонической;  
 $\alpha$  - угол поворота шипа.

Сравнение экспериментальных и расчетных траекторий (рис. 2) показало их хорошее качественное и удовлетворительное количественное совпадение.

Для проверки точности методов расчета траектории центра шипа в качестве тестового примера в зарубежной практике рассматривается шатунный подшипник двигателя "Ruston and Hornsby 6VEB-XMKIII". С использованием исходных данных тестового примера были рассчитаны траектория шипа и голограф максимальных гидродинамических давлений в слое смазки. Сравнение расчетной и экспериментальной траекторий (рис. 3) показало их хорошее совпадение.

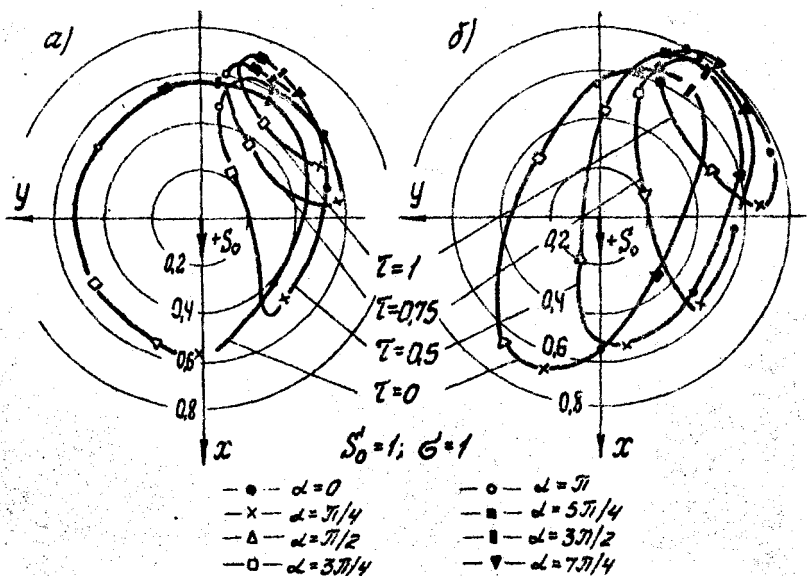


Рис. 2. Сравнение теоретических и экспериментальных траекторий центра шипа:  
 а) экспериментальные; б) расчетные

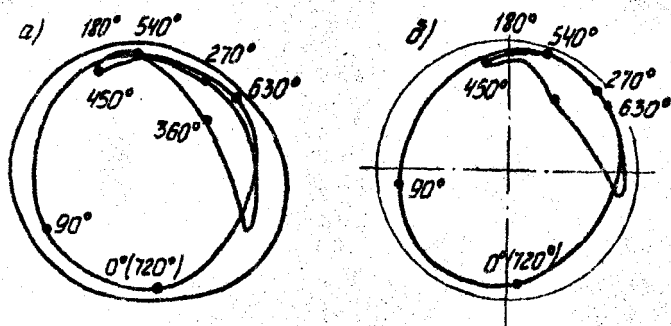


Рис. 3. Экспериментальная (а) и расчетная (б) траектории движения центра шипа шатунного подшипника двигателя "Ruston and Hornsby 6VEB-XMKIII"

С помощью сравнения зависимостей нагрузки, действующей на подшипник, и максимального гидродинамического давления от угла поворота коленчатого вала (рис. 4) сделан вывод, что локальные минимумы и максимумы гидродинамических давлений совпадают по фазе с минимумами и максимумами нагрузок. Поэтому следует считать правильной практикой выбора места подвода смазки в сложнагруженную опору, исходя из годографа нагрузок.

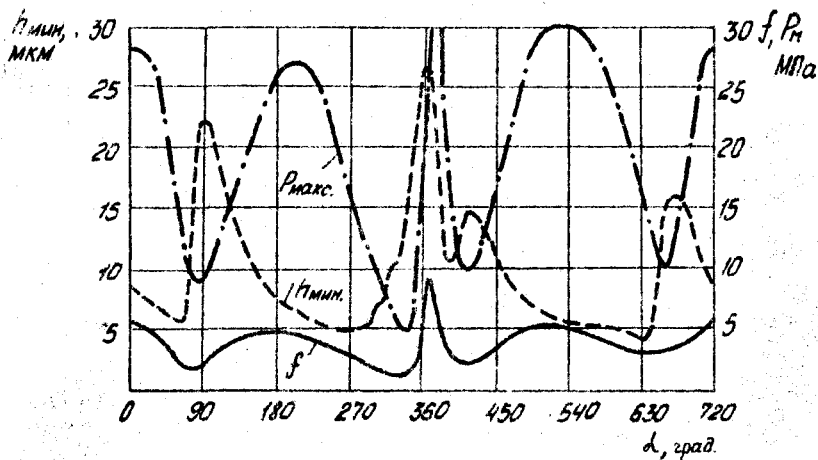


Рис. 4. Зависимости нагрузки, максимального гидродинамического давления и минимальной толщины слоя смазки шатунного подшипника двигателя "Ruston and Hornsby 6VEB-XMk III" от угла поворота кривошипа  $\alpha$

Максимальное расчетное гидродинамическое давление для тестового примера оказалось равным 35,05 МПа, что на 15,5% превосходит давление, измеренное экспериментально. В инженерной практике такое расхождение считается приемлемым.

В качестве еще одного примера сравнивались экспериментальная и расчетная траектории движения центра шипа в коренном подшипнике двигателя СМД-14 (рис. 5). Исходные данные для расчета и экспериментальная траектория были предоставлены в наше распоряжение Оренбургским сельскохозяйственным институтом.



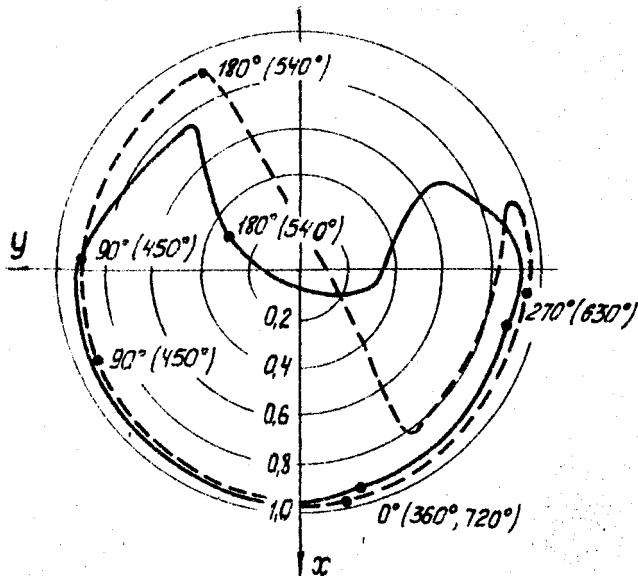


рис. 5. Экспериментальная и расчетная траектории движения центра шипа третьего коренного подшипника двигателя СМД-14:

— экспериментальная; - - - - - расчетная

Из рис. 5 сделан вывод, что наилучшее совпадение результатов расчета и эксперимента наблюдается в области низких положений центра шипа, наиболее интересной для практики.

При проведении экспериментальных исследований были решены следующие задачи:

1. Измерена траектория движения центра шипа и средняя температура коренных подшипников.

2. Выполнено сравнение результатов экспериментальных исследований с теоретическими расчетами.

Коренные подшипники двигателя исследовались на установившихся режимах максимальной мощности ( $N_e = 110 \text{ кВт}$ ,  $\omega_1 = 314 \text{ с}^{-1}$ ) и максимального крутящего момента ( $M_e = 396 \text{ Нм}$ ,  $\omega_1 = 209 \text{ с}^{-1}$ ), а также на режимах холостого хода при  $\omega_1 = 157 \dots 314 \text{ с}^{-1}$ .

Для индиферования двигателя использовался стандартный индуктивный датчик давления ДДН-21 в комплекте с индикатором ИД-21. Экспериментальные исследования траектории перемещения шипа в подшипнике проводились на второй коренной опоре. Траектория записывалась четырьмя индуктивными датчиками, расположенными под углом  $90^\circ$  друг к другу.

Для измерения температуры второй и третьей опор применялись хромель-копелевые термомпары.

По результатам измерения давлений газов в цилиндре двигателя рассчитывались годографы нагрузок, действующих на подшипники, а затем выполнялся их полный гидродинамический расчет.

Из сравнения зависимостей расчетной и экспериментальной температур коренных подшипников от угловой скорости коленчатого вала при работе двигателя по внешней скоростной характеристике сделан вывод о их хорошем качественном совпадении (рис. 6).

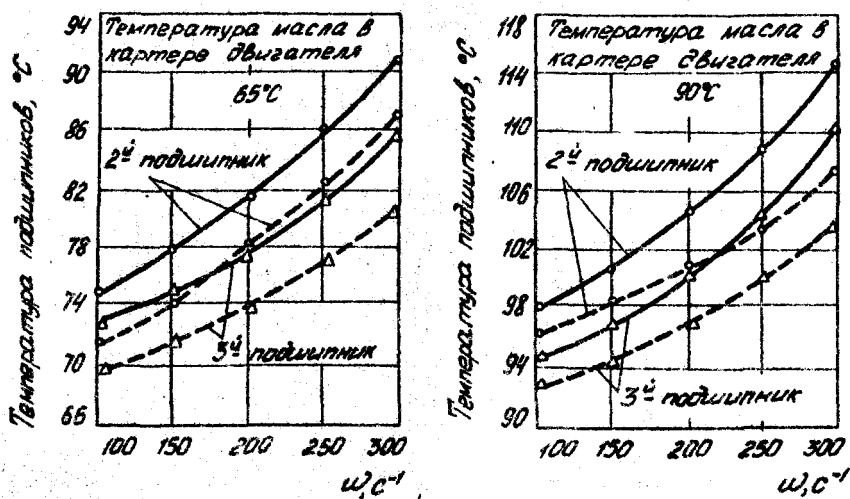


Рис. 6. Сравнение зависимостей расчетной и экспериментальной температуры подшипников от угловой скорости коленчатого вала:

— экспериментальная;  
 - - - - - расчетная.

На всех исследованных режимах работы двигателя разница расчетной и экспериментальной температуры не превышала 10%.

Выполненный в работе анализ теоретических расчетов и экспериментальных измерений (см. таблицу и рис. 7) показал,

Таблица

Сравнение результатов полного гидродинамического расчета и экспериментального исследования коренного подшипника двигателя внутреннего сгорания

| Наименование параметра   | Размерность        | Режим работы двигателя |           |   |
|--|--------------------|------------------------|-----------|---|
|  |                    | $N_e$                  | $M_e$     | холостой ход<br>$\omega_c = 314 \text{ с}^{-1}$ $\omega_c = 209 \text{ с}^{-1}$ |
| Максимальная нагрузка на подшипник $f_{\text{max}}$  | МПа                | 10,7                   | 11,7      | 6,65  |
| Средняя нагрузка $f_c$   | МПа                | 4,4                    | 3,52      | 3,6   |
| Максимальное гидродинамическое давление  | МПа                | 79,7                   | 81,3      | 53  |
| Минимальная толщина слоя смазки $h_{\text{min}}$   | мм                 | $1,7^{(1)}/1,38^{(2)}$ | 1,8/1,56  | 2,0/1,63  |
| Средняя толщина слоя смазки $h_c$  | мм                 | 5,8/5,21               | 5,3/4,42  | 6,2/5,39  |
| Угол поворота кривошипа, соответствующий $h_{\text{min}}$  | град               | 460/508,5              | 150/186,7 | 150/163,2   |
| Протяженность зон траектории по углу поворота кривошипа, в которых толщина слоя смазки меньше 3,5 и 3 мм | $\alpha_3$         | 46/57                  | 51/60     | 50/56   |
|  | $\alpha_5$         | 65/77                  | 78/88     | 60/69   |
|  | $\alpha_8$         | 85/96                  | 82/95     | 73/90   |
| Температура подшипника   | $^{\circ}\text{C}$ | 114/107                | 105/101   | 108/102   |

1-эксперимент ; 2-расчет

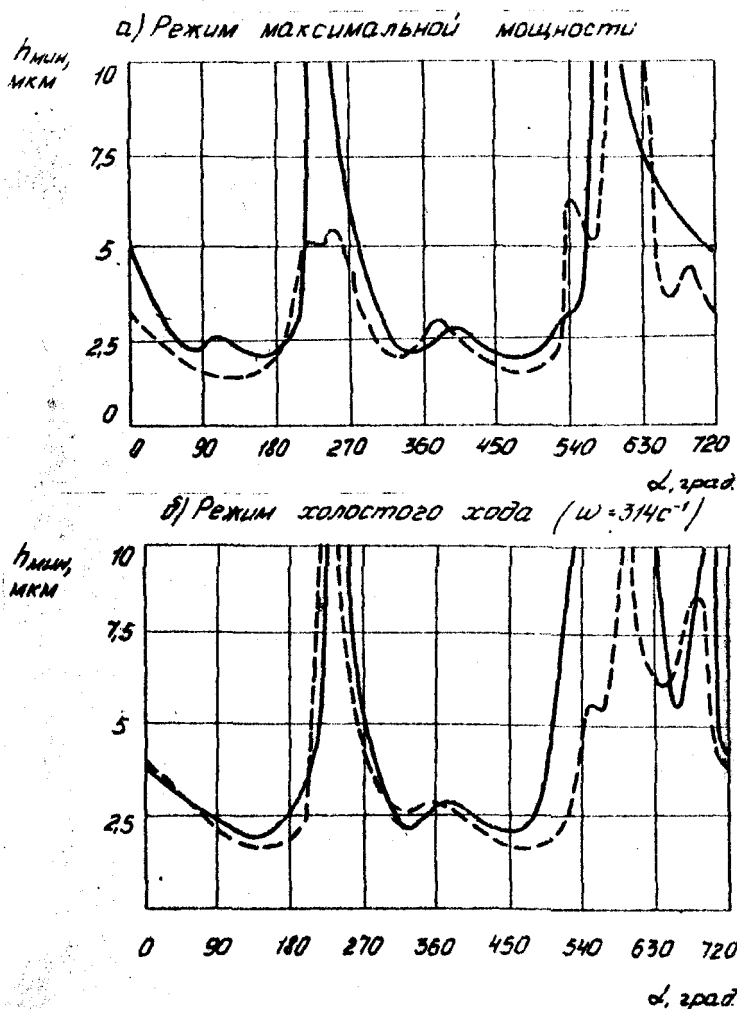


Рис. 7. Зависимости минимальной толщины слоя смазки от угла поворота кривошипа:

— экспериментальная;  
 - - - - - расчетная.

что разработанный метод полного гидродинамического расчета сложнагруженных опор трения обеспечивает как количественное, так и качественное совпадение результатов расчета и эксперимента.

## ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СЛОЖНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ К РЕШЕНИЮ ПРИКЛАДНЫХ ЗАДАЧ

Разработанный метод полного гидродинамического расчета сложнагруженных опор применялся к исследованию нагруженности подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания 6 ЧН21/21, 8 ЧН21/21 и компрессора ДХ2-1010.

Шатунные и коренные подшипники коленчатого вала поршневого компрессора ДХ2-1010 исследовались с целью выявления причин их повышенного износа, наблюдаемого в процессе эксплуатации. Исследовалось влияние на гидродинамические параметры вязкости масляно-фреоновой смеси, диаметральных зазоров, погрешностей сборки компрессоров.

В процессе исследования шатунного подшипника двигателей 6 ЧН21/21, 8 ЧН21/21 с помощью методов планирования экспериментов определялись зависимости основных гидродинамических параметров от конструктивных факторов. Под экспериментом понималось проведение полного гидродинамического расчета. Для уравнений регрессии принимались квадратичные полиномы, а для определения коэффициентов полиномов использовался метод ортогонального центрального композиционного планирования.

В работе получены уравнения регрессии для всех основных гидродинамических параметров шатунного подшипника, которые рассматривали в качестве выходных. Входными параметрами считали, в частности, величину поступательно и вращательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма, диаметральный зазор, ширину и диаметр подшипника, давление и температуру смазки на входе в подшипник.

С помощью уравнений регрессии и обоснованных в работе предельных значений выходных параметров оценивалось конструктивное совершенство исследуемого подшипника и были намечены пути повышения его надежности.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан в деталях метод исследования характеристик слоя смазки и гидродинамических параметров сложнагруженных радиальных опор трения, предложены критерии оценки нагруженности таких опор.

2. Предложен приближенный метод учета влияния на характеристики слоя смазки наличия на поверхности вкладышей сложнагруженных опор полных и частичных кольцевых канавок.

3. Исследовано влияние конструктивных факторов на расход смазки через сложнагруженную опору и потери мощности на трение. Предложены уравнения для расчета количества смазки, вытекающей в торцы сложнагруженного подшипника вследствие подачи ее под давлением через полную или частичную канавку во вкладышах или отверстие в шипе.

4. Проанализированы особенности и разработана эффективная итерационная процедура расчета средней за цикл нагружения температуры подшипника.

5. Разработан метод полного гидродинамического расчета сложнагруженных подшипников, позволяющий оценивать износоустойчивость, усталостную прочность и теплонапряженность трущихся поверхностей.

6. Предложен упрощенный метод расчета основных гидродинамических параметров подшипников коленчатого вала поршневых машин, пригодный для выполнения многовариантных расчетов, связанных с изучением влияния на нагруженность подшипников большого числа конструктивных и эксплуатационных факторов.

7. Выполненное экспериментальное исследование подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания показывает вполне удовлетворительное согласование с теорией, что доказывает возможность применения метода полного гидродинамического расчета сложнагруженных опор в инженерной практике.

8. Рассмотрены примеры практического применения разработанного метода к исследованию влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на нагруженность подшипников коленчатого вала поршневых машин.

3. Газрабатанный метод полного гидродинамического расчета сложнагруженных радиальных опор трения внедрен и используется конструкторскими и расчетными бюро некоторых заводов при проектировании и совершенствовании подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания и поршневых холодильных компрессоров.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Работа подшипников скольжения, нагруженных синусоидальной нагрузкой. - В сб. № 131 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1973. (Соавтор В.Н.Прокопьев).

2. Оптимальное проектирование динамически нагруженных подшипников скольжения. - В сб. № 144 "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей". Челябинск, ЧПИ, 1974. (Соавтор В.Н.Прокопьев).

3. Об одной схеме реализации метода Голланда для расчета подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания. - В сб. № 144 "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей". Челябинск, ЧПИ, 1974. (Соавтор Э.Р.Рунг).

4. К расчету нагруженности антифрикционного слоя вкладышей подшипников коленчатого вала. - В сб. № 148 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1974. (Соавторы В.Н.Прокопьев, Э.Р.Рунг).