

S.02.02

21

Челябинский политехнический институт
им. Ленинского комсомола

На правах рукописи

КАРАВАЕВ ВАЛЕНТИН ГЕОРГИЕВИЧ

УДК 62Г.822.5 + 62Г.43Г.73

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ТЕРМОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
РАСЧЕТА СЛОЖНОНАТРУЖЕННЫХ ОПОР ЖИДКОСТНОГО
ТРЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И СОКРАЩЕНИЯ
СРОКОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Специальность 05.02.02 -
Машиноведение и детали машин

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск, 1984

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

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

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
В.Н. ПОПОВ

кандидат технических наук, старший
научный сотрудник В.Н. КАЗАНСКИЙ

Ведущее предприятие - ГСКБ по промышленным тракторам и
двигателям ПО "ЧТЗ имени В.И. Ле-
нина".

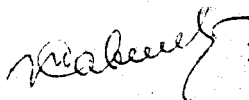
Защита состоится "23" мая 1984 года в 15⁰⁰ часов
на заседании специализированного Совета К 053.13.02 Челябинского
политехнического института имени Ленинского комсомола по адресу:
454044, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

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

Автореферат разослан "16" апреля 1984 года.

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



Г.В. САВЕЛЬЕВ

Актуальность темы. Безотказность и долговечность двигателей внутреннего сгорания (ДВС), гидравлических и пневматических прессов, шестеренчатых насосов, а также многих других машин в ряде случаев определяются состоянием их подшипниковых узлов. Подшипники перечисленных механизмов работают в условиях жидкостного трения и являются сложнагруженными, то есть действующие на них силы меняются с течением времени по модулю и направлению.

Непрерывный рост удельных мощностей, форсирование режимов работы современных машин вызывает существенное возрастание нагрузок, износа и тепловой напряженности подшипников, сказывающихся в конечном итоге на их надежности. Надежность сложнагруженных опор жидкостного трения (СОЖТ) непосредственно или косвенно зависит от ряда параметров, которые в дальнейшем называются термогидродинамическими (ТГД). Среди них основными являются максимальное гидродинамическое давление, температура смазочного слоя, минимальная и средняя за период нагружения его толщина. ТГД параметры являются исходными при разработке математических моделей, позволяющих, в частности, рассчитать жесткость, прочность самой опоры, усталостную прочность антифрикционного слоя подшипника, его износостойкость и теплонпряженность. Можно указать и другие области применения ТГД параметров при проектировании машин и механизмов и особенно при их оптимальном проектировании.

Процессы, в особенности тепловые, происходящие в системе шп-смазочный слой-подшипник, до сих пор недостаточно изучены в теоретическом отношении. Известные методы определения ТГД параметров СОЖТ оказываются в ряде случаев неэффективными. Это объясняется необоснованностью некоторых теоретических положений, лежащих в их основе, или сложностью использованных математических моделей, не позволяющих выполнять многовариантные расчеты. Создание метода термогидродинамического расчета остается актуальной задачей.

Настоящая работа выполнялась по планам НИР и ОКР Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола и соответствует задачам, поставленным в "Основных 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 ст 21.8.75 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 износостойкость твердых тел" (шифр I.II.3.2 от 24.09.81), соисполнителем которого является ЧПИ.

Цель работы заключается в теоретическом обосновании метода термогидродинамического расчета СОЖТ с типовыми способами подачи смазки, базирующегося на обобщенном уравнении для давлений и наиболее полно отражающем тепловые процессы в смазочном слое; во внедрении результатов теоретических и экспериментальных исследований в практику расчета и проектирования механизмов и машин.

Задачи исследований. Для реализации поставленной цели решались следующие задачи:

1. Разработать способ интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для гидродинамического давления при произвольном нагружении шипа и неизотермичности теплового режима смазки.

2. Разработать упрощенный метод термогидродинамического расчета СОЖТ, основанный на уравнениях теплового баланса и обобщенном уравнении Рейнольдса.

3. Проверить основные теоретические результаты проведением экспериментальных испытаний СОЖТ на стенде и сравнением с экспериментальными результатами других исследований.

4. Разработать в деталях алгоритм расчета ТГД параметров СОЖТ и реализовать его при решении практических задач проектирования и доводки опор ДВС и шестеренчатых насосов тракторных агрегатов.

Научная новизна состоит в следующем:

1. Получено достаточно точное совместное решение задач о распределении гидродинамических давлений и температур в смазочном слое СОЖТ с учетом неизотермичности режима смазки.

2. Исследованием способов осреднения значений вязкости и температуры в смазочном слое СОЖТ доказана возможность использования гипотезы об изотермичности теплового режима смазки, упрощающей расчеты ТГД параметров.

3. Рассмотрены два метода термогидродинамического расчета СОЖТ, основанные на обобщенном уравнении Рейнольдса для гидродинамического давления и разных подходах к составлению уравнений теплового баланса. Показано, что оба метода обеспечивают правильное качественное описание тепловых процессов в смазочном слое.

4. Разработан в деталях и реализован в пакете прикладных программ алгоритм термогидродинамического расчета СОЖТ, предназначенный для решения широкого круга задач проектирования, доводки и эксплуатации подшипников ДВС и шестеренчатых насосов тракторных агрегатов.

Практическая ценность работы. Разработанный метод термогидродинамического расчета СОЖТ, обеспечивая достаточно точное качественное и количественное описание тепловых явлений в смазочном слое, позволяет на стадиях проектирования, доводки, испытаний, эксплуатации механизмов и машин решать задачи, связанные с оптимизацией конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров опор; является базовым для расчета жесткости, прочности самой опоры, усталостной прочности антифрикционного слоя, теплонпряженности и износостойкости сопряжения шип-подшипник, производительности масляного насоса, охлаждающих радиаторов, масляных фильтров, емкостей для хранения масла.

Возможность проведения многовариантных расчетов с малыми затратами машинного времени сокращает сроки проектирования, доводки и испытаний механизмов и машин.

Реализация результатов работы. Результаты исследования реализованы в виде составной части проблемно-ориентированного пакета прикладных программ "Орбита". С помощью пакета на производственном объединении "Челябинский тракторный завод им. В.И. Ленина" выполнены расчеты ТГД параметров коренных опор дизелей для промышленных тракторов, позволившие обосновать величину диаметрального зазора, схему расположения противовесов коленчатого вала.

Пакет прикладных программ используется на Уральском турбомоторном заводе им. К.Е. Ворошилова и Челябинском филиале НАТИ. В частности, применение пакета для обоснования режимов ресурсных испытаний шестеренчатых насосов тракторных агрегатов обеспечило получение экономического эффекта в размере 217,4 тыс. руб.

Апробация работ. Основные положения работы докладывались на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1978-1983 г.г.), на Всесоюзных научно-технических конференциях "Трение и износ в машинах" (Челябинск, 1979 г.), "Трение и смазка в машинах" (Челябинск, 1983 г.), на Всесоюзном семинаре "Применение численных методов в гидродинамической теории смазки" (Миасс, 1981 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 статей.

Объем работы. Диссертационная работа с таблицами и рисунками изложена на 183 страницах и состоит из введения, 5-ти глав, выводов и приложения на 17 страницах. Библиография содержит 116 наименований работ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе характеризуется состояние проблемы и поставлены задачи исследования. Анализируются отечественные и зарубежные публикации, связанные с изучением динамических процессов, имеющих место в системе шип-смазочный слой-подшипник.

В последнее время интерес к исследованию СОЖТ, состояние которых в ряде случаев определяет безотказность и долговечность многих механизмов и машин, возрастает. Изучение условий смазки СОЖТ сводится к исследованию ТГД параметров, непосредственно или косвенно характеризующих надежность подшипниковых узлов. Определение этих параметров составляет сущность термогидродинамического расчета СОЖТ.

Такой расчет базируется на гидродинамической теории смазки, являющейся составной частью трибоники - науки о трении, износе, смазке и взаимодействии трущихся тел. Из-за исключительных математических трудностей развивались, в основном, методы расчета, опирающиеся на допущении изотермичности режима смазки. Расчет СОЖТ с учетом изменения вязкости и температуры в смазочном слое рассматривался в работах И.А. Токаря и В.А. Сиренко, С.М. Захарова и В.Ф. Эрдмана, Н.С. Маляра. Несмотря на важность этих работ, задачу разработки метода термогидродинамического расчета СОЖТ нельзя считать решенной. Существующие методы оказываются в ряде случаев неэффективными либо из-за сложности математических моделей, затрудняющих проведение многовариантных расчетов, либо из-за необоснованных теоретических допущений, снижающих их точность.

На основании изложенного были поставлены цель и задачи исследований.

Во второй главе рассматривается математическая модель СОЖТ, учитывающая неизотермичность течения смазки. Исходным уравнением является обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамического давления в смазочном слое при произвольном нагружении шипа. С учетом обычных упрощающих допущений для случая круглоцилиндрического подшипника (рис. 1) уравнение представлялось в виде:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial \Pi}{\partial z} \right) = \sigma (E \cos \varphi - G x \sin \varphi), \quad (I)$$

где φ и z - безразмерные координаты в окружном и осевом направлениях; $\mu^* = \mu \mu_0^{-1}$ - безразмерный коэффициент динамической вязкости смазки; μ - коэффициент динамической вязкости смазки в произвольной точке смазочного слоя; μ_0 - коэффициент характерной вязкости смазки; $\Pi = P \psi^2 (\mu_0 \omega_0)^{-1}$ - безразмерное давление в смазочном слое; P - гидродинамическое давление; $\psi = CR^{-1}$ - относительный зазор; C - радиальный зазор; R - радиус подшипника; ω_0 - характерная угловая частота вращения шипа; $H = 1 + \chi \cos \varphi$ - безразмерная толщина смазочного слоя; $\chi = eC^{-1}$ - относительный эксцентриситет; e - эксцентриситет; $E = 2\dot{\chi} \omega_0^{-1}$, $G = (2R - 2\delta) \omega_0^{-1}$ - безразмерные параметры, характеризующие скорость движения шипа вдоль линии центров и скорость вращения линии центров; $2R = \omega_1 - \omega_2$ - разность угловых частот вращения шипа и подшипника; δ - угол, определяющий положение линии центров шип-подшипник; точкой обозначено дифференцирование по времени t .

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

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

где φ_1, φ_2 - углы, ограничивающие нагруженную область смазочного слоя; $a = BD^{-1}$ - относительная длина подшипника; B и D - длина и диаметр подшипника. Углы φ_1 и φ_2 начала и конца нагруженной области смазочного слоя соответствовали "периодическим" граничным условиям:

$$\varphi_2 = \varphi_1 \pm \pi.$$

Функция распределения давления в смазочном слое подшипника конечной длины представлялась в виде

$$\Pi(\varphi, z) = A \Pi_{\infty}(\varphi) \left(1 - \frac{z^m}{a^m} \right). \quad (2)$$

Здесь коэффициент A определялся методом Галеркина; показатель m принимался в пределах от 2 до 2,6.

Решением дифференциального уравнения (I) при $\frac{\partial \Pi}{\partial z} = 0$ и π - периодических граничных условиях получена функция распределения давления в смазочном слое подшипника бесконечной длины:

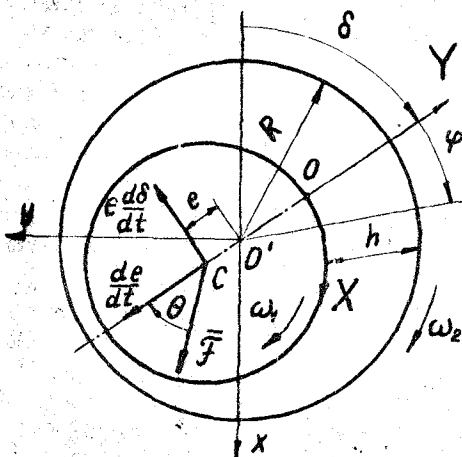


Рис. 1. Схема расположения шипа в подшипнике

$$P_{\infty}(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\delta \mu^*}{H^3} (E \sin \varphi + Gx \cos \varphi - C^*) d\varphi, \quad (3)$$

где
$$C^* = \frac{1}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\mu^*}{H^3} d\varphi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\mu^*}{H^3} (E \sin \varphi + Gx \cos \varphi) d\varphi. \quad (4)$$

Выражение для коэффициента A получено в виде:

$$A = \frac{1}{\frac{2m}{2m+1} - \frac{m(m+1)D_1}{(2m-1)\alpha^2 D_2}},$$

где
$$D_1 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{H^3 P_{\infty}^2}{\mu^*} d\varphi, \quad D_2 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \delta (E \cos \varphi - Gx \sin \varphi) P_{\infty} d\varphi. \quad (5)$$

При известном распределении вязкости $\mu^*(\varphi)$ смазочного слоя по окружности подшипника интегралы (3, 4, 5) определялись чис-

ленно, а при постоянной вязкости $\mu^* = \text{const}$ взяты в квадратурах.

Упрощенное дифференциальное уравнение энергии, описывающее распределение температуры в смазочном слое, получено в предположении, что процесс теплопереноса квазистационарный, шип и подшипник — идеальные тепловые изоляторы, температура смазки по толщине смазочного слоя и длине подшипника не меняется. В безразмерной форме уравнение записано в виде

$$\frac{1}{2}(\omega^* - \frac{1}{12} \frac{H^2}{\mu^{*2}} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \frac{\partial \vartheta}{\partial \varphi} - \frac{K_T \mu^*}{H^2} \left\{ \Omega^{*2} + \frac{H^4}{48 \mu^{*2}} \left[\left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial Z} \right)^2 \right] \right\}), \quad (6)$$

где $\vartheta = T/T_0^{-1}$ — относительная температура, T — температура произвольной точки смазочного слоя, T_0 — характерная температура смазки, $\omega^* = (\omega_1 + \omega_2)\omega_0^{-1}$, $\Omega^* = (\omega_1 - \omega_2)\omega_0^{-1}$, $K_T = \mu_0 \omega_0 (c_p \rho \nu^2 T_0)^{-1}$ — безразмерный коэффициент теплонапряженности, c_p и ρ — удельные теплоемкость и плотность смазки.

Температура смазки на входе считается заданной

$$\text{при } \varphi = \varphi_1, \quad T_1 = T_0.$$

После интегрирования уравнения (6) с учетом выражения (2) получено распределение относительных температур в нагруженной области смазочного слоя СОЖТ:

$$\vartheta(\varphi) = \vartheta_1 + 2K_T \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\mu^* \left\{ \Omega^{*2} + \frac{H^4}{4\mu^{*2}} \left[a_1 \left(\frac{d\Pi_{\infty}}{d\varphi} \right)^2 + a_2 \Pi_{\infty}^2 \right] \right\} d\varphi}{H^2(\omega^* - \frac{a_3 H^2}{\mu^*} \frac{d\Pi_{\infty}}{d\varphi})},$$

где

$$a_1 = \frac{2m^2 A^2}{3(m+1)(2m+1)}, \quad a_2 = \frac{m^2 A^2}{3(2m-1)a^2}, \quad a_3 = \frac{mA}{6(m+1)}, \quad \vartheta_1 = T_1 T_0^{-1}.$$

Зависимость вязкости смазки от температуры аппроксимирована выражением $\mu^* = \nu^{-l}$, где показатель l зависит от сорта смазки.

Расчет мгновенных ТТД параметров смазочного слоя СОЖТ производился методом последовательных приближений. В качестве первого приближения принималось распределение гидродинамических давлений при

постоянной вязкости смазки ($\mu^* = 1$). По результатам последнего приближения вычислялись мгновенные интегральные характеристики смазочного слоя:

безразмерные проекции поддерживающей силы смазочного слоя на линию центров и направление, ей перпендикулярное

$$F_x = \frac{mA}{2(m+1)} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\infty} \cos \varphi d\varphi, \quad F_{\delta} = \frac{mA}{2(m+1)} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\infty} \sin \varphi d\varphi;$$

число Зоммерфельда

$$S_0 = \sqrt{F_x^2 + F_{\delta}^2};$$

угол расположения линии центров

$$\theta = \arctg \frac{F_{\delta}}{F_x};$$

безразмерный коэффициент расхода смазки через торцы нагруженной области

$$q_T = \frac{mA}{24a^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} H^3 \frac{P_{\infty}}{\mu^*} d\varphi;$$

безразмерная мощность, рассеиваемая в смазочном слое

$$N_H^* = \xi_{\omega} - \xi_n + \frac{1}{2} (E F_x + 2\alpha F_{\delta} \frac{d\delta}{d\alpha}),$$

где ξ_{ω} и ξ_n - безразмерные коэффициенты сопротивления вращению шипа и подшипника; $\alpha = \omega_0 t$ - безразмерное время.

Распределения давлений и температур в смазочном слое рассчитывались с учетом линейности дифференциального уравнения (I) относительно E и G , что позволило, отлекаясь от конкретного характера нагрузок на шип, получить характеристики смазочного слоя в виде функции безразмерных величин α , K_T , $q = E|G|^{-1}$. В качестве примера на рис. 2 показаны зависимости числа Зоммерфельда S_0 и угла θ от относительного эксцентриситета α при различных значениях K_T , q . Оказалось, что когда коэффициент теплонпряженности $K_T \leq 0,001$, температурное поле смазочного слоя однородное. На практике этот коэффициент, как правило, больше 0,001 и температурное поле оказывается неоднородным.

Сравнение характеристик смазочного слоя, полученных в неизотермической и изотермической постановках, показало, что пренебрежение изменением вязкости в смазочном слое завышает расчетную несущую способность СОЖТ. Если правильно найдено осредненное расчетное

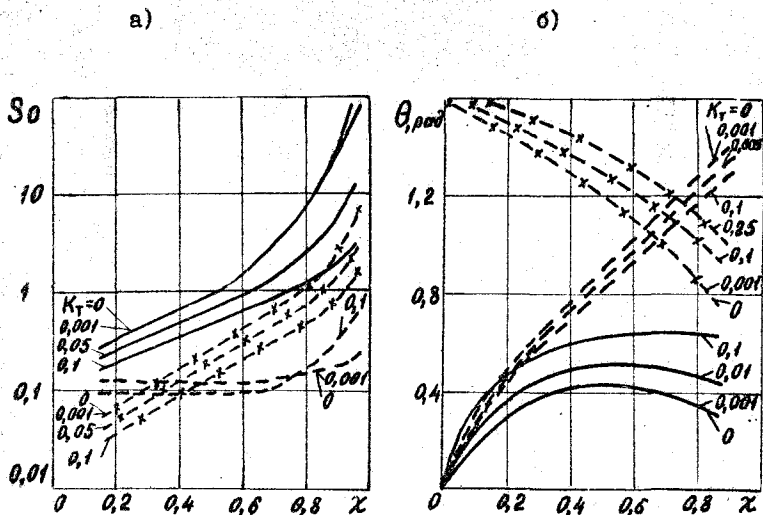


Рис. 2. Зависимость числа Зоммерфельда а) и угла θ б) от относительного эксцентриситета:
 — $q = 0,5$; $x-x-x$ $q = 0$; $---$ $q = -0,5$

значение вязкости или температуры в смазочном слое, характеристики отличались не более чем на 6%. Наилучшие совпадения характеристик достигались, когда в качестве расчетных использовались средние арифметические значения вязкостей (температур) на границах φ_1 и φ_2 нагруженной области смазочного слоя.

В третьей главе предложены два способа осреднения температуры смазочного слоя, позволившие разработать методы термогидродинамического расчета СОЖТ, основанные на уравнений теплового баланса.

В первом из них тепловой баланс составлялся отдельно для нагруженной и ненагруженной областей смазочного слоя на каждом шаге расчета траектории центра шипа, для чего вводились мгновенные средние (среднебалансовые) температуры T_H и T_{HH} , соответственно, для нагруженной и ненагруженной областей смазочного слоя.

Тепловая модель разрабатывалась с учетом подачи смазки через отверстия в шипе (подшипнике) или кольцевую канавку. Эти способы подачи типичны для многих механизмов и машин, в частности, для ДВС

и шестеренчатых насосов тракторных агрегатов. Предполагалось, что за единицу времени смазка подается в опору в количестве Q_0 при температуре T_0 , а удаляется через торцы: из нагруженной области в количестве Q_1 при температуре T_H , из ненагруженной - в количестве Q_{HH} при температуре T_{HH} .

На границах φ_1 и φ_2 расходы смазки в окружном направлении обозначены соответственно Q_1 и Q_2 . Для температур смазочного слоя T_1 и T_2 на этих границах принимались условия

$$T_1 = T_{HH} \quad \text{если } Q_1 \geq 0; \quad T_1 = T_H, \quad \text{если } Q_1 < 0;$$

$$T_2 = T_H \quad \text{если } Q_2 \geq 0; \quad T_2 = T_{HH}, \quad \text{если } Q_2 < 0.$$

Уравнения теплового баланса составлялись последовательным осреднением известного уравнения энергии. Описанный подход позволил получить для определения температур T_H и T_{HH} систему двух уравнений теплобаланса, являющихся по своей структуре дифференциальными уравнениями с переменными коэффициентами.

Расходы смазки в торцы ненагруженной области смазочного слоя опоры определялись с помощью известного приема интегрирования уравнения (I) с нулевой правой частью. Мгновенное распределение давления в нагруженной области описывалось выражением (2) при

$$\mu_H^* = \text{const}.$$

Для расчета координат x , y центра шипа в подшипнике за период нагружения τ совместно интегрировались дифференциальные уравнения теплобаланса и система уравнений

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\omega_0}{2} E; \quad \frac{d\delta}{dt} = \frac{\omega_0}{2} (\Omega^* - G)$$

с начальными условиями:

$$\text{при } t = t_0 \quad x = x_0, \quad \delta = \delta_0, \quad T_H = T_{HH} = T_0.$$

Для определения безразмерных параметров E и G на каждом шаге расчета траектории центра шипа решались методом итераций уравнения равновесия шипа на смазочном слое, представленные в виде двух трансцендентных относительно E и G уравнений

$$\begin{cases} E = f_1(x, \delta, E, G, \omega, \mu_H^*, t); \\ G = f_2(x, \delta, E, G, \omega, \mu_H^*, t). \end{cases}$$

Второй метод термогидродинамического расчета СОЖТ основан на введении среднеинтегральной за период нагружения температуры T_{cp}

смазочного слоя. Коэффициент вязкости $\mu_{ср}$ смазки, соответствующий этой температуре, определялся в процессе расчета траектории центра шипа с помощью эффективной итерационной процедуры. На каждой итерации расчетная температура принималась постоянной и представлялась в виде

$$T_j = T_0 + k_T \Delta T_{j-1}, \quad j=1, 2, \dots,$$

где k_T - коэффициент, величина которого колеблется от 0,5 до 1; ΔT_{j-1} - приращения расчетной температуры на j -й итерации. Последние определялись из уравнений теплового баланса, отражающих равенство за период нагружения количеств тепла, рассеиваемого в смазочном слое, и тепла, отведенного смазкой в торцы опоры.

В качестве примера для сравнения двух методов рассчитывался 4-й коренной подшипник с круговой канавкой двигателя 8ДБТ-330. Оказалось, что оба метода не требуют больших затрат машинного времени и обеспечивают получение результатов, качественно хорошо согласующихся с экспериментальными. Однако метод осреднения температуры отдельно для нагруженной и ненагруженной областей доставляет исследователю больший объем информации. В частности, по значениям мгновенных среднебалансовых температур нагруженной и ненагруженной областей смазочного слоя можно найти распределение средних за период температур по окружности и максимальную температуру подшипника. Поэтому первый метод использовался во всех дальнейших исследованиях и может быть рекомендован в качестве базового для проведения многовариантных расчетов СОЭТ.

В четвертой главе приводятся результаты проверки основных теоретических положений. На первом этапе проверки максимально использовались известные публикации. Ставилась задача сравнения теоретических результатов, полученных автором, с данными других исследователей.

Сравнивались расчетные и экспериментальные траектории движения центра шипа (рис. 3а) и распределение температур (рис. 3б) по окружности шатунного подшипника дизеля УД-6. Исходные данные для расчета и экспериментальные результаты были представлены в наше распоряжение Челябинским институтом механизации и электрификации сельского хозяйства. Сделан вывод о хорошем качественном совпадении траекторий. Наибольшие температуры, как и при опытах, в зоне верхнего вкладыша. Разница в температурах составляла не больше 5%.

Подтверждена наблюдаемая при опытах тенденция роста температуры смазочного слоя с увеличением температуры смазки в картере (при увеличении T_0 на 10°C средняя температура $T_{\text{ср}}$ смазочного слоя возрастает \approx на 7°C). Хорошо совпадают расчетные и экспериментальные значения угла оптимального расположения маслоподающего отверстия в шатунной шейке (разница $\approx 10^\circ$).

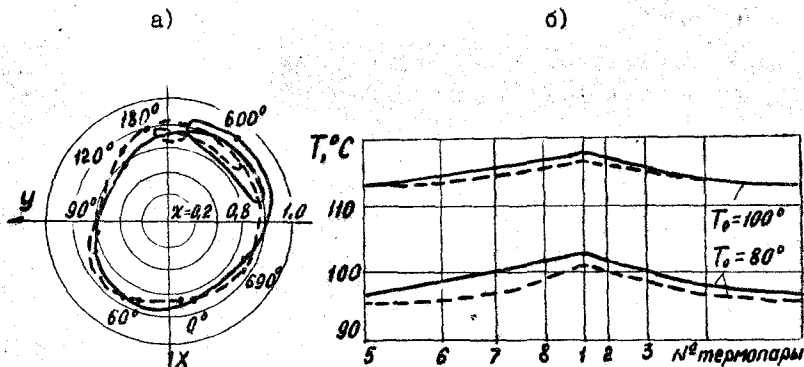


Рис. 3. Траектории центра шипа а), распределение температур б) по окружности шатунного подшипника двигателя УД-6 ($n = 1400 \text{ об/мин}$):
 — расчет; --- эксперимент

Сравнение теоретических и экспериментальных траекторий движения центра коренной шейки и распределений температур по окружности коренного подшипника проведено на примере двигателя СМД-14 для сельхозмашин. Экспериментальные данные получены в Оренбургском сельскохозяйственном институте. Отмечено, что совпадение траекторий удовлетворительное, а в области с максимальными эксцентриситетами, наиболее интересной для практики, хорошее. Из сравнения зависимостей расчетных и экспериментальных температур 2-го коренного подшипника автомобильного карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 от частоты вращения коленчатого вала сделан вывод о их удовлетворительном совпадении (разница в температурах не более 5°C).

На втором этапе точность теоретических исследований проверялась на экспериментальной моделирующей установке инерционного типа, позволяющей создавать различные виды синусоидального нагружения в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

По разработанной методике измерялись координаты центра вращающегося вала путем регистрации расстояний между торцами индуктивных датчиков перемещений, установленных в подшипнике, и поверхностью вала. Измерение температур в различных точках окружности подшипника осуществлялось с помощью шести хромель-копелевых термопар. Исследовались два типичных способа подачи смазки в зазор между валом и исследуемым подшипником: 1) через отверстие в подшипнике; 2) через отверстие в подшипнике и круговую канавку шириной 0.004 м, располагающуюся в среднем сечении подшипника. Масло МГ16П подавалось под давлением $P_0 = 0,3$ МПа при температурах $T_0 = 60^\circ$ и $T_0 = 90^\circ$ С. Годограф нагрузки на подшипник имел форму эллипса, в одном варианте - симметричного относительно координатных осей, в двух других - сдвинутого по вертикали и горизонтали.

По результатам измерений строились траектории движения центра шипа и распределения температур по окружности подшипника (рис. 4). Отмечено, что наличие круговой канавки положительно сказывается на тепловом режиме подшипника, но при этом значительно (\approx в 3 раза) уменьшается минимальная толщина смазочного слоя. С ростом температуры подачи смазки наблюдается тенденция к росту температур подшипника. В целом проведенные экспериментальные исследования подтвердили правильность выбранной тепловой модели СОЖТ и других принятых теоретических допущений.

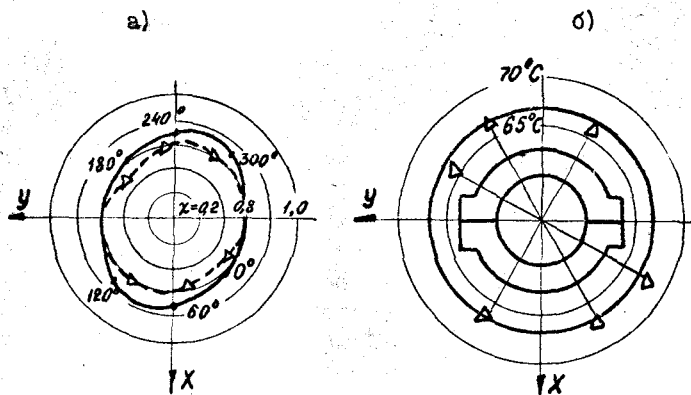


Рис. 4. Траектории центра шипа а) и распределение температур б) по окружности подшипника:

— расчет; Δ — эксперимент

0196789

В пятой главе показано приложение разработанного алгоритма термогидродинамического расчета СОЖТ для решения прикладных задач. Возможности метода иллюстрируются примерами расчета подшипников ДВС и шестеренчатых насосов.

Приведены результаты расчета ТТД параметров коренных опор U-образных дизелей с воздушным охлаждением для промышленных тракторов, созданных в производственном объединении "Челябинский тракторный завод им. В.И. Ленина". С помощью методов планирования экспериментов исследовано влияние на ТТД параметры коренных опор дизелей 8ДЖТ-330 и 12ДЖТ-500 конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов: диаметрального зазора, температуры подачи смазки, сорта масла, расположения противовесов коленчатого вала. Даны практические рекомендации по выбору диаметральных зазоров и расположению противовесов.

Разработанный алгоритм вошел составной частью в проблемно-ориентированный пакет прикладных программ "Орбита" для решения задач динамики СОЖТ. С помощью пакета для Челябинского филиала НАТИ изучено влияние на нагруженность подшипников шестеренчатых насосов вязкости масла, давления нагнетания, геометрических размеров агрегатов, что позволило обосновать режимы ресурсных испытаний насосов.

В приложении помещены материалы, подтверждающие внедрение результатов исследований в практику расчета подшипников ДВС и шестеренчатых насосов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан способ интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для гидродинамического давления при произвольном нагружении шипа и неизотермичности теплового режима смазки.

2. Показано, что температурное поле смазочного слоя СОЖТ с коэффициентом теплонапряженности $K_T \leq 0,001$ практически однородно и для расчета таких опор можно применять изотермическую теорию смазки.

3. Выполнено сравнение характеристик смазочного слоя СОЖТ при изотермическом и неизотермическом режимах смазки. Доказана возможность использования гипотезы об изотермичности теплового режима смазки и обоснован способ определения среднеинтегральной температуры смазочного слоя.

4. Разработан метод термогидродинамического расчета СОЖТ, основанный на совместном интегрировании уравнения энергии и обобщенного уравнения Рейнольдса, обеспечивающий надежные результаты при относительных эксцентриситетах $\chi \leq 0,7$.

5. Исследованы два способа составления уравнений теплового баланса смазочного слоя СОЖТ. Показано, что способ, основанный на введении среднеинтегральных температур отдельно для нагруженной и ненагруженной областей смазочного слоя, может быть рекомендован для проведения многовариантных расчетов при проектировании механизмов и машин.

6. Разработан в деталях алгоритм термогидродинамического расчета СОЖТ, основанный на уравнениях теплового баланса и обобщенном уравнении Рейнольдса.

7. Удовлетворительная для практики сходимость результатов выполненных теоретических и экспериментальных исследований подтверждает правильность выбора тепловой модели СОЖТ и других принятых допущений.

8. Рассмотрены примеры практического приложения разработанной теории к термогидродинамическому расчету опор трения коленчатого вала ДВС и шестеренчатых насосов. Исследовано влияние ряда конструктивных и технологических факторов на ТГД параметры опор ДВС.

9. Основные результаты работы в виде ряда стандартных программ расчета СОЖТ внедрены и используются на заводах для решения широкого круга практических задач, существенно сокращая как стадию проектирования, так и процесс совершенствования новых типов ДВС и шестеренчатых насосов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Прокопьев В.Н., Караваев В.Г. К расчету характеристик смазочного слоя динамически нагруженного подшипника при неизотермичности теплового режима. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1978, с.35-42.

2. Караваев В.Г. Термогидродинамический расчет подшипников скольжения. - В кн.: Трение и износ в машинах. Доклады Всесоюзной конференции. - Челябинск: ЧПИ, 1980, с.172-177.

3. Караваев В.Г. Расчет траектории движения центра шипа динамически нагруженного подшипника при адиабатическом режиме смазки. - В кн.: Динамика машин и рабочих процессов. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1980, с.53-59.

4. Караваев В.Г. Расчет температуры смазочного слоя динамически нагруженного подшипника скольжения. - В кн.: Динамика машин и конструкций. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1981, с.44-48.

5. Караваев В.Г. Динамические характеристики масляного слоя коренных подшипников двигателя внутреннего сгорания. - В кн.: Вопросы улучшения динамических характеристик машин. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1976, с.151-155.

6. Караваев В.Г. К вопросу о выборе рациональной схемы расположения противовесов на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания. - В кн.: Динамика машин и агрегатов. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1978, с.66-70.

7. Прокопьев В.Н., Караваев В.Г. Методы термогидродинамического расчета сложнагруженных опор скольжения. - В кн.: Трение и смазка в машинах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. - Челябинск: Транспорт, 1983, с.20.

В/Сау