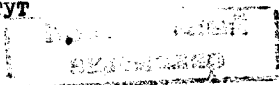


С.С.М.  
1674  
Челябинский политехнический институт  
им. Ленинского комсомола



На правах рукописи

АНИСИМОВ ВИКТОР НИКОЛАЕВИЧ

УДК 62Г.822.5+62Г.43Г.73

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО  
И ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ОПОР  
СКОЛЬЖЕНИЯ С ИСТОЧНИКАМИ СМАЗКИ  
НА ПОВЕРХНОСТЯХ ШИПА И ПОДДИВНИКА

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 - доцент, кандидат технических наук  
В.И.Прокопьев.

Официальные оппоненты: профессор, доктор технических наук  
Г.А.Завьялов,

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

Ведущее предприятие - производственное объединение "Турбо-  
моторный завод" имени К.Е.Ворошилова.

Защита состоится " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 198\_\_ года, в 15 часов,  
на заседании специализированного совета К 032.13.02 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 " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 198\_\_ года.

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

 Г.В.Савельев

Актуальность темы. Теоретические и экспериментальные исследования, проводимые в течение многих лет в области гидродинамической теории смазки, позволили разработать достаточно надежные методы расчета статически нагруженных опорных и упорных подшипников. Иначе обстоит дело со сложнагруженными опорами, то есть опорами, нагруженными силами, переменными по модулю и направлению, типичными примерами которых являются подшипники коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессоров.

Потребности современной инженерной практики в более точных моделях процессов, имеющих место в системе смазочный слой-шип-подшипник, диктуют необходимость дальнейшего совершенствования алгоритмов расчета сложнагруженных опор. В частности, представляется важной задача учета наличия источников смазки на поверхности шипа или подшипника. Оптимизация расположения источников смазки и их конструктивных параметров в значительной мере повышает безотказность и долговечность сопряжения шип-подшипник.

Известные методы расчета сложнагруженных опор с источниками смазки базируются не на обобщенном уравнении Рейнольдса для давлений в смазочном слое, а на его частных аналогах. Подобный подход, введенный в практику расчета опор Д.Холландом, по мнению многих специалистов в области гидродинамической теории смазки недостаточно точен.

Таким образом, разработка более совершенного метода расчета сложнагруженных опор с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника представляется актуальной научной и практической задачей.

Тема диссертации вытекает из проводимых Челябинским политехническим институтом им. Ленинского комсомола (ЧПИ) плановых научно-исследовательских работ и отвечает задачам, поставленным в "Основных направлениях работ по фундаментальным и прикладным исследованиям в области трения, смазки и износа на 1976-1985 гг." (постановление Госкомитета по науке и технике Совета Министров СССР № 417 от 21.8.75 и № 473/249 от 12.12.80); в координационном плане НИР АН СССР на 1981-1985 гг. по проблеме "Трение и износостойкость твердых тел" (шифр Г.П.3.2 от 24.09.81), соисполнителем которых является ЧПИ.

Цель работы заключается в разработке методического, алгоритмического и программного обеспечения гидродинамических и тепло-

вых расчетов сложнонагруженных опор скольжения с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника.

Научная новизна. Предложен эффективный алгоритм численного интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое сложнонагруженных опор с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника, позволяющий по сравнению с традиционными алгоритмами снизить затраты времени на интегрирование не менее чем в двенадцать раз и определить суммарный расход смазки, вытекающей в торцы опоры, не прибегая к делению смазочного слоя на нагруженную и ненагруженную области.

Разработана методика расчета мощности, рассеиваемой в смазочном слое, отличающаяся от известным тем, что базируется на обобщенном уравнении Рейнольдса для давлений и учитывает движение центра шипа по сложной траектории.

Детально разработан эффективный и устойчивый алгоритм интегрирования уравнений движения шипа, неразрешенных относительно производных интегрируемых переменных, основанный на применении формул дифференцирования назад.

Исследовано влияние источников смазки на характеристики смазочного слоя, температуру подшипника и другие гидродинамические параметры, характеризующие нагруженность опор скольжения.

Практическая ценность работы. На основе комплексного использования теоретических результатов разработано алгоритмическое и программное обеспечение гидродинамических и тепловых расчетов опор с произвольным расположением источников смазки на поверхностях шипа и подшипника, вошедшее составной частью в пакет прикладных программ, позволяющий решать широкий круг задач динамики и гидродинамической теории смазки сложнонагруженных опор скольжения.

Реализация результатов работы. Совместно с Уральским турбомоторным заводом им. К.Е.Ворошилова (г.Свердловск) выполнены многовариантные расчеты, позволившие разработать и внедрить в серийное производство новую конструкцию шатунного подшипника дизельных двигателей внутреннего сгорания семейства ЧЭ21/2Г.

Совместно с Головным специализированным конструкторским бюро по двигателям средней мощности (г.Харьков) на дизельных двигателях семейства СМД внедрены вкладыши коренных подшипников коленчатого вала с частичной канавкой, что обеспечило значительное повышение их надежности и дало годовой экономический эффект 12,9 руб. на один двигатель.

Выполнена техническая экспертиза подшипников коленчатого вала новых двигателей для легковых автомобилей завода им. Ленинского комсомола (г. Москва), позволившая оценить возможность формирования их по мощности и оборотам, исследовать влияние на нагруженность шатунных подшипников схем подачи смазки через подвижные источники.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1978-1983), на Всесоюзных научно-технических конференциях "Трение и износ в машинах" (Челябинск, 1979 г.), "Контактная гидродинамика" (Куйбышев, 1981 г.), "Трение и смазка в машинах" (Челябинск, 1983 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано II статей.

Объем работы. Диссертационная работа с таблицами и рисунками изложена на 187 страницах и состоит из введения, 4 глав, выводов и приложения на 7 страницах. Библиография содержит 115 наименований трудов отечественных и зарубежных авторов.

## I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью расчета сложнагруженных опор скольжения является определение мгновенных  $x(\tau)$ , средних  $\bar{x}(\tau)$  и экстремальных  $\inf x$ ,  $\sup x$  за период  $\tau_0$  значений параметров, характеризующих их нагруженность. К числу таких параметров, называемых в дальнейшем гидродинамическими, относятся: минимальная толщина смазочного слоя  $h_{\min}(\tau)$ ,  $\bar{h}_{\min}$ ,  $\inf h_{\min}$ ; максимальное гидродинамическое давление  $p_m(\tau)$ ,  $\bar{p}_m$ ,  $\sup p_m$ ; мощность, рассеиваемая в смазочном слое  $N(\tau)$ ,  $\bar{N}$ ; расход смазки  $Q(\tau)$ ,  $\bar{Q}$ ; расчетная температура подшипника  $T_p$ .

Перечисленные параметры определяются по результатам расчета траектории движения центра шипа сложнагруженной опоры. Исходной при этом является система уравнений:

$$F(u, \dot{u}, \tau) = \begin{bmatrix} -P_x(u, \dot{u}, \tau) + \frac{1}{k} F_x(\tau) \\ -P_y(u, \dot{u}, \tau) + \frac{1}{k} F_y(\tau) \end{bmatrix} = 0, \quad (I)$$

где  $u = \chi, \delta^*$  - матрица координат центра шипа ( $\chi$  - относительный эксцентриситет,  $\delta^*$  - угол положения линии центров, звездочка означает операцию транспонирования);  $\dot{u}$  - вектор производных;  $\Pi_x, \Pi_y$  - безразмерные проекции главного вектора гидродинамических давлений на оси системы координат, жестко связанной с подшипником;  $F_x, F_y$  - проекции внешней нагрузки;  $k$  - коэффициент перехода от безразмерной нагрузки к размерной;  $\tau$  - безразмерное время.

Проекции  $\Pi_x$  и  $\Pi_y$  определяются после интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса, представленного в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}) + \frac{\partial}{\partial z} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z}) = 6 \left[ G \chi \sin(\varphi - \delta) - E \cos(\varphi - \delta) \right], \quad (2)$$

где  $H = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta)$  - безразмерная толщина смазочного слоя;  $\varphi$  и  $z$  - безразмерные координаты в окружном и осевом направлениях опор;  $G = (\Omega - 2\delta)$ ,  $E = 2\dot{\chi}$  - безразмерные параметры, характеризующие скорость вращения линии центров и скорость движения шипа вдоль линии центров;  $\Omega = (\omega_1 - \omega_2) \omega_0^{-1}$  - безразмерная разность частот вращения шипа  $\omega_1$  и подшипника  $\omega_2$ .

Анализом литературы показано, что метод гидродинамического расчета сложнагруженных опор, базирующийся на интегрировании уравнения (2) на каждом шаге численного решения системы (I) для опор с произвольными параметрами источников смазки на поверхности шипа и подшипника не был разработан. Основная сложность при разработке такого метода связана с большими затратами времени ЭВМ на решение уравнения (2) и так называемым явлением "жесткости" системы (I), из-за которого классические методы ее интегрирования становятся малоэффективными.

При интегрировании уравнения Рейнольдса принципиальным является вопрос обоснования граничных условий. Применительно к опорам с источниками смазки возможность использования известных  $\lambda$ -граничных условий, позволяющих реализовать принцип суперпозиции для давлений в смазочном слое, не исследована.

Недостаточно изучено влияние источников смазки, например, частичных канавок на характеристики смазочного слоя и гидродинамические параметры сложнагруженных опор и, в частности, коренных и шатунных опор коленчатого вала поршневых машин.

Точность теплового расчета сложнагруженной опоры, основанного на решении уравнения теплового баланса за период нагружения  $\tau_0$

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

в котором  $T_0$  - температура смазки на входе в подшипник;  $\rho$  и  $c$  - плотность и теплоемкость смазки при температуре  $T_p$ , зависит от точности определения мощности  $\bar{N}$ , рассеиваемой в смазочном слое, и расхода  $\bar{Q}$  смазки, вытекающей из опоры в ее торцы. Известные приближенные методики расчета параметров  $\bar{N}$  и  $\bar{Q}$  основываются на ряде упрощающих допущений.

Таким образом, задачу разработки методического, алгоритмического и программного обеспечения гидродинамических и тепловых расчетов сложнагруженных опор скольжения с источниками смазки и, в частности, опор коленчатого вала поршневых машин, несмотря на существенные успехи в этой области, нельзя считать решенной.

На основании изложенного были поставлены задачи исследований:

1. Разработать эффективный численный алгоритм интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое сложнагруженной опоры конечной длины с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника.

2. Разработать эффективный алгоритм решения системы уравнений движения центра шипа, заданных в неявной форме, ориентированный на интегрирование жестких систем дифференциальных уравнений.

3. Оценить влияние типа граничных условий на гидродинамические параметры сложнагруженных опор и возможность применения при расчете опор с источниками смазки принципа суперпозиции для гидродинамических давлений в смазочном слое.

4. Разработать методики определения мощности, рассеиваемой в смазочном слое, и расхода смазки, вытекающей в торцы сложнагруженной опоры с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника.

5. На основе теоретических результатов исследования разработать алгоритмическое и программное обеспечение гидродинамических и тепловых расчетов сложнагруженных опор с подвижными и неподвижными источниками смазки на поверхностях трения и реализовать его в пакете прикладных программ, позволяющем автоматизировать решение задач динамики и гидродинамической теории смазки сложнагруженных опор скольжения.

6. На примере опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, являющихся типичными представителями опор, нагруженных силами, переменными по модулю к направлению, выполнить исследования влияния на их нагруженность конструктивных и режимных параметров, в том числе параметров источников смазки.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Система линейных алгебраических уравнений, получающаяся в результате дискретизации уравнения (2) на сетке, решалась на последовательности секток методом Зейделя при двух типах граничных условий для давлений. Для реализации условий Свифта-Штибера на функцию  $P(\varphi, z)$  накладывалось условие неотрицательности. В областях расположения источников смазки (отверстия, карманы, полные или частичные канавки) гидродинамическое давление приравнивалось давлению подачи смазки. Такой способ задания граничных условий позволил определять мгновенное количество смазки, вытекающей в торцы опоры, не прибегая к приближенным методам определения составляющей расхода  $Q_0(\tau)$ , обусловленного подачей смазки в опору через источники под давлением  $P_0$ . Решение на последовательности сеток сократило затраты машинного времени не менее чем в 20 раз.

Суммарная мощность, рассеиваемая в смазочном слое, представлена в работе в виде трех составляющих. Первая из них учитывает трение между слоями смазки, обусловленное вращением шипа и подшипника, вторая - поступательное движение шипа вдоль линии центров, третья - вращение линии центров. Решением тестовых примеров показано, что доля второй и третьей составляющих, обычно не учитываемых, достигает в некоторых случаях 20%.

Для интегрирования системы уравнений (I) детально разработан неявный метод  $k$ -го порядка, основанный на применении формул дифференцирования назад. Необходимость разработки неявного метода была продиктована обнаруженным при решении тестовых примеров явлением "жесткости" системы (I), проявляющимся в существенных различиях собственных значений ее матрицы Якоби. Разработанный метод оказался устойчивым при любом характере изменения нагрузок, действующих на шип, и, кроме того, по затратам машинного времени на 30% эффективнее известных методов Рунге-Кутты и Фаулера.



На большом количестве примеров расчета опор коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания 8ЧН21/21 исследовано влияние на распределения гидродинамических давлений, характеристики смазочного слоя и гидродинамические параметры типа граничных условий, наличия источников смазки на поверхностях трения опоры.

Влияние типа граничных условий (табл. I) практически не зависит от наличия или отсутствия источников смазки на поверхностях трения опоры. Использование вместо условий Свифта-Штибера  $\mathcal{A}$  - граничных условий приводило к уменьшению средней и наименьшей за период нагружения шипа величин минимальной толщины смазочного слоя на 8+10% и, наоборот, к увеличению средней за период нагружения величины максимального гидродинамического давления на 5+6%. Разница значений наибольшего гидродинамического давления находилась в пределах  $\pm 3\%$ .

Таблица I

Гидродинамические параметры четвертой коренной опоры коленчатого вала двигателя 8ЧН21/21

№ варианта	Конструкция подшипника	$inf h_{min}$	$sup P_m$	$\bar{h}_{min}$	$\bar{P}_m$
		мкм	МПа	мкм	МПа
1	Без источника смазки	2,91 <sup>1</sup>	147,1	9,79	60,4
		2,66 <sup>2</sup>	148,5	9,17	65,9
2	С канавкой на верхнем вкладыше	2,86	153,5	8,94	64,9
		2,82	155,4	8,39	69,1
3	С кольцевой канавкой	1,23	308,9	5,03	102,9
		1,20	306,3	4,77	105,8

<sup>1</sup> Граничные условия Свифта-Штибера.

<sup>2</sup>  $\mathcal{A}$  - граничные условия.

Затраты времени на гидродинамический и тепловой расчет опоры при использовании  $\mathcal{A}$  - условий в сочетании с принципом суперпозиции для давлений снижались в три раза. Приземляемая точность, которую обеспечивает принцип суперпозиции в сочетании с  $\mathcal{A}$  - граничными условиями для гидродинамических давлений, позволяет рекомендовать его для решения задач оптимизации конструктивных и режимных параметров.

Источники смазки значительно влияют на распределения гидродинамических давлений, характеристики смазочного слоя, а в конечном итоге на гидродинамические параметры опор (табл. I, рис. I).

Возможности разработанного метода теплового расчета проиллюстрированы примерами исследования влияния на величину гидродинамических параметров конструктивных и режимных параметров коренных опор коленчатого вала дизельного двигателя внутреннего сгорания. При этом установлено: при изменении температуры смазки на входе в подшипник на  $\pm \Delta T_0$  его средняя температура изменялась на  $\pm k \Delta T_0$ , где  $k \ll 1$ ; увеличение давления подачи смазки на 0,3 МПа снижало температуру примерно на 1°C; гидродинамические давления в смазочном слое с увеличением радиального зазора возрастали, а температура снижалась; при работе двигателя в режиме максимального крутящего момента по сравнению с режимом максимальной мощности температура подшипника снижалась, а наименьшая толщина смазочного слоя возрастала.

К оценке влияния на гидродинамические параметры четвертой коренной опоры коленчатого вала двигателя 8ЧНЭ1/21 наличия источника смазки на поверхности подшипника

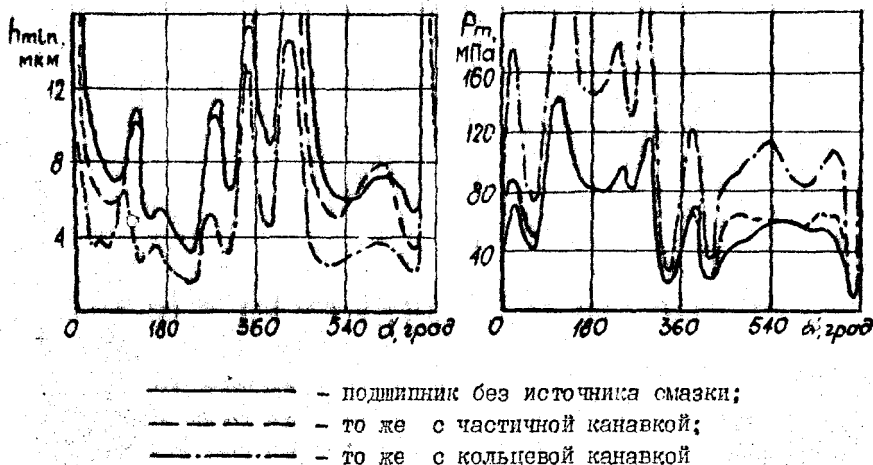


Рис. I

Полученные закономерности находятся в полном соответствии с результатами экспериментальных исследований.

### 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований гидродинамических параметров сложнонагруженных опор выполнялось в три этапа.

На первом этапе была разработана методика и проведены экспериментальные исследования гидродинамических параметров опор с источниками смазки на установке, позволяющей нагружать подшипник синусоидально изменяющейся нагрузкой в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Программа исследований включала измерения перемещений вала и температуры подшипника, а также гидродинамических давлений в смазочном слое. На втором этапе были проведены экспериментальные исследования коренных подшипников V-образного восьмицилиндрового двигателя внутреннего сгорания, предусматривающие измерение температурного поля вкладышей подшипников и траекторий движения шеек коленчатого вала. Исследования проводились на нескольких режимах холостого хода двигателя, отличающихся частотой вращения коленчатого вала, а также на режимах максимального крутящего момента и максимальной мощности. На третьем этапе теоретические результаты автора сравнивались с экспериментальными результатами других исследователей, в частности, с результатами Т. Карла и результатами исследования фирмой *Glacier Co. Ltd* матунной опоры двигателя *Ruston and Hornsby XMk III*.

Сравнение теоретических результатов с экспериментальными, показало, что расчетные значения параметров  $inf h_{min}$  на 7+9% меньше экспериментальных, величины  $sup P_m$  на 9+11% больше.

На основании сравнительного анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований предложены эмпирические зависимости, связывающие расчетное приращение температуры подшипника  $\Delta T_p = (T_p - T_0)$  с его средней  $T_{cp}$  и максимальной  $T_{max}$  температурами:

$$T_{cp} = T_{вих} = T_0 + \frac{1}{2} \Delta T_p ; \quad T_{max} = T_0 + 3 \Delta T_p . \quad (4)$$

Зависимости (4) обеспечивают расчет значений  $T_{cp}$  и  $T_{max}$  характеризующих теплонапряженность опор, с погрешностью, не превышающей 5%.

#### 4. ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБОТАННОГО МЕТОДА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО И ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТОВ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР

Теоретические результаты работы реализованы в алгоритмическом и программном обеспечении гидродинамического и теплового расчетов опор с произвольным расположением источников смазки на поверхностях шипа и подшипника. Это обеспечение вошло составной частью в разработанный на кафедре "Автомобильный транспорт" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола пакет прикладных программ "Орбита", позволяющий решать широкий круг задач динамики и гидродинамической теории смазки сложнагруженных опор скольжения. В частности, с помощью пакета прикладных программ "Орбита" выполнено сравнение различных схем подачи смазки в шатунную опору двигателя 8ЧН21/21.

Многовариантные расчеты, выполненные совместно с Производственным объединением "Турбомоторный завод" им. К.Е.Ворошилова, позволили отобрать два варианта конструкции шатунного подшипника. В первом варианте (рис.2,а) во вкладыше нижней головки шатуна выполнена частичная канавка (неподвижный источник) протяженностью 180 град. Смазка в канавку и далее по каналу в стержне шатуна к поршню подается из шатунной шейки через сквозное сверление (два неподвижных источника) диаметром 0,013 м. Во втором варианте (рис.2,б) на поверхности вкладышей выполнены две частичные канавки. Подача смазки в канавки и далее к поршню осуществляется через два отверстия в шатунной шейке, ось которых расположены под углом 100 град. друг к другу.

Второй вариант конструкции (табл.2) оказался предпочтительнее с позиции износостойкости и задиростойкости сопряжения шатунная шейка - подшипник, а также затрат мощности на преодоление сопротивлений движению шейки, но уступает первому (рис.3) с позиций нагруженности рабочего слоя вкладышей гидродинамическими давленями. Поскольку у дизельных двигателей ЧН21/21 основная причина отказов шатунных подшипников - задиры рабочего слоя вкладышей, второй вариант конструкции рекомендован к внедрению.

Варианты конструкции шатунной опоры двигателя ВЧД1/21

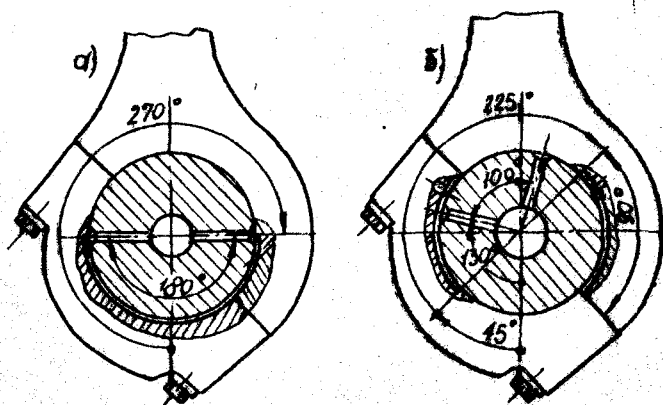


Рис.2

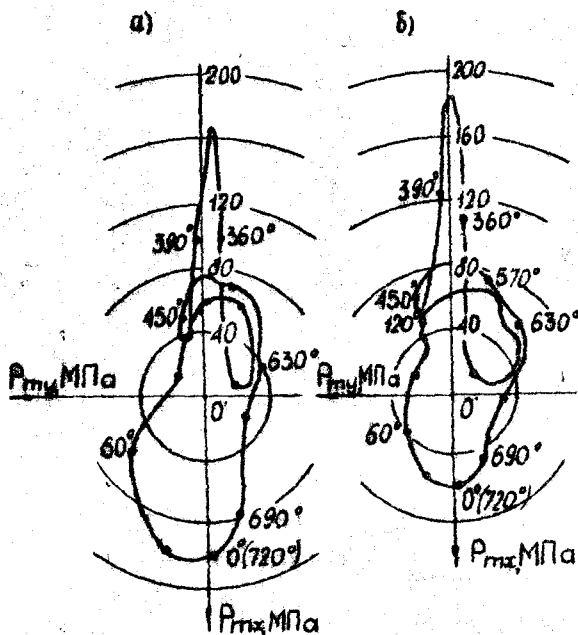
Таблица 2

Результаты гидродинамического и теплового расчета шатунной опоры коленчатого вала двигателя ВЧД1/21 (режим максимальной мощности,  $t_{\text{ж}} = 90^{\circ}\text{C}$ )

№ варианта	$inf h_{min}$ , мм	$sup P_m$ , МПа	$\bar{h}_{min}$ , мм	$\bar{P}_m$ , МПа	$\bar{N}$ , кВт	$\bar{Q}$ , м <sup>3</sup> /с. 10 <sup>-6</sup>	$T_p$ , °C
1	2,13	168,4	5,92	52,7	1,93	139,1	97,3
2	2,48	184,1	5,25	57,5	1,86	120,0	98,2

Характерным примером практического применения разработанного метода гидродинамического и теплового расчета сложнонагруженных опор явилось обоснование с его помощью целесообразности изменения конструкции коренных подшипников коленчатого вала дизельных двигателей семейства СМД путем замены кольцевой канавки на частичную, протяженностью 180 град., расположенную в верхнем вкладыше. Такая замена (табл.3, рис.4) значительно уменьшила нагруженность коренных опор.

Годографы максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое шатунной опоры



а), б) - соответственно первый и второй варианты конструкции

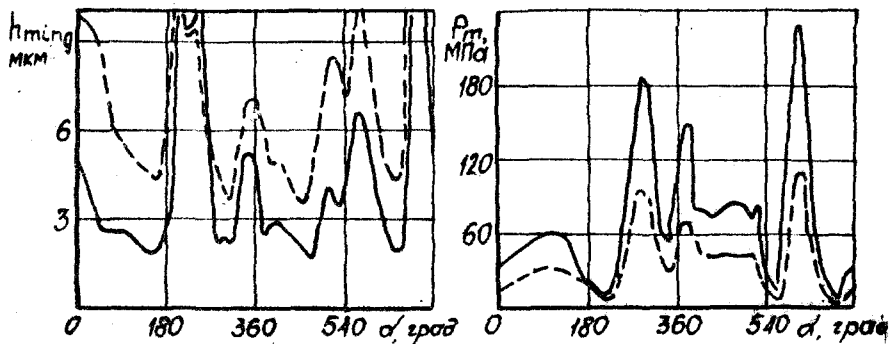
Рис. 3

Таблица 3

Результаты гидродинамического и теплового расчета второй коренной опоры коленчатого вала двигателя СМД-62 (режим максимальной мощности,  $T_0 = 90^\circ\text{C}$ )

Конструкция подшипника	$\sigma_{\text{ф}} \bar{h}_{\text{min}}$ , мм	$\sigma_{\text{ф}} \bar{P}_{\text{н}}$ , МПа	$\bar{h}_{\text{min}}$ , мм	$\bar{P}_{\text{н}}$ , МПа	$\bar{N}$ , кВт	$\bar{Q}$ , м <sup>3</sup> /с. 10 <sup>-6</sup>	$T_p$ , °C
С кольцевой канавкой	1,64	233,6	4,12	59,7	665,6	50,2	97,3
С частичной канавкой	3,58	112,5	7,91	33,8	421,9	45,8	95,1

К оценке влияния на гидродинамические параметры второй коренной опоры коленчатого вала двигателя СМД-62 типа источника смазки на поверхности подшипника



————— - подшипник с кольцевой канавкой;  
----- - то же с частичной канавкой

Рис. 4

При создании новых конструкций поршневых машин или изменении конструкции серийных сложной и трудоемкой является задача оценки влияния на нагруженность подшипников коленчатого вала большого числа конструктивных, технологических, эксплуатационных факторов хотя бы с качественной стороны. Использование для решения этой задачи результатов экспериментальных исследований из-за очень больших затрат времени и средств неосуществимо. Применение разработанных методов позволит выполнить многовариантные расчеты и сокращать тем самым объемы экспериментальных исследований. Например, использование разработанных методов для технической экспертизы новых моделей двигателей Автомобильного завода им. Ленинского комсомола позволило в короткие сроки оценить возможные пути их форсирования по мощности и оборотам, оценить влияние на нагруженность подшипников коленчатого вала различных схем подачи смазки.

В приложении помещены материалы, подтверждающие внедрение результатов исследований.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Предложен эффективный алгоритм численного интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое сложнагруженных опор скольжения конечной длины, позволяющий по сравнению с традиционными алгоритмами снизить затраты времени на интегрирование не менее, чем в 20 раз и определять суммарный расход смазки, вытекающей в торцы опоры с неподвижными и подвижными источниками на поверхностях трения, не прибегая к делению смазочного слоя на нагруженную и ненагруженную области.

2. Разработана методика расчета мощности, рассеиваемой в смазочном слое, отличающаяся от известных тем, что помимо вращения шипа и подшипника учитывает движение центра шипа по произвольной траектории, наличие источников смазки на поверхностях трения и базируется на обобщенном уравнении Рейнольдса для гидродинамических давлений.

3. Показано, что на некоторых участках траектории центра шипа дифференциальные уравнения, описывающие его движение, называются "жесткими", и для их интегрирования детально разработан эффективный и устойчивый алгоритм, основанный на применении формул дифференцирования назад.

4. Исследованиями влияния на гидродинамические параметры сложнагруженных опор типа граничных условий, наличия источников смазки на поверхности шипа и подшипника установлено:

тип граничных условий для давлений заметно влияет на характеристики смазочного слоя и гидродинамические параметры сложнагруженных опор, причем степень этого влияния не зависит от наличия или отсутствия источников смазки на поверхности шипа и подшипника;

использование при интегрировании уравнения Рейнольдса граничных условий и принципа суперпозиции для гидродинамических давлений дает возможность выполнять с приемлемой точностью многовариантные расчеты сложнагруженных опор, что открывает перспективу решения задач оптимизации их конструктивных и режимных параметров.

5. Исследовано влияние на нагруженность опор коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания температуры и давления смазки на входе в подшипник, диаметрального зазора, конструктивных параметров источников смазки, частоты вращения коленчатого вала.



6. С помощью разработанного метода гидродинамического и теплового расчета сложнагруженных опор:

совместно с Уральским турбомоторным заводом им.К.Е.Ворошилова разработана и внедрена в производство новая конструкция вкладышей шатунных подшипников дизельных двигателей внутреннего сгорания семейства ЧИ21/21;

совместно с Роловным специализированным конструкторским бюро по двигателям средней мощности (г.Харьков) на дизельных двигателях семейства СИД внедрены вкладыши коренных подшипников коленчатого вала с частичной канавкой, что обеспечило повышение их надежности и дало годовой экономический эффект 12,9 руб. на один двигатель;

выполнена техническая экспертиза подшипников коленчатого вала новых двигателей для легковых автомобилей завода им.Ленинского комсомола (г.Москва), позволившая без проведения трудоемких стендовых и эксплуатационных испытаний выявить возможные пути их форсирования по мощности и оборотам.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах.

1. Прокопьев В.Н., Рудич И.Г., Маркелов Е.В., Коломак М.Я., Анисимов В.Н. К оптимизации подачи смазки в шатунные подшипники двигателей ДМ-21. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧБИ, 1976, с.55-67.

2. Рождественский Ю.В., Малаев Н.С., Ветров М.К., Анисимов В.Н. О влиянии нарушения рабочего процесса в цилиндрах двигателя на нагруженность коренных опор коленчатого вала. - В кн.: Автомобили, тракторы и двигатели. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1977, с.13-20.

3. Анисимов В.Н. Построение диаграмм износа подшипников и шеек коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1978, № 212, с.56-62.

4. Прокопьев В.Н., Анисимов В.Н. К расчету оптимальных зазоров нестационарно нагруженных подшипников коленчатого вала. - В кн.: Автомобили, тракторы и двигатели. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1978, № 214, с.46-54.

5. Прокопьев В.Н., Анисимов В.Н. Гидродинамический расчет сложнагруженных опор с канавками на поверхности вкладышей. -

В кн.: Трение и износ в машинах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. - Челябинск: ЧПИ, 1979, с.194-195.

6. Анисимов В.Н., Гончаренко И.И., Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В. Особенности расчета сложнагруженных подшипников с профилированной поверхностью вкладышей. - В кн.: Трение и износ вкладышей. - В кн.: Трение и износ в машинах. Доклады Всесоюзной конференции. Челябинск, ЧПИ, 1980, с.177-187.

7. Прокопьев В.Н., Анисимов В.Н. Решение разностного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое на последовательности сеток. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1980, № 248, с.78-88.

8. Прокопьев В.Н., Ветров М.К., Анисимов В.Н. Расчет сложнагруженных подшипников многоопорных валов. - В кн.: Контактная гидродинамика. Тезисы докладов III Всесоюзной конференции. - Куйбышев: КАИ, 1981, с.92-93.

9. Анисимов В.Н., К расчету сложнагруженных опор скольжения с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1982, № 276, с.13-33.

10. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Малыр Н.С., Анисимов В.Н., Ветров М.К. Проблемно-ориентировочный пакет прикладных программ для расчета подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1982, № 276, с.3-12.

11. Анисимов В.Н. Оптимизация алгоритмов расчета сложнагруженных опор с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника. - В кн.: Трение и смазка в машинах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. - Челябинск: Транспорт, 1983, с.16-17.