

М489910

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет имени Н. Э. Баумана

На правах рукописи

ЧЕРТАН
Валерий Иванович

УДК 621.822.573

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА
И ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ С ТОРЦОВЫМ ПОДВОДОМ СМАЗКИ**

05.02.02 — Машиноведение и детали машин

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1989

Работа выполнена в Кишиневском политехническом институте имени С. Лазо.

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент *Мудряк В. И.*

Официальные оппоненты:

доктор техн
кандидат т

В.,

Научно-тех

Защита д
в 14³⁰ на за
Московском
Н. Э. Бауман

1989 г.
53.15.11 в
ете имени

С диссерт
го государств
мана.

M 429910

Московско-
Н. Э. Бау-

Авторефер

Ученый
специализиро
кандидат техн

опов П. К.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Успешное выполнение плана развития народного хозяйства в значительной мере зависит от разработки и внедрения высокопроизводительных машин. В решении этой проблемы значительное место занимают вопросы проектирования узлов трения, которые служат одновременно для удержания в нужном положении вращающихся роторов и для восприятия возникающих нагрузок при их работе. Узел трения - это система: цапфа-вкладыш-смазка. При этом смазочный материал может быть подан в зоне трения, как радиально, так и с торца подшипника. От правильного сочетания элементов этой системы и зависит, как работоспособность узла трения, так и долговечность всей машины.

На работоспособность узла трения различным образом оказывают влияние множество факторов, среди которых конструктивные, геометрические, технологические, эксплуатационные и другие. Эти факторы, сложнo взаимодействуя, могут как уменьшить срок службы узла трения, так и создать условия, при которых пара трения будет находиться в длительном работоспособном состоянии. Нахождение параметров элементов пар трения, при которых будет обеспечена наибольшая работоспособность узла трения, является одной из главных задач при проектировании машин и механизмов.

Оценить влияние взаимодействия факторов на работоспособность узла трения традиционным методом довольно сложно. Поэтому исследователи прибегают к поиску новых алгоритмов оптимизации, которые еще на стадии проектирования позволили бы конструктору выбирать наилучшее решение при заданных требованиях.

Целью работы является разработка методики расчета оптимальных конструктивных параметров на этапе проектирования для обеспечения наилучших условий работы и повышенной работоспособности радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились с использованием методов гидродинамической теории смазки и теории оптимального проектирования. Экспериментальные исследования выполнены с использованием современных технических средств и методов исследований радиальных подшипников скольжения жидкостного трения. Результаты теоретических исследований

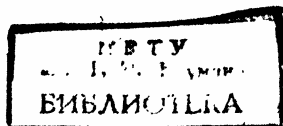
НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1489910

Чертан В.И. Разработка мето

I



сравниваются с результатами собственных экспериментов.

Научная новизна диссертации заключается в следующем:

1. Получена аналитическая зависимость распределения давлений в смазочном слое подшипника конечной длины с торцовым подводом смазочного материала, позволяющего получить основные его характеристики в замкнутом виде, определяющие его работоспособность. Предложены формулы для расчета несущей способности, силы трения и расхода смазки.

2. Разработан алгоритм оптимизации конструктивных параметров и рациональных условий эксплуатации радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазки и программа его реализации на ЭВМ.

3. Получены экспериментальные зависимости влияния различных факторов (частоты вращения вала, давления подаваемого смазочного материала, удельной нагрузки) на обеспечение гидродинамического режима смазки. Найдены траектории движения центров цапф относительно центра вкладыша для обычных (серийных) и рекомендуемых с оптимальными конструктивными параметрами радиальных подшипников скольжения.

4. Дана оценка эффективности применения алгоритма оптимизации конструктивных параметров радиального подшипника скольжения для повышения работоспособности.

Практическая ценность работы. Внедрение в практику проектирования нового алгоритма и программы его реализации на ЭВМ для оптимизации конструктивных параметров и условий эксплуатации радиальных подшипников скольжения гарантирует устойчивый гидродинамический режим смазки и сокращает сроки доводки подшипниковых узлов. Применение радиальных подшипников скольжения с оптимальными конструктивными параметрами повышает ресурс и надежность узлов трения, обеспечивает экономию материала на 32%, уменьшает потери на трение в среднем до 45% и снижает затраты на изготовление на 30%.

Апробация работы. Результаты работы доложены и обсуждены на:

- республиканской научно-технической конференции "Пути повышения качества и надежности машин", Минск, 1980 г.;
- 2-ой Всесоюзной конференции "Технологическое управление

триботехническими характеристиками узлов машин", Кишинев, 1985 г.;

- республиканском семинаре "Состояние и перспективы развития автоматизации производственных процессов в машиностроении МССР", Кишинев, 1985 г.;

- IX-ой Всесоюзной конференции "Контактная гидродинамика", Куйбышев, 1986 г.;

республиканской научно-технической конференции "Интенсификация машиностроительного производства на основе использования системы автоматизированного производства", Кишинев, 1988 г.;

- расширенном заседании кафедры "ТМ и ДМ" Кишиневского политехнического института им. С.Лазо, январь, 1989 г.;

- заседании научно-технического совета НТЦ НПО "Молдав-гидромах", декабрь, 1988 г.;

- расширенном заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э. Баумана, июнь, 1989 г.

Объем и структура диссертационной работы. Диссертация изложена на 264 страницах машинописного текста, иллюстрируется 81 рисунком и 49 таблицами и состоит: из введения, 6 глав, выводов по главам, общих выводов, списка использованной литературы из 143 наименований и приложения.

В первой главе изложен литературный обзор теоретических и экспериментальных исследований радиальных подшипников скольжения, проведенными отечественными и зарубежными исследователями. Показано, что значительная роль в развитии гидродинамической теории смазки принадлежит: Н.П. Петрову, О. Рейнольдсу, А. Зоммерфельду, Н.Е. Жуковскому, А.С. Чаплыгину, А.Мичелу, Э.Рейснеру, Н.И.Мерцалову, М.Мускату, Ф.Моргану, Е.М.Гутьеру, С.А.Чернавскому, А.К.Дьячкову, С.Н.Куцаеву, М.В.Коровчинскому и др. Получены уравнения, описывающие распределения давлений в смазочном слое и определены характеристики для подшипников бесконечной и конечной длины. Изучено влияние отдельных факторов на работоспособность и разработана методика расчета радиальных подшипников скольжения.

Показана недостаточность сведений о подшипниках скольжения с торцовым подводом смазочного материала. Отмечено, что полученные уравнения сложны и решать их существующими математическими ме-

тодами не представляется возможным. Только с применением ЭВМ возможно производить расчеты для большого количества вариантов, выбирать оптимальные решения и управлять процессами протекающими в паре трения.

Одним из эффективных путей повышения работоспособности подшипников скольжения является разработка алгоритма и программы определения их оптимальных конструктивных параметров и рациональных условий эксплуатации на стадии проектирования. Для этого следует решить следующие задачи:

- теоретическое определение распределения давлений в смазочном слое радиального подшипника скольжения конечной длины с торцовым подводом смазочного материала и его основных характеристик;

- теоретические исследования влияния конструктивных параметров и эксплуатационных факторов на основные характеристики подшипника;

- разработка алгоритма и программы многопараметрической оптимизации конструктивных параметров и эксплуатационных факторов;

- экспериментальное исследование характеристик радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала.

Во второй главе теоретически решена задача определения распределения давления в смазочном слое подшипника конечной длины с торцовым подводом смазочного материала и его основных характеристик: несущая способность, сила трения и расход смазочного материала через подшипник, для установившегося движения маловязкой несжимаемой жидкости. Исходным уравнением, описывающим распределение гидродинамических давлений при ламинарном течении послужило уравнение О.Рейнольдса в безразмерном виде

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{z}^2} + \alpha(\varphi, \varepsilon) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} + q(\varphi, \varepsilon) = 0, \quad (I)$$

где

$$\alpha(\varphi, \varepsilon) = - \frac{3 \varepsilon \sin \varphi}{1 + \varepsilon \cos \varphi}, \quad (2)$$

$$q(\varphi, \varepsilon) = \frac{\varepsilon \sin \varphi}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3}. \quad (3)$$

Решение уравнения (1) было найдено для краевых условий по осевой координате $\bar{P}(\varphi, 0) = E$, $\bar{P}(\varphi, \ell) = 0$ и функции распределения давления

$$\bar{P}(0, \bar{z}) = \bar{P}(2\pi, \bar{z}) = E \left(1 - \frac{\bar{z}}{\ell}\right)$$

в виде

$$\bar{P}(\varphi, \bar{z}) = P_{\infty}(\varphi) + P_1(\varphi, \bar{z}) + E \left(1 - \frac{\bar{z}}{\ell}\right), \quad (4)$$

где $\bar{z}$ - осевая координата исследуемого сечения;

E - безразмерное давление подачи смазочного материала;

ℓ - длина подшипника;

$P_{\infty}(\varphi)$ - соответствует давлению в подшипнике бесконечной длины и удовлетворяет уравнению

$$P_{\infty}''(\varphi) + a(\varphi, \varepsilon) P_{\infty}'(\varphi) + q(\varphi, \varepsilon) = 0 \quad (5)$$

с краевым условием $P_{\infty}(0) = P_{\infty}(2\pi) = 0$

$P_1(\varphi, \bar{z})$ - соответствует решениям однородного уравнения

(6) для давления в смазочном слое, являющейся поправкой на конечность подшипника

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 P_1}{\partial \bar{z}^2} + a(\varphi, \varepsilon) \frac{\partial P_1}{\partial \varphi} = 0 \quad (6)$$

с краевыми условиями

$$P_1(\varphi, 0) = P_1(\varphi, \ell) = -P_{\infty}(\varphi)$$

$$P_1(0, \bar{z}) = P_1(2\pi, \bar{z}) = 0$$

Решение задачи (5) имеет вид

$$P_{\infty}(\varphi) = \frac{2\varepsilon \sin \varphi + \varepsilon^2 \sin \varphi \cos \varphi}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} \quad (7)$$

Решение уравнения (6) было найдено в виде

$$P_1(\varphi, \bar{z}) = F(\varphi) \cdot Z(\bar{z}), \quad (8)$$

где

$$F''(\varphi) + \omega^2 F(\varphi) = \varepsilon \frac{\partial \sin \varphi}{1 + \varepsilon \cos \varphi} F'(\varphi), \quad (9)$$

$$\text{и} \quad Z''(\bar{z}) - \omega^2 Z(\bar{z}) = 0 \quad (\text{I0})$$

Используя идею малого параметра для определения собственных значений и собственных функций, решают уравнение (8) для значений содержащих до ε^5 .

Показано, что вклад последующих значений содержащих ε^5 и выше невелик (до 7%), что удовлетворяет. Окончательное решение исходного уравнения (I) имеет вид:

$$\begin{aligned} \bar{P}(\varphi, \bar{z}) = & E\left(1 - \frac{\bar{z}}{\bar{\ell}}\right) + \frac{2\varepsilon \sin \varphi + \varepsilon^2 \sin \varphi \cos \varphi}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} + \\ & + \left(-\frac{1}{R_{10}} \varepsilon \sin \varphi + \frac{1}{2R_{10}} \varepsilon^2 \sin 2\varphi + \frac{1}{R_{10}} \left(\frac{1}{4} + \frac{R_{12}}{R_{10}}\right) \varepsilon^3 \sin \varphi - \right. \\ & - \frac{9}{32R_{10}} \varepsilon^3 \sin 3\varphi - \frac{1}{2R_{10}} \left(\frac{11}{32} + \frac{R_{12}}{R_{10}}\right) \varepsilon^4 \sin 2\varphi + \\ & + \frac{51}{320R_{10}} \varepsilon^4 \sin 4\varphi \left(e^{\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2}} + e^{-\frac{\bar{z}}{2}} + \varepsilon \frac{23}{8} \left(\left(\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2} \right) e^{\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2}} - \bar{z} e^{-\frac{\bar{z}}{2}} \right) \right) + \\ & + \frac{1}{4R_{20}} \varepsilon^3 \sin 2\varphi - \frac{3}{20R_{20}} \varepsilon^3 \sin 3\varphi - \frac{1}{4R_{20}} \varepsilon^3 \sin \varphi - \\ & - \frac{1}{R_{20}} \left(\frac{1}{4} \frac{R_{22}}{R_{20}} - \frac{9}{25} \right) \varepsilon^4 \sin 2\varphi + \frac{7}{80R_{20}} \varepsilon^4 \sin 4\varphi \Big) \times \\ & \times \left(e^{2\left(\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2}\right)} + e^{-2\bar{z}} + \frac{3}{10} \varepsilon^2 \left(\left(\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2} \right) e^{2\left(\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2}\right)} - \bar{z} e^{-2\bar{z}} \right) \right) + \\ & + \left(-\frac{11}{160R_{30}} \varepsilon^3 \sin 3\varphi + \frac{99}{2240R_{30}} \varepsilon^4 \sin 4\varphi + \frac{99}{1800R_{30}} \varepsilon^3 \sin 2\varphi \right) \times \\ & \times \left(e^{3\left(\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2}\right)} + e^{-3\bar{z}} \right) + \frac{3}{140R_{40}} \varepsilon^4 \sin 4\varphi \left(e^{4\left(\frac{\bar{z}-\bar{\ell}}{2}\right)} + e^{-4\bar{z}} \right). \quad (\text{II}) \end{aligned}$$

Зная распределение давлений можно определить основные характеристики подшипника:

- несущая способность

$$W = \sqrt{W_1^2 + W_2^2} \cdot p^* \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} W_1 = & \iint_{00}^{\pi l} r \rho \cos \varphi dz d\varphi = -r \varepsilon^2 l \left(1 + \frac{\varepsilon^2}{2}\right) + \\ & + 4r \operatorname{th} \frac{l}{2} \left[\frac{1}{3} \varepsilon^2 - \frac{2}{3} \varepsilon^4 \left(\frac{11}{64} + \frac{R_{12}}{2R_{10}} \right) + \frac{17}{400} \varepsilon^4 \right] + \\ & + \frac{r}{2} \varepsilon^4 \frac{1+l-e^{-l}}{e^l+1} + \frac{r \operatorname{th} l}{3} \left[\varepsilon^2 + \varepsilon^4 \left(\frac{36}{25} - \frac{R_{22}}{R_{20}} \right) + \frac{7}{50} \varepsilon^4 \right] + \\ & + \frac{1}{20} \varepsilon^4 \frac{1+2l-e^{-2l}}{1+e^{2l}} + \frac{99}{1400} r \varepsilon^4 \operatorname{th} \frac{3l}{2} + \frac{3}{525} r \varepsilon^4 \operatorname{th} 2l, \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} W_2 = & \iint_{00}^{\pi l} r \rho \sin \varphi dz d\varphi = \\ & = r \rho_{0x} l + \frac{\pi r l}{2} \varepsilon + \pi r \operatorname{th} \frac{l}{2} \left[-\varepsilon + \varepsilon^3 \left(\frac{R_{12}}{R_{10}} \right) \right] + \\ & + \frac{3\pi r}{8} \varepsilon^3 \frac{e^l-1-l}{1+e^l} - \frac{\pi r}{8} \varepsilon^3 \operatorname{th} l, \end{aligned} \quad (14)$$

- сила трения возникающая в смазочном слое

$$\begin{aligned} F_{\text{тр}} = & r \iint_{00}^{\pi l} \left[\frac{\mu u}{\delta(1+\varepsilon \cos \varphi)} \pm \frac{\delta(1+\varepsilon \cos \varphi)}{2r} \frac{dp}{d\varphi} \right] d\varphi dz = \\ & = \frac{2\pi \mu \omega r^2 l}{2(1-\varepsilon^2)^{1/2}} + \frac{\delta \delta}{2r} G, \end{aligned} \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} G = & \frac{6\mu \omega r^2}{\delta^2} \left[\pi l \varepsilon + \frac{2\pi r^2 \varepsilon}{1+e^{-l/r}} \left(1 - e^{-l/r} + \right. \right. \\ & + \left. \frac{3}{8} \frac{l}{r} \varepsilon^2 e^{-\frac{l}{r}} - \frac{3}{8} \varepsilon^2 + \frac{3}{8} \varepsilon^2 e^{-\frac{l}{r}} \right) + \\ & + \left. \frac{2\pi r^2 \varepsilon^3}{1+e^{-l/r}} \left(1 - e^{-\frac{l}{r}} \right) \left(\frac{1}{4} - \frac{3l}{8re^{l/r}(1+e^{-l/r})} \right) \right], \end{aligned} \quad (16)$$

- расход смазочного материала, т.е. количество смазки вытекающей из торца при установившемся режиме:

$$Q = -\frac{\pi \delta}{12 \mu} \int_0^{2\pi} (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \left\{ -\frac{E}{\ell} + \sum_{i=1}^4 f_i(4) Z_i(z) \right\} d\varphi =$$

$$= \frac{\pi P_{0x} r \delta (2 + 3\varepsilon^2)}{12 \mu \ell} \quad (17)$$

Найденные основные характеристики достаточно полно описывают процесс протекающий в подшипнике скольжения с торцовым подводом маловязкого смазочного материала и могут быть использованы для поиска оптимальных конструктивных параметров и эксплуатационных факторов.

В третьей главе осуществлен анализ влияния различных параметров на характеристики подшипников и определены критерии оценивающие их работоспособность. Приведены алгоритм и программа оптимизации, которые базируются на характеристиках, полученных в результате решения уравнения О.Рейнольдса для распределения давлений в смазочном слое подшипника конечной длины с торцовым подводом смазочного материала.

Одним из условий надежной работы подшипника является сохранение слоя смазки в зазоре между цапфой и вкладышем. Это достигается тогда, когда несущая способность по величине будет больше или равной допускаемой нагрузке на подшипник $W \geq [F_n]$.

Важным требованием функционирования подшипника является уменьшение энергетических затрат на трение. Критерием для оценки этих потерь может служить перепад температуры в слое смазки, т.е. $\Delta t < [\Delta t]$.

Для устойчивой работы подшипника в условиях жидкостного трения оптимальная величина относительного эксцентриситета должна удовлетворять неравенству $\varepsilon_{уст} < \varepsilon_{опт} < \varepsilon_{крит}$.

Выше перечисленные критерии зависят от большого количества параметров, которые взаимосвязаны между собой. В работе подшипника решающую роль имеет критерий несущей способности, а остальные критерии могут заменяться ограничениями. Тогда алгоритм оптимизации представляется в виде:

$$W_{max} = W \quad (18)$$

где W - определяется формулой (12) при удовлетворении следующих ограничений:

- перепад температуры в слое смазки должен быть менее:

$$\Delta t \leq \frac{F_{mp} r \omega}{c \gamma Q} \quad (19)$$

- несущая способность по величине должна быть больше или равной допускаемой нагрузке на подшипник:

$$\frac{2[P] \ell r}{W_{max}} \leq 1 \quad (20)$$

- мощность, затраченная на преодоление сил трений в подшипнике, должна быть по величине меньше или равной допускаемой:

$$\frac{F_{mp}}{(1-\eta) 2 \ell r [P]} \leq 1 \quad (21)$$

- условие обеспечения жидкостного режима трения:

$$\varepsilon \leq 1 \frac{K h_{кр}}{\delta} \quad (22)$$

где: r - радиус цапфы; δ - радиальный зазор в подшипнике; c и γ - соответственно теплоемкость и удельный вес смазочного материала; η - КПД; K - коэффициент запаса.

Учитывая, что размерность поставленной задачи достаточно велика, то решение было реализовано с помощью ЭВМ, применив градиентный метод.

В четвертой главе приведены установка и методика экспериментальных исследований параметров радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазки, (влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на силу трения, расхода смазочного материала, минимальной толщины смазочного слоя, траектории движения центра цапфы и температуры подшипников скольжения).

Экспериментальные исследования проводились на специальном разработанном стенде, включающий экспериментальную установку, пульт управления и насосную станцию с системой смазки.

Измерение параметров осуществлялось: давление в смазочном слое - датчиками ИЦД-2; температуры - потенциометром, работающим совместно с хромель-копелевой термопарой; силы трения - тензодатчиками, наклеенными на балку равного сопротивления; расход смазочного материала - расходомером 9ИР-5; положение

центра вала индуктивными датчиками, залитые во вкладыше подшипника; частота вращения - тахометром ТЦ-3М.

Для записи изменения основных характеристик применялся самописец Н 338-6. Записывались координаты центра цапфы, сила трения, частота вращения вала и импульсы отсчета времени в течение всего периода вращения вала с момента пуска до полной его остановки.

В процессе испытаний изменялись: частота вращения вала - $0 + 942$ I/с, давление подаваемого смазочного материала - $(0,1 + 4) \cdot 10^5$ Па, удельная нагрузка - $(0,1 + 10) \cdot 10^5$ Па.

В пятой главе представлены результаты экспериментальных исследований основных показателей радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала.

Эксперименты проведены на гладких радиальных подшипниках скольжения изготовленных с размерами:

- для обычной пары:

1) $d = 65$ мм, $\ell = 100$ мм, $\delta = 0,075$ мм

2) $d = 13$ мм, $\ell = 20$ мм, $\delta = 0,032$ мм

- для оптимальной пары:

1) $d = 64$ мм, $\ell = 65$ мм, $\delta = 0,0625$ мм

2) $d = 11$ мм, $\ell = 14$ мм, $\delta = 0,025$ мм

Цапфа изготовлена из стали 12Х18Н10Т с чистотой поверхности $R_a = 0,64$ мкм, а вкладыш из графитопоропласта 7В-2А и бронзы БрОЦС-6-6-3 с чистотой поверхности $R_a = 1,25$ мкм.

В качестве смазочного материала применялась пресная вода со следующими физическими свойствами при $T = 20^\circ\text{C}$, $\mu = 1000 \cdot 10^{-6}$ н·с/м², $\gamma = 998,2$ кг/см³ и $C = 483$ Дж/кг·К.

Результаты исследования распределения давлений показали отсутствие отрицательных давлений. Протяженность зоны положительных давлений в сечении отстоящем на расстояние $\ell/5$ со стороны торца подачи смазочного материала под давлением охватывает угол 2π , а в сечении, отстоящем на расстояние $\ell/5$ со стороны второго торца меньше чем π . Причем в различных сечениях по длине подшипника, значение давления и профиль эпюры имеют разный характер и зависят от совместного влияния входного давления и возникающего гидродинамического давления.

Температура в смазочном слое по окружности и по длине вкладыша изменяется незначительно. Разность температур в раз-

личных точках составляет не более 1°C . Это объясняется наличием гидродинамического режима трения и хорошим теплопроводом смазочным материалом.

Расход смазочного материала с увеличением давления подачи с торца подшипника растет пропорционально. Это хорошо согласуется с теоретическими зависимостями, причем с увеличением давления подачи смазки расход в оптимальной паре растет медленнее, чем в обычной паре (рис. 1).

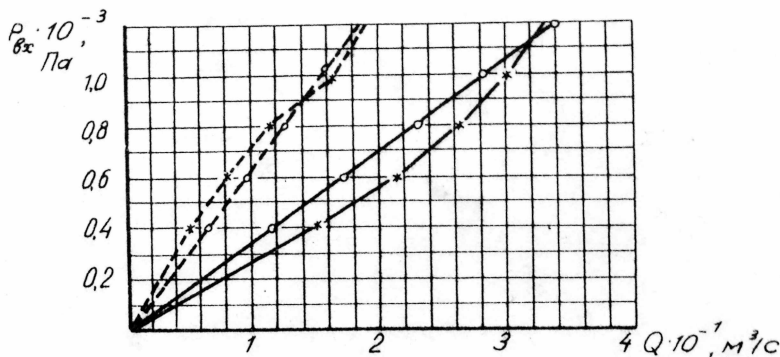


Рис. 1. Зависимость расхода смазочного материала от давления подачи.

о - теоретическая; * - экспериментальная; — — — обычная пара: $\ell = 20$ мм, $d = 13$ мм, $\delta = 0,032$ мм, $P_{уд} = 0,87 \cdot 10^{-4}$ Па, $\omega = 314$ I/c, — — — оптимальная пара: $\ell = 14$ мм, $\delta = 0,025$ мм, $P_{уд} = 14,7 \cdot 10^{-4}$ Па, $\omega = 314$ I/c $d = 11$ мм

Это объясняется тем, что в оптимальных парах радиальный зазор меньше по сравнению с зазором в обычных парах.

Минимальная толщина смазочного слоя h_{min} между цапфой и вкладышем в зависимости от угловой скорости ω изменяется разнообразно (рис. 2). Для обычной пары сперва h_{min} до $\omega = 125$ I/c растет, а при дальнейшем увеличении скорости вала до $\omega = 220$ I/c значение h_{min} падает до определенного минимума, а потом опять растет до некоторого оптимального среднего значения $h_{min} = 2 + 3,5$ мкм. Это объясняется тем, что вал первоначально под действием результирующей силы гидродинамического давления поднимается и находится с правой стороны вертикальной оси (при пра-

вом вращении вала). При дальнейшем увеличении скорости скольжения с увеличением силы гидродинамического давления вращающийся вал перебрасывается на левую сторону от вертикальной оси и влечет за собой уменьшение h_{min} (рис. 3). При дальнейшем увеличении ω силы подъема растут и соответственно увеличивается h_{min} , достигая определенное оптимальное значение в зависимости от конструктивных параметров пары трения. Это подтверждают и результаты записи траектории движения центра цапфы во время его работы.

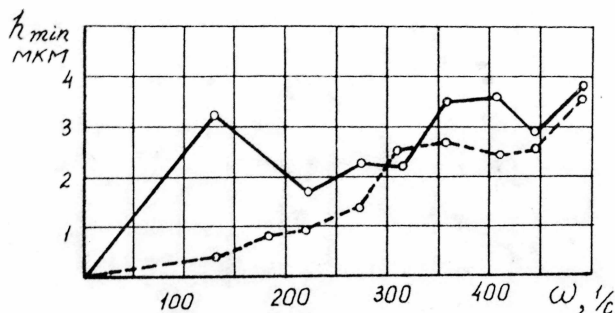


Рис. 2 Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от частоты вращения
— обычная пара; --- оптимальная пара; $P_{вх} = 10^5$ Па; $F = 18,2$ Н

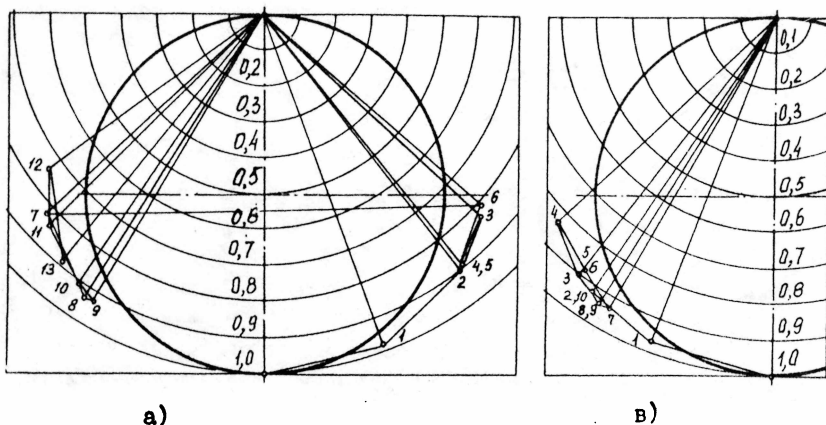


Рис. 3 Траектория движения центра цапфы радиального подшипника скольжения с торцевым подводом смазки
а - обычная пара; б - оптимальная пара

Другая картина получается для оптимальной пары. В оптимальной паре трения $\dot{h}_{min}$ в зависимости от угловой скорости ω растет до достижения некоторого оптимального среднего значения. Причем эта величина достигается быстрее, чем в обычной паре, т.е. при меньших значениях угловой скорости ω оптимальная пара входит быстрее в режим гидродинамического трения.

Исследования изменения $\dot{h}_{min}$ в зависимости от удельной нагрузки $P_{уд}$ при различных значениях давления подачи смазочного материала $P_{вх}$ и разных угловых скоростях ω показали, что при малых и больших скоростях скольжения $\dot{h}_{min}$ меньше, чем при средних значениях $\omega = 287$ 1/с для одних и тех же удельных нагрузок. Это показывает, что при последнем режиме сохраняется лучшее условие работы подшипника, так как $\dot{h}_{min}$ здесь больше.

Экспериментальные исследования сил трения в испытуемых подшипниках показали, что с увеличением скорости скольжения, коэффициент трения, как для обычных, так и для оптимальных образцов сперва падает до определенного значения (до 0,017 и до 0,0075) как для пары сталь XI8N10T-графитофторопласт, так и для сталь XI8N10T-бронза Бр. 0810-I, а затем повышается (рис. 4).

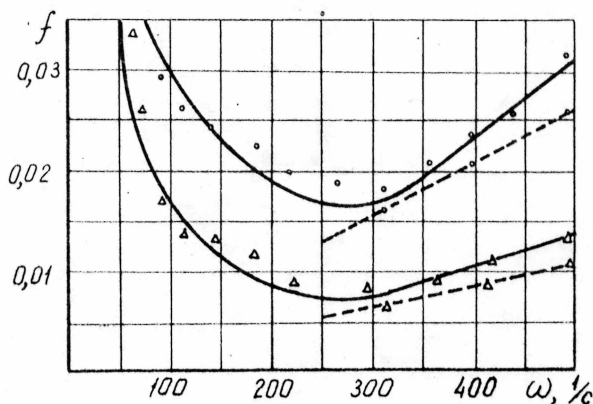


Рис. 4 Зависимость коэффициента трения f от частоты вращения ω

--- теоретическая; — экспериментальная; $P_{вх} = 10^5$ Па;
 о - обычная пара: $d = 65$ мм; $l = 100$ мм, $\delta = 125$ мкм;
 $\varepsilon = 0,9$; $P_{уд} = 0,466$ МПа, Δ - оптимальная пара: $d = 64$ мм;
 $l = 65$ мм; $\delta = 62,5$ мкм; $P_{уд} = 0,753$ МПа

Причем, четко выделяется так называемая зона минимальных значений коэффициента трения при значениях угловой скорости $\omega = 200 + 300$ I/с. Это объясняется тем, что при наступлении этих значений скоростей пара трения вступает в режим жидкостного трения, а после значений $\omega \geq 300$ I/с происходит повышение коэффициента трения за счет внутреннего трения в самом слое смазочного материала.

Сравнение характеристик обычных и оптимальных радиальных подшипников с торцовой подачей смазочного материала показало, что подшипник с оптимальными конструктивными параметрами, по сравнению с обычными конструктивными параметрами, обладает лучшими эксплуатационными параметрами. Они обеспечивают лучшие условия образования смазочной пленки между трущимися поверхностями при устойчивом режиме работы вала. Кроме этого, в подшипнике с оптимальными конструктивными параметрами до 45 % уменьшаются потери на трение, достигается 32 % экономии материала, и на 30 % снижаются затраты на изготовление.

В шестой главе приведены рекомендации к практическому применению результатов исследования. Даны примеры решенных задач в различных постановках по определению оптимальных конструктивных параметров радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала.

Экономический эффект от предлагаемого инженерно-технического решения показан по показателю себестоимости изготовления вкладыша из материала СГ-Т, который используется в серийных электронасосах выпускаемых НПО "Молдавгидромах" и составляет 20736 руб. в год при программе изготовления 864 штук.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

В результате проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. В результате литературного анализа установлено, что существующие методы расчета основных характеристик подшипников скольжения не применимы для расчета подшипников конечной длины с торцовым подводом смазочного материала под давлением.
2. Получены аналитические зависимости распределения давлений в слое смазки подшипника конечной длины с торцовым подводом смазочного материала, а также его основные характеристики (несущая способность, сила трения и расход смазки).

3. Определено влияние конструктивных параметров на основные характеристики подшипников. Показано, что решающую роль в повышении работоспособности оказывает несущая способность.

4. Разработаны алгоритм и программа для реализации на ЭВМ по оптимизации конструктивных параметров радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала.

5. Разработаны методы и экспериментальные установки для проведения исследований радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала.

6. Результаты экспериментов подтвердили теоретические зависимости распределения давлений по окружности и длине подшипника, расхода смазочного материала и сил трения. Установлено, что центр вала движется по сложной траектории. Минимальная толщина смазочного слоя колеблется в пределах $2 + 4$ микрона, в зависимости от условий испытаний, что подтверждает наличие режима гидродинамической смазки.

7. Сравнительные испытания обычных и оптимальных подшипников показали, что более высокой работоспособностью обладают подшипники, изготовленные по оптимальным конструктивным параметрам. В них обеспечивается гидродинамический режим смазки, минимальные потери на трение - до 45 %, снижение затрат материалов на изготовление до 32 %, а также уменьшение трудоемкости на изготовление - до 30 %.

8. Разработаны мероприятия и рекомендации по расчету конструктивных параметров подшипников скольжения с торцовым подводом смазочного материала под давлением.

По теме диссертации опубликовано следующие работы:

1. Мудряк В.И., Макаришин С.Ф., Чертан В.И. Исследование работоспособности узлов трения электронасосов // Пути повышения качества и надежности машин: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. - Минск, 1980. - С.57-59.

2. Мудряк В.И., Чертан В.И., Чапа М.И. Установка для исследования работоспособности радиальных подшипников скольжения // Повышение работоспособности деталей машин. - Кишинев, 1985. - С.71-75.

3. Мудряк В.И., Дынту С.И., Чертан В.И. Оптимизация конструктивных параметров радиальных подшипников скольжения // Повышение работоспособности деталей машин. - Кишинев, 1985.

- С.16-31.

4. Чертан В.И. Исследование работы подшипников скольжения с торцовым подводом смазки // Технологическое управление триботехническими характеристиками узлов машин: Тезисы докладов 2-ой Всесоюзной конференции. - Кишинев, 1985. - С.117.

5. Мудряк В.И., Чапа М.И., Чертан В.И. Обеспечение оптимальных условий работы радиальных и упорных подшипников скольжения // Контактная гидродинамика: Тез.докл. IV Всесоюзной конференции. - Куйбышев, 1986. - С.156.

6. Мудряк В.И., Чертан В.И., Драган В.А. К расчету радиальных подшипников скольжения с торцовым подводом смазки // Контактная гидродинамика: Тез. докл. IV Всесоюзной конференции. - Куйбышев, 1986. - С.144-145.

7. Мудряк В.И., Дынту С.И., Чертан В.И. Оптимизация конструктивных параметров гидродинамических подшипников скольжения // Sbornik prednosek CSVTS: Celostatni conference kateder casti a mechanismu stroju.- Ceskoslovenska vedeckotechnicka spolecnost DUM techniky.- Brno (CSSR), 1988. - S. 134-137.

8. Мудряк В.И., Чертан В.И. Алгоритм оптимизации радиальных подшипников скольжения // Интенсификация машиностроительного производства: Тезисы докладов республиканской научно-технической конференции. - Кишинев, 1988. - С.85.

9. Мудряк В.И., Чертан В.И. Исследование влияния давления подачи маловязкого смазочного материала с торца на минимальную толщину смазочного слоя. // Механика. Тез. докл. респ. науч. техн. конф., посвященная 25-летию образования КТИ им. С.Лазо. - Кишинев, 1989. - С.17.

10. Чертан В.И. Обеспечение долговечности и надежности радиальных подшипников скольжения герметических электронасосов, на стадии проектирования // Механика: Тез. докл. респ. науч. техн. конф., посвященная 25-летию образования КТИ им. С.Лазо. - Кишинев, 1989. - С.19.



Подписано в печать 25.09.89. АБ06249. Формат 60×84¹/₁₆. Печ. л. 1,0. Отпечатано на ротапринте. Заказ № 386. Тираж 100 экз.

Типография издательства «Штиинца». 277004, Кишинев, Берзарина, 8.

