

1.02.06
-976

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

Контроль
закончен

На правах рукописи

Зирянов
Анатолий Петрович

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХЦЕНТРОВЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ ЛАМИНАРНОМ И ТУРБУЛЕНТНОМ
ТЕЧЕНИИ СМАСКИ

(Специальность ОГ.02.06 - "Динамика, прочность
и надежность машин, приборов и аппаратуры")

Автореферат диссертации на
спискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
1978

ЧПИ

Работа выполнена на кафедре "Гирокопические приборы и устройства" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент Г.А. Завьялов.

Официальные оппоненты:

1. Доктор технических наук, профессор Токарь И.Я. (г. Харьков);

2. Кандидат технических наук, доцент Поляцкий А.Т. (г. Челябинск).

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский теплотехнический институт им. Ф.Э. Дзержинского (г. Москва).

Автореферат разослан "___" 1978 г.

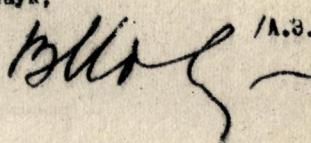
Защита диссертации состоится "___" 1978 г.

в ____ часов на заседании Совета по присуждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, ауд. ____).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Совета или прислать отзыв в двух экземплярах, заверенных печатью, по адресу: 454044, г. Челябинск, 44, проспект им. В.И. Ленина, 76.

/ Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук,
доцент

 / A.E. DAMMER /

Данная работа охватывает постановку и решение некоторых задач статического анализа двухцентровых подшипников скольжения, применяемых в энергомашиностроении в качестве опор роторов различных энергетических машин (паровые и газовые турбины, турбогенераторы, электродвигатели большой мощности и т.д.).

Рассматривая те немногочисленные работы, в которых исследуется статика обыкновенных двухцентровых опор при даминарном течении смазки (Pinkus O; Ханович М.Г.; Blazke W.; Ott H.H.; Buchter J.E., Frey K.; Varga J.E.), можно отметить, что все они выполнены с учетом тех или иных допущений, являющихся необоснованными с точки зрения современного уровня развития теории смазки. Использование этих допущений является недостатком принципиального характера. Вместе с тем, рассматриваемые работы несвободны и от различных недостатков технического порядка. В связи с этим, результаты указанных работ оказались малопригодными в расчетно-конструкторской практике.

Надо сказать, что в энергомашиностроении наряду с обыкновенными двухцентровыми опорами часто применяются подшипники, в верхней половине которых с целью интенсификации теплоотвода смазывающей жидкостью выполнена полукольцевая маслоперепускная канавка. Однако статические свойства подшипников этого типа до сих пор, практически, не исследованы.

В последнее время у нас в стране и за рубежом выполнен ряд экспериментальных исследований крупногабаритных подшипников мощных турбоагрегатов. В этих исследованиях установлено, что режим течения смазки в двухцентровых опорах диаметром 380 мм и более при расчетной скорости вращения вала и расчетных нагрузках является турбулентным. В связи с этим, важной задачей теории является исследование статики рассматриваемых опор в случае турбулентного течения смазки. Однако эта задача также пока не решена.

Подшипники скольжения энергетических машин являются чрезвычайно ответственными элементами, от которых во многом зависят важнейшие технико-экономические показатели этих машин. Поэтому расчетно-конструкторская практика энергомашиностроения должна быть полностью обеспечена теми теоретическими результатами, которые необходимы для успешного конструирования подшипниковых узлов.

Вместе с тем, изложенные выше факты свидетельствуют о весьма неудовлетворительном исследовании статики двухцентровых подшипников, что вызывает серьезные затруднения при проектировании этих опор в заводских условиях и нередко является причиной неудачных конструктивных решений.

В связи с этим, в данной работе поставлены следующие задачи:

1. Провести исследование статики обыкновенного двухцентрового подшипника (Рис.1) при ламинарном течении смазки с целью разработки соответствующей методики, свободной от указанных выше недостатков, с целью исследования зависимости статических свойств данного подшипника от его основных геометрических параметров, а также с целью построения статических характеристик в объеме, необходимом для выполнения проектировочных расчетов.

2. Провести исследование статики двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой (Рис.2) при ламинарном течении смазывающей жидкости с целью разработки соответствующей методики и исследования зависимости статических свойств данного подшипника от ширины маслоперепускной канавки.

3. Провести исследование статики указанных выше типов двухцентровых опор при развитом турбулентном течении смазки с целью разработки соответствующих методик и исследования зависимости статических свойств этих опор от характеристики режима течения смазки.

4. Провести необходимые экспериментальные исследования с целью проверки полученных теоретических результатов.

ГЛАВА I

СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ 150°-НОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ СМАЗКИ

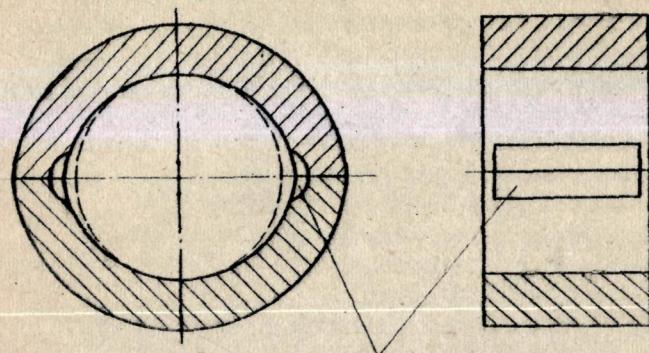
Обозначения:

x, z - окружная (отсчитываемая от линии центров) и осевая (отсчитываемая от середины подшипника) координаты точки смазочного слоя;

x_n, x_k - координаты начала и конца несущего смазочного слоя в окружном направлении;

$\theta = x/z, \quad W = z/x$ - безразмерные координаты точки смазочного слоя;

$\theta_n = x_n/z, \quad \theta_k = x_k/z$ - безразмерные координаты начала и конца несущего смазочного слоя в окружном направлении;



маслораспределительная
канавка

Рис. 1

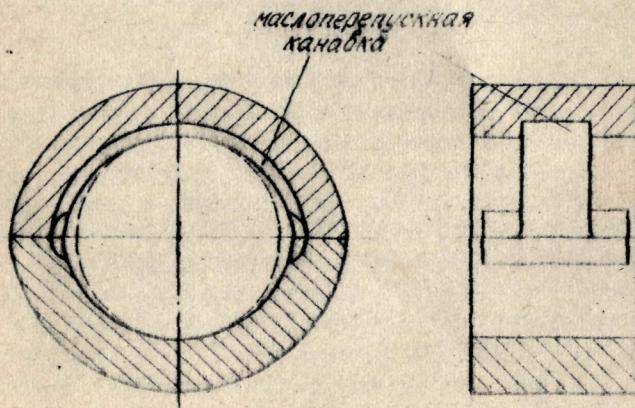


Рис. 2

- h - толщина смазочного слоя;
 $H=h/\delta$ - безразмерная толщина смазочного слоя;
 r, d, l - радиус, диаметр и ширина подшипника;
 $A=\frac{r}{\delta}$ - относительная ширина подшипника;
 δ - радиальный зазор в подшипниковой паре;
 $\gamma=\delta/l$ - относительный радиальный зазор в подшипниковой паре;
 e - абсолютный эксцентрикитет шипа;
 $X=e/\delta$ - относительный эксцентрикитет шипа;
 ϑ - угол наклона линии центров к горизонтали;
 t - средняя температура несущего смазочного слоя;
 M - динамический коэффициент вязкости смазки при температуре t ;
 P - давление в смазочном слое;
 $P=P_0 \gamma^2 / 6 M \omega$ - безразмерное давление в смазочном слое;
 P_m - нагрузка, приложенная к шипу;
 T_m - сила сопротивления вращению шипа в подшипнике;
 Q - расход смазки в торцы нагруженной зоны подшипника;
 $\Phi_p = P_m \gamma^2 / \mu c \omega \delta$ - коэффициент нагруженности;
 $\Phi_t = T_m \gamma^2 / \mu c \omega \delta$ - коэффициент сопротивления вращению шипа;
 $\Phi_q = Q / \mu c \omega \delta$ - коэффициент расхода смазки в торцы нагруженной зоны;
 ω - угловая скорость вращения шипа;
 U - окружная скорость поверхности шипа.

В данной работе рассматривается наиболее распространенная в энергомашиностроении конструктивная схема двухцентровых опор - с подводом смазывающей жидкости в две осевые маслораспределительные канавки угловой протяженностью 30° каждая, расположенные симметрично плоскости разъема. Поэтому решение указанных выше задач начато с разработки методики статического анализа 150° -ного цилиндрического подшипника при ламинарном течении смазки.

Эта методика построена с учетом следующих предположений, которые, в известной степени, являются общепринятыми: 1) смазка в пределах несущего смазочного слоя является однофазной и однородной и удовлетворяет условию абсолютного прилипания к металлическим поверхностям шипа и подшипника; 2) вязкость и плотность смазки в пределах несущего смазочного слоя не зависят от давления и температуры; 3) смазка в пределах несущего смазочного слоя не подвержена действию объемных сил тяжести и инерции; 4) средняя толщина смазочного слоя несоизмеримо мала по сравнению с другими линейными размерами; 5) границами несущего смазочного слоя

являются прямые, параллельные оси подшипника; б) давление смазки на входе в подшипник равно нулю; 7) рабочими поверхностями шипа и подшипника являются идеально гладкие, круглые цилиндры, оси которых в пространстве строго параллельны.

При этих предположениях стационарная задача теории смазки для подшипника с частичным окватом сформулирована в виде:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 6 M H \frac{dh}{dx}, \quad (1)$$

$$\left. \begin{array}{l} P(x_h, z) = P(x_k, z) = 0, \\ P(x, -\frac{h}{2}) = P(x, +\frac{h}{2}) = 0. \end{array} \right\} \quad (2)$$

В отношении границ несущего смазочного слоя принято, что начало его находится на кромке входной маслораспределительной канавки, а конец – в той заранее неизвестной точке за минимальным зазором, которая должна быть определена из условий аналитического минимума давления в соответствующем подшипнике бесконечной ширины.

Краевая задача (1)-(2) может быть преобразована к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} \right) + H^3 \frac{\partial^2 \Pi}{\partial w^2} = \frac{6H}{\partial \theta}, \quad (3)$$

$$\left. \begin{array}{l} \Pi(\theta_h, w) = \Pi(\theta_k, w) = 0, \\ \Pi(\theta, -1) = \Pi(\theta, +1) = 0. \end{array} \right\} \quad (4)$$

Решение краевой задачи (3)-(4) производится по схеме так называемого "общего метода интегрирования уравнения Рейнольдса для смазочного слоя", предложенного М.В. Коровчинским. Структура и свойства уравнения (3) позволяют искать это решение в виде:

$$\Pi(\theta, w) = \Pi_1(\theta) + \Pi_2(\theta, w), \quad (5)$$

где $\Pi_1(\theta)$ – есть решение соответствующей краевой задачи для обыкновенного дифференциального уравнения, а $\Pi_2(\theta, w)$ – решение соответствующей краевой задачи для уравнения в частных производных. Первая из этих задач интегрируется непосредственно, причем решение $\Pi_1(\theta)$ с помощью известной подстановки Зоммерфельда находится в виде некоторой неэлементарной функции, а вторая – по методу Фурье, причем для решения соответствующей краевой задачи на собственные значения используется эффективный метод Галеркина.

Исследование быстроты сходимости приближенных решений выпол-

нено путем сравнения значений $\pi_1^{(n)}$ и $\pi_2^{(n)}$ в нескольких точках области, занятой несущим смазочным слоем, при $n=1,2,3,4$. В связи с тем, что сходимость приближений $\pi_i^{(n)}$ может зависеть от положения шипа в подшипнике, а также от относительной ширины последнего, указанное сравнение выполнено для нескольких точек области возможных перемещений шипа в подшипнике, равномерно охватывающих всю эту область, причем при различных значениях A .

Построенное таким образом решение используется затем для вывода уравнения кривых равновесных положений шипа в подшипнике, а также выражений для коэффициентов Φ_p , Φ_e и Φ_g . При выводе выражения для коэффициента Φ_e потеря на трение в ненагруженной зоне подшипника учтены с помощью известных предположений о переменно-полном заполнении смазкой этой зоны, а при выводе выражения для коэффициента Φ_g расход Q определен как разность между расходами смазки в окружном направлении в сечениях $\theta = \theta_p$ и $\theta = \theta_g$.

Статические характеристики $\tau(x)$, $\Phi_p(x)$, $\Phi_e(x)$ и $\Phi_g(x)$ построены для $A=0,5+1,2$ (через 0,1). Приводится сравнение этих результатов с численно-теоретическими результатами других авторов, которое указывает на преимущество данной работы в части определения характеристик сопротивления вращению шипа и расхода смазки в торцы нагруженной зоны.

ГЛАВА II

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИКИ ДВУХЦЕНТРОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ СМАЗКИ

Обозначения:

- r - радиус образующих подшипник сегментов;
- C - ширина обычного двухцентрового подшипника;
- C_1 - ширина нижней половины двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой;
- $A = C/d$ - относительная ширина обычного двухцентрового подшипника;
- $A_1 = C_1/d$ - относительная ширина нижней половины двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой;
- a - ширина маслоперепускной канавки;
- $k_a = a/e$ - относительная ширина маслоперепускной канавки;
- δ, δ_0 - максимальный и минимальный радиальный зазор в подшипниковой паре;
- $\varphi = \delta/e$ - относительный максимальный радиальный зазор в подшипниковой паре;

ϵ_1 ($t_1 - \delta_1/18$) - относительная эллипсность;

ϵ_2 - абсолютный нижнедольный эксцентрикитет шипа;

$x = \theta/\delta_0$ - относительный эксцентрикитет шипа;

$\delta_0 = \epsilon_1/\delta$ - относительный нижнедольный эксцентрикитет шипа;

t_1, t_2 - средняя температура несущего смазочного слоя, соответственно, в нижней и верхней половинах подшипника;

M_1 - динамический коэффициент вязкости смазки при температуре

$t_1; \Phi_p = P_m \gamma / M_1 C_{daw}$ - коэффициент нагруженности обыкновенного двухцентрового подшипника;

$\Phi_c = T_m \gamma / M_1 C_{daw}$ - коэффициент нагруженности двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой;

$\Phi_e = T_m \gamma / M_1 C_{daw}$ - коэффициент сопротивления вращению шипа в обыкновенном двухцентровом подшипнике;

$\Phi_g = Q/c_{daw} \gamma$ - коэффициент сопротивления вращению шипа в двухцентровом подшипнике с маслоперепускной канавкой;

$Q_g = Q/c_{daw} \gamma$ - коэффициент расхода смазки в торцы нагруженных зон обыкновенного двухцентрового подшипника;

$Q_g = Q/c_{daw} \gamma$ - коэффициент расхода смазки в торцы нагруженных зон двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой;

остальные обозначения, использованные в данной главе, см. в реферате предыдущей главы.

Полученные в предыдущей главе аналитические результаты для 150°-ного цилиндрического подшипника используются здесь для статического анализа двухцентровых подшипников-обыкновенного и с маслоперепускной канавкой - при ламинарном течении смазывающей жидкости. В каждом из рассматриваемых случаев записаны конечные результаты по распределению давления в несущих смазочных слоях, выведено уравнение кривых равновесных положений шипа, а также выражения для коэффициентов Φ_p , Φ_c и Φ_g . При этом: 1) принято, что $\epsilon_1 \neq \epsilon_2$ (поскольку статический анализ рассматриваемых опор производится в изотермической постановке, а аналитическая связь между ϵ_1 и ϵ_2 неизвестна); 2) указанные выражения для подшипника с маслоперепускной канавкой получены с учетом предположения о постоянно-нулевом давлении в полости этой канавки (это предположение, достаточно хорошо согласующееся с опытными данными, позволяет до-

вольно просто учесть потери на трение в зоне маслоперепускной канавки и вычислить расход смазки в торцы нагруженной зоны каждого сегмента верхней половины подшипника).

В случае обыкновенного двухцентрового подшипника статические характеристики $\tau(x)$, $\Phi_p(x_1)$, $\Phi_c(x_1)$ и $\Phi_g(x_1)$ построены для следующих значений параметров ϵ и A :

$$\epsilon=0,5; A=0,5+1,2 \text{ (через } 0,1)$$

$$\epsilon=0,6; A=0,5+1,2 \text{ (через } 0,1)$$

$$\epsilon=0,7; A=0,5+1,2 \text{ (через } 0,1)$$

$$\epsilon=0,8; A=0,5+1,2 \text{ (через } 0,1).$$

Такой выбор расчетных значений ϵ и A был обусловлен стремлением по возможности полнее и подробнее охватить весь диапазон практически применяемых значений этих величин с тем, чтобы обеспечить максимальные удобство и точность при использовании полученных результатов в расчетно-конструкторской практике.

Указанные результаты используются затем для исследования зависимости статических свойств рассматриваемого подшипника от его основных геометрических параметров. Приводится сравнение этих результатов с численно-теоретическими результатами других авторов.

На Рис.3-б приводится сравнение указанных численно-теоретических результатов с известными экспериментальными результатами Румпфа и Пинкуса. Как видим, в случае характеристик $\tau(x)$ и $\Phi_p(x_1)$ имеет место хорошее совпадение сравниваемых результатов. В случае характеристик $\Phi_c(\Phi_p)$ и $\Phi_g(\Phi_p)$, несмотря на значительный разброс экспериментальных точек, также можно говорить о достаточно хорошем совпадении теории с экспериментом, поскольку теоретические кривые в обоих случаях проходят примерно по середине области расположения экспериментальных точек.

В случае двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой статические характеристики $\tau(x)$, $\Phi_p(x_1)$, $\Phi_c(x_1)$ и $\Phi_g(x_1)$ построены для следующих значений параметров ϵ , A , и K_a :

$$\epsilon=0,7; A=0,8; K_a=0+0,6 \text{ (через } 0,1).$$

Эти результаты позволили установить, что наличие маслоперепускной канавки в верхней половине двухцентрового подшипника:
1) изменяет его статические свойства, причем тем значительней, чем больше ширина маслоперепускной канавки; 2) ухудшает его антивibrationные свойства. Последнее обстоятельство позволило сделать важный практический вывод о нецелесообразности применения двухцентровых подшипников с маслоперепускной канавкой в качестве опор роторов современных энергетических машин.

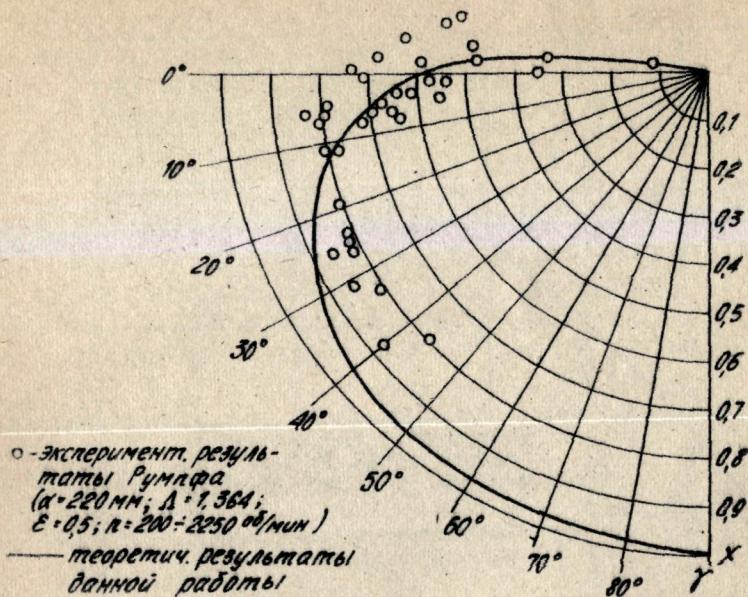


Рис. 3

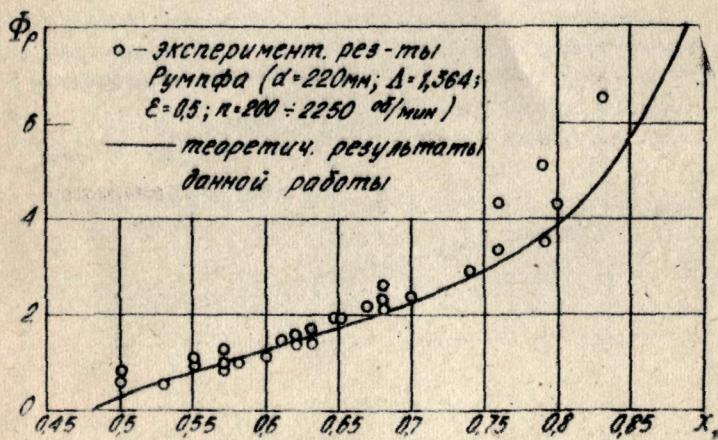


Рис. 4

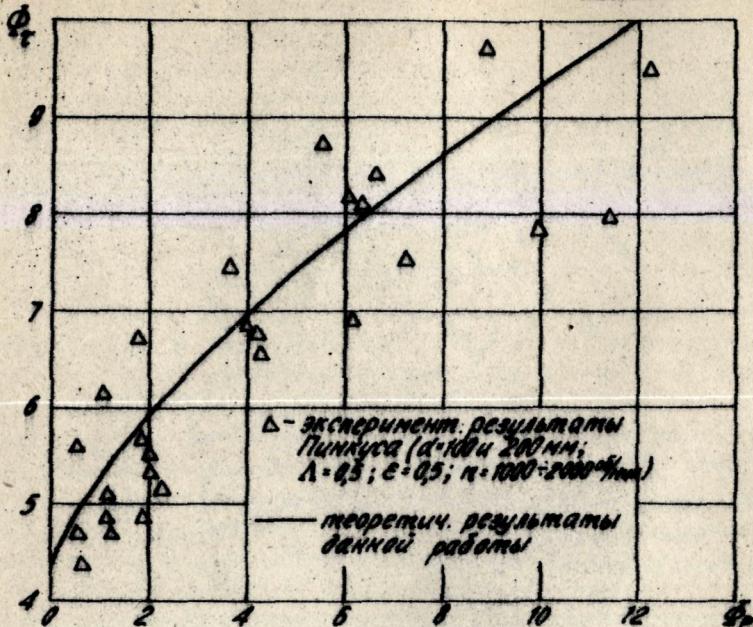


Рис. 5

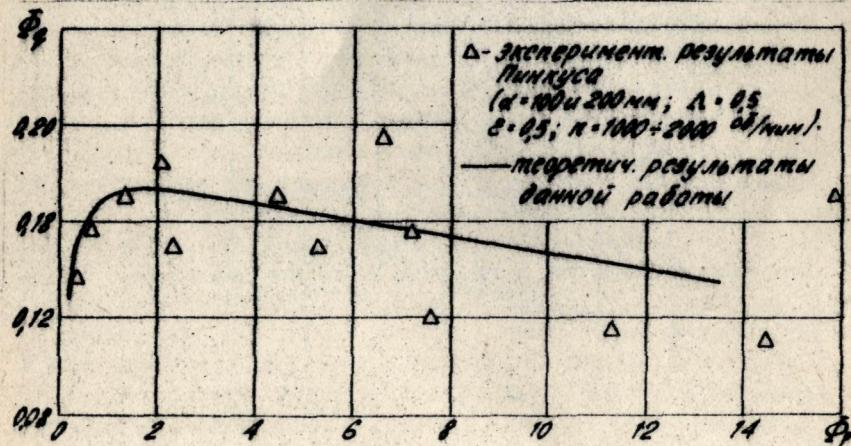


Рис. 6

ГЛАВА II

СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ 150°-НОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА ПРИ РАЗВИТОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ СМАЗКИ

Обозначения:

- \bar{P} — осредненное давление в смазочном слое;
 α — постоянная пути перемешивания (в числовых расчетах принята равной 0,3);

$Re = Ux/v$ — местное число Рейнольдса;

v — кинематический коэффициент вязкости смазки при температуре t ;

$Re^* = (1-x) u \delta / v$ — число Рейнольдса в сечении минимальной толщины слоя;

$C_d = 2\Phi_e/xRe$ — местный коэффициент сопротивления;

остальные обозначения, использованные в данной главе, см. в реферате главы I.

Анализ производится в рамках наиболее развитой в настоящее время теории турбулентной смазки, разработанной румынским исследователем В.Н. Константинеску, при следующих предположениях (дополнительных к тем, которые указаны в главе I): 1) турбулентное течение смазки считается полностью развитым (явление перемешаемости отсутствует); 2) все турбулентные напряжения в смазке являются величинами одного порядка; 3) особенности действительного течения смазочного слоя не влияют на применимость гипотезы пути перемешивания Прандтля для определения указанных турбулентных напряжений.

При этих предположениях дифференциальное уравнение для осредненных давлений в несущем смазочном слое имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{K_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{h^3}{K_x} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{MU}{2} \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (6)$$

где

$$K_x = 12 + 0,53 (x^2 Re) \quad 0,725; \quad (7)$$

$$K_x = 12 + 0,29 (x^2 Re) \quad 0,65. \quad (8)$$

Аналитическое решение уравнения (6) весьма затруднительно

ввиду зависимости коэффициентов κ_x , κ_z от переменной x . Поэтому в данной работе, следуя в этом другим авторам, принято, что местное число Рейнольдса в пределах несущего смазочного слоя является величиной постоянной и равной значению этого числа в сечении минимальной толщины слоя, т.е., что

$$Re \approx Re^*. \quad (9)$$

В этом случае коэффициенты κ_x , κ_z становятся постоянными величинами, а интегрирование уравнения (6) – не более сложным, чем решение уравнения Рейнольдса для смазочного слоя (1).

С учетом допущения (9) краевая задача для функции распределения осредненного давления в несущем смазочном слое сформулирована в виде:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\kappa_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \kappa_z h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 6 \mu H \frac{dh}{dx}, \quad (10)$$

где

$$\left. \begin{array}{l} p(x_h, z) = p(x_t, z) = 0, \\ p(x, -\frac{\epsilon}{2}) = p(x, +\frac{\epsilon}{2}) = 0, \end{array} \right\} \quad (11)$$

$$\kappa_x = \frac{12}{K_x}; \quad \kappa_z = \frac{12}{K_z}. \quad (12)$$

Краевая задача (10)–(11) интегрируется также, как и задача (1)–(2). Полученное решение используется для вывода уравнения кривых равновесных положений шипа в подшипнике, а также выражений для коэффициентов Φ_p , Φ_t и Φ_z .

При выводе выражений для коэффициентов Φ_t и Φ_z используются полученные Константинеску формулы, соответственно, касательного напряжения вблизи поверхности шипа в нагруженной зоне:

$$\tau = \frac{M\mu}{h} \left[1 + 0.0525 (x^2 Re)^{0.75} \right] + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (13)$$

(эта формула с учетом соответствующих предположений о переменно-подном заполнении смазкой диффузорной части зазора используется также и для вычисления потерь на трение в ненагруженной зоне подшипника) и единичного расхода смазки в окружном направлении:

$$g_x = \frac{M\mu}{2} \frac{h^3}{M\kappa_x} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (14)$$

Статические характеристики $\tau(x)$, $\Phi_p(x)$, $\Phi_t(x)$ и $\Phi_y(x)$ построены для случая: $A = 1,0$ ($Re^* = 0$, 100, 1000, 5000, 10 000). Эти результаты, представленные на Рис. 7 и 8, свидетельствуют о том, что с увеличением числа Re^* статические свойства рассматриваемого подшипника существенно изменяются: при $x = \text{const}$ значения коэффициентов Φ_p , Φ_t и Φ_y возрастают; особенно быстро при этом возрастают значения коэффициента сопротивления вращению шара.

Приводится сравнение теоретической характеристики $C_x(Re^*)$ полученной в данной работе для случая $A = 1,0$ ($x = 0,2$), с соответствующей опытной характеристикой, полученной в известной работе Смита и Фуллера. Отмечается весьма хорошее совпадение сравниваемых результатов, что подтверждает обоснованность использованных в данной главе предположений.

ГЛАВА IV

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИКИ ДВУХЦЕНТРОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ РАЗВИТОМ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ СМАЗКИ

Обозначения:

ν — кинематический коэффициент вязкости смазки при температуре t ; ;

$Re^* = (1-x) \pi D / \nu$, — число Рейнольдса в сечении минимальной толщины слоя нижней половины двухцентрового подшипника;

остальные обозначения, использованные в данной главе, см. в реферате главы II.

Полученные в предыдущей главе аналитические результаты для 150°-ного цилиндрического подшипника используются здесь при разработке методики статического анализа двухцентровых подшипников — обычного и с маслоперепускной канавкой — при развитом турбулентном течении смазывающей жидкости. В каждом из рассматриваемых случаев записаны конечные результаты по распределению осредненных давлений в несущих смазочных слоях, выведено уравнение кривых равновесных положений шара, а также выражения для коэффициентов Φ_p , Φ_t и Φ_y . При этом также, как и в главе II, используются предположения о равенстве средних температур t_1 и t_2 и о постоянно нулевом давлении в полости маслоперепускной канавки.

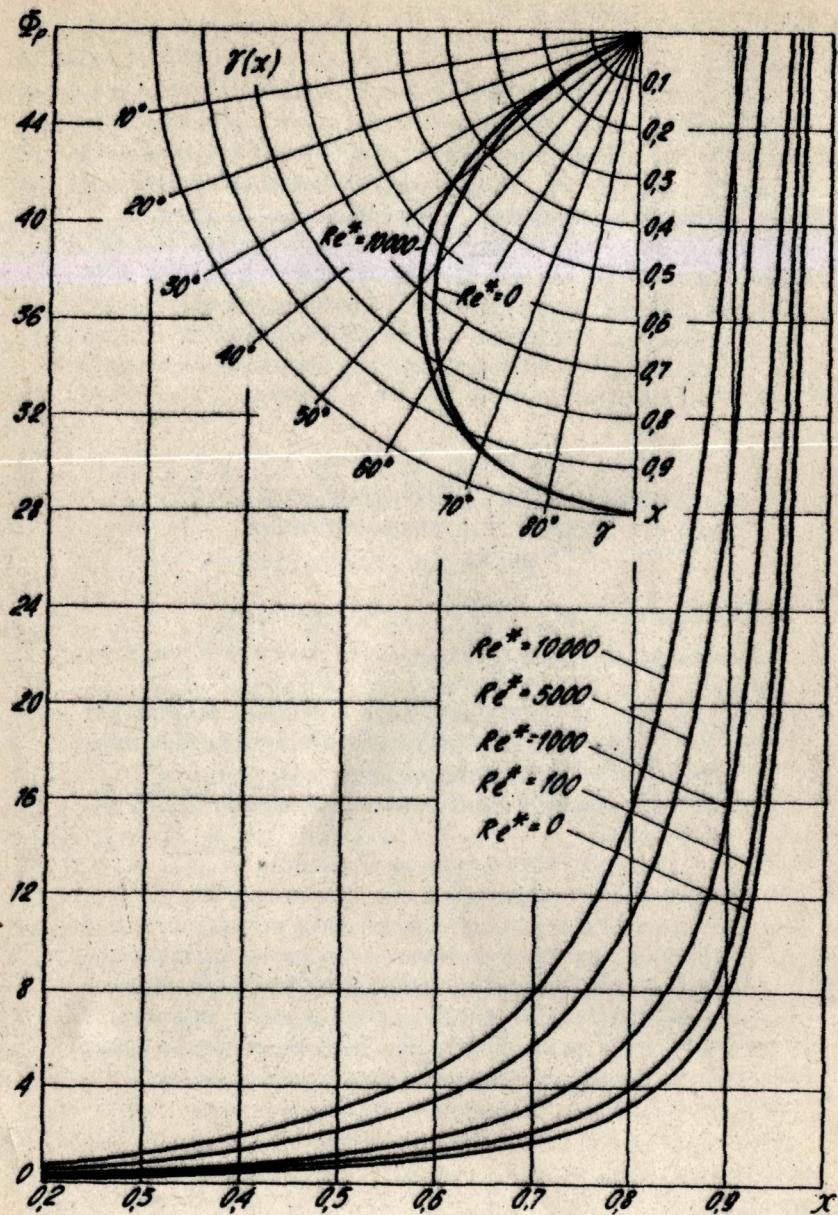


Рис. 7

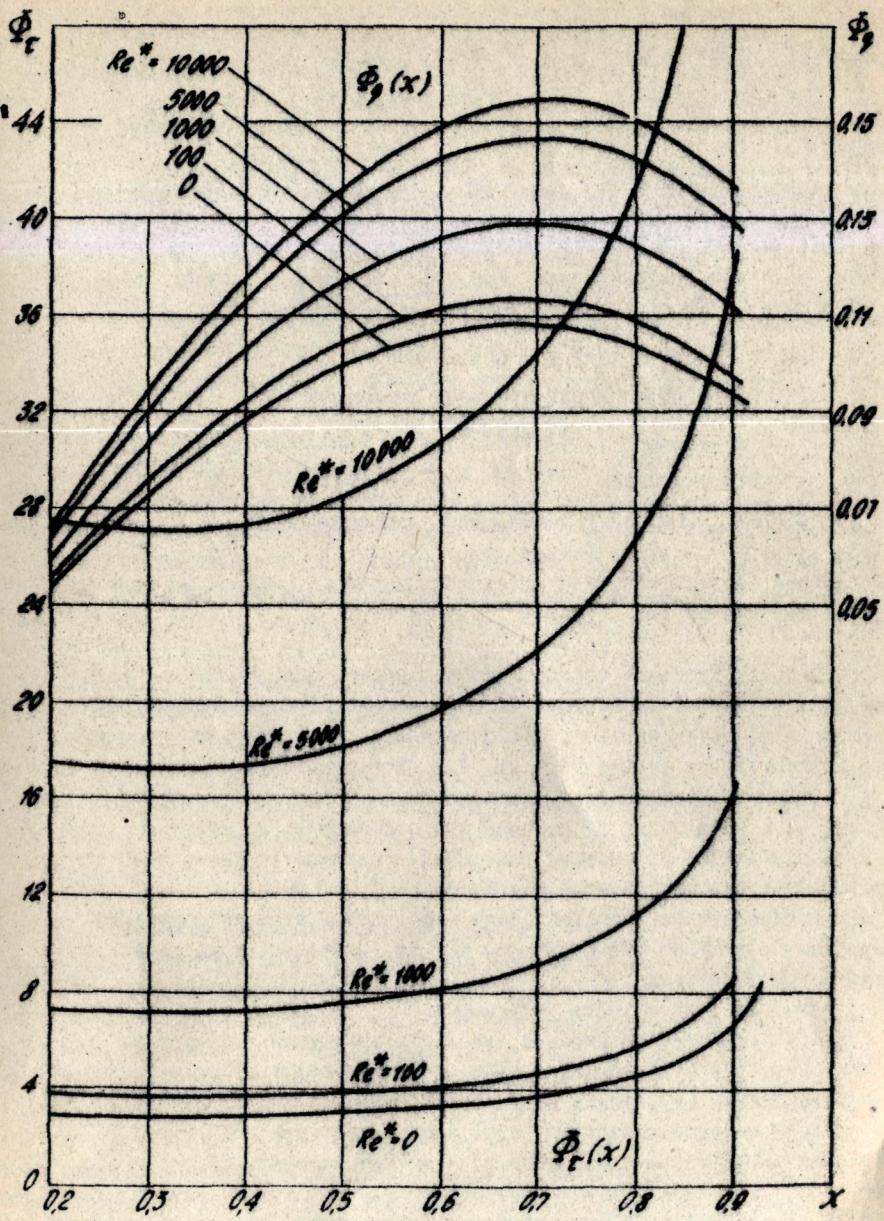


Рис. 8

В случае обыкновенного двухцентрового подшипника статические характеристики $\psi(x)$, $\Phi_p(x)$, $\Phi_\varepsilon(x)$ и $\Phi_\varphi(x)$ построены для:

$$\epsilon=0,7; \quad A=1,0; \quad Re^*=0,100,1000,5000,10000,$$

а в случае двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой для:

$$\epsilon=0,7; \quad A=0,8; \quad k_a=0,5; \quad Re^*=0,100,1000,5000,10000.$$

Эти результаты свидетельствуют о том, что статические свойства рассматриваемых опор с увеличением числа Re^* существенно изменяются: значения коэффициентов Φ_p , Φ_ε и Φ_φ возрастают; особенно быстро при этом возрастают значения коэффициентов Φ_ε .

ГЛАВА У

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Обозначения:

$C_x = 2\Phi_\varepsilon / k_a Re_{ed}$ — местный коэффициент сопротивления;

$Re_{ed} = 4d/V_1$ — число Рейнольдса;

остальные обозначения, использованные в данной главе, см. в рефератах гл. II и гл. IV.

В целях проверки основных теоретических выводов данной работы были проведены экспериментальные исследования статики крупногабаритного двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой на испытательном стенде ЦКТИ им. И.И. Ползунова.

Стенд состоит из следующих основных элементов: а) экспериментальная установка; б) система маслоснабжения; в) система энергоснабжения; г) система измерений. Описывается назначение и устройство каждого из этих элементов.

В качестве исследуемой опоры использован штатный подшипник турбины К-1200-240 ЛМЗ диаметром 600 мм. Основные геометрические параметры подшипника:

$$\epsilon=0,7; \quad A=0,833; \quad k_a=0,64; \quad \psi=0,0036.$$

При проведении испытаний выполнены измерения нагрузки на подшипник, скорости вращения вала, момента трения на подшипнике, расхода смазки (турбинное масло Л-22) через подшипник, давлений в среднем сечении смазочного слоя нижней половины подшипника, средней температуры смазочного слоя нижней половины (следуя Румпфу, она принималась равной температуре масла в точке, удаленной на 5° от вертикальной оси симметрии подшипника), а также положе-

ний шипа в подшипнике в 54-х различных стационарных режимах работы, варьируемых изменением нагрузки на подшипник в пределах от 2 до 18 тонн и скорости вращения вала в пределах от 250 до 2500 об/мин.

Сравнение теоретических и опытных статических характеристик предшествовало определение критического числа Re_g для исследуемого подшипника посредством построения графика функции $C_f(Re_g)$. Поведение этой функции резко изменяется, свидетельствуя о принципиальном изменении законов внутреннего трения вследствие перехода ламинарного режима течения смазки в турбулентный, при $Re_g = 1000 = Re_{бд}$. Отмечается, что такое же значение $Re_{бд}$ получено и другими авторами, экспериментировавшими на аналогичных подшипниках.

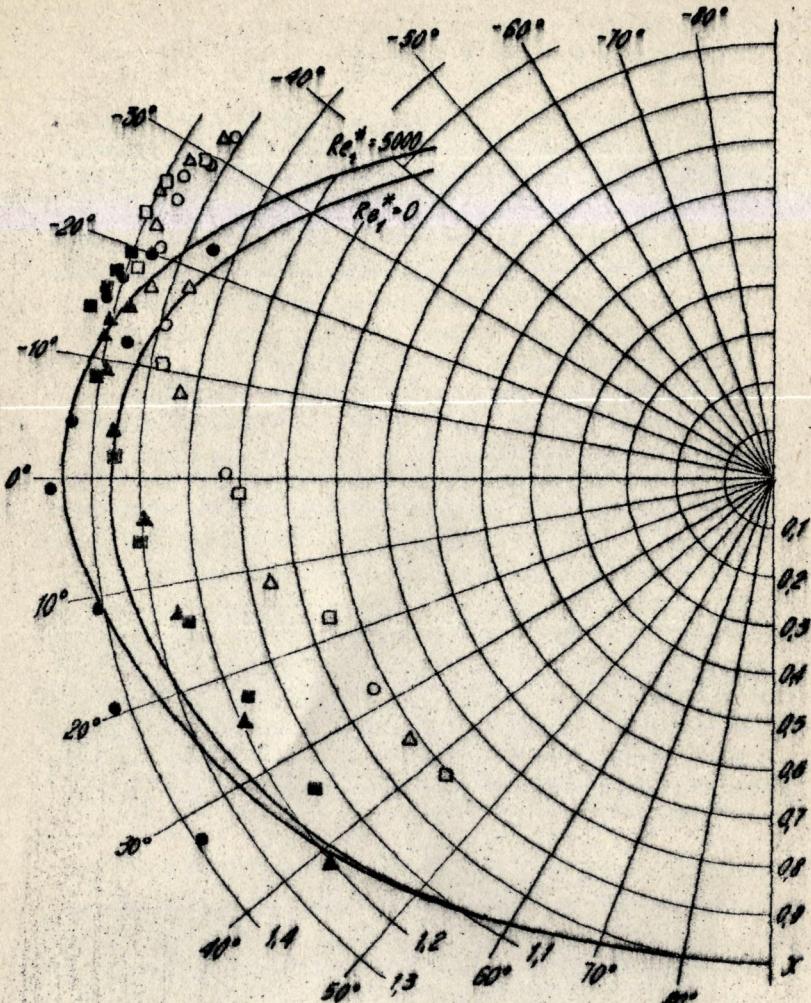
На Рис. 9-12 приводится сравнение теоретических и экспериментальных равновесных положений шипа в исследуемом подшипнике, а также значений коэффициентов ϕ_1, ϕ_2 и ϕ_3 (на Рис. 10-12 опытные точки, соответствующие режимам с $Re_g > 1000$, отмечены цифрами — значением чисел Re_g^*). Можно отметить вполне удовлетворительное совпадение сравниваемых результатов (в интервале $X_s \leq 0,65$ на Рис. 12 имеет место качественное расхождение теоретических и экспериментальных значений коэффициента расхода смазки в торцы нагруженной зоны, однако, как показано в работе, наиболее вероятной причиной этого расхождения является несовершенство существующего в настоящее время способа определения величины торцового расхода смазки в области маслораспределительных карманов), что подтверждает обоснованность и пригодность для практики построенных в данной работе методик статического анализа двухцентровых подшипников как при ламинарном, так и при турбулентном течении смазки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения данной работы:

1. Предложенный М. В. Коровчинским "общий метод интегрирования уравнения Рейнольдса для смазочного слоя" разработан в деталях применительно к случаю цилиндрического подшипника с частичным охватом и граничных условий Рейнольдса. На этой основе разработана методика статического анализа 150° -ного цилиндрического подшипника при ламинарном течении смазки.

2. Разработана более обоснованная по сравнению с существующими методика статического анализа обыкновенного двухцентрового подшипника при ламинарном течении смазки. Получены обширные численные результаты такого анализа, необходимые в расчетно-конструкторской



○ - нагрузка 8000 кг
 △ - нагрузка 10000 кг
 □ - нагрузка 15000 кг.
 ■ - нагрузка 20000 кг
 ■ - нагрузка 30000 кг

● - нагрузка 10000 кг
 ▲ - нагрузка 20000 кг
 ■ - нагрузка 30000 кг

— теоретич. характеристики $\tau(x, Re_i^*)$

Рис. 9

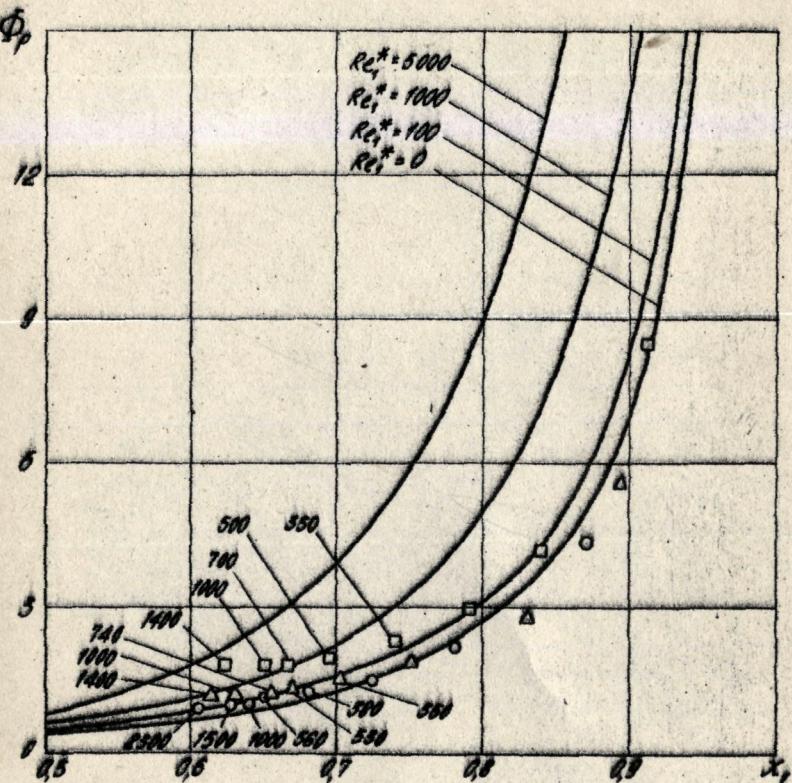
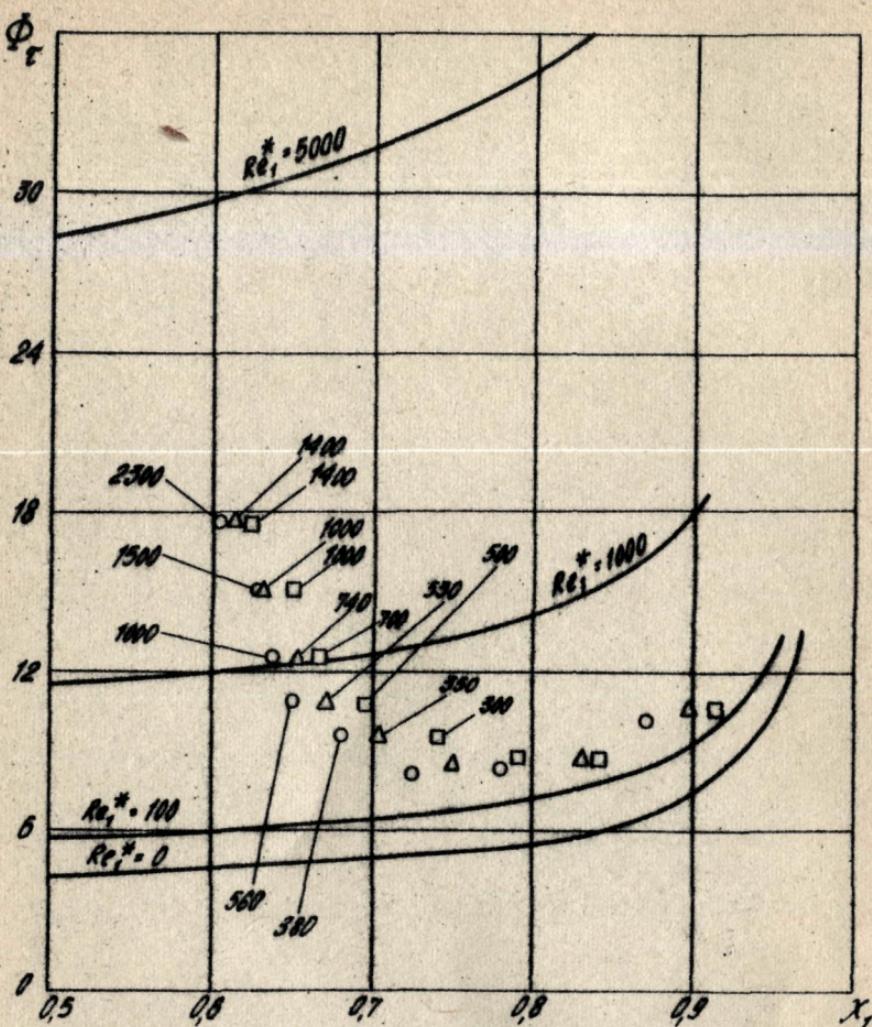


Рис. 10



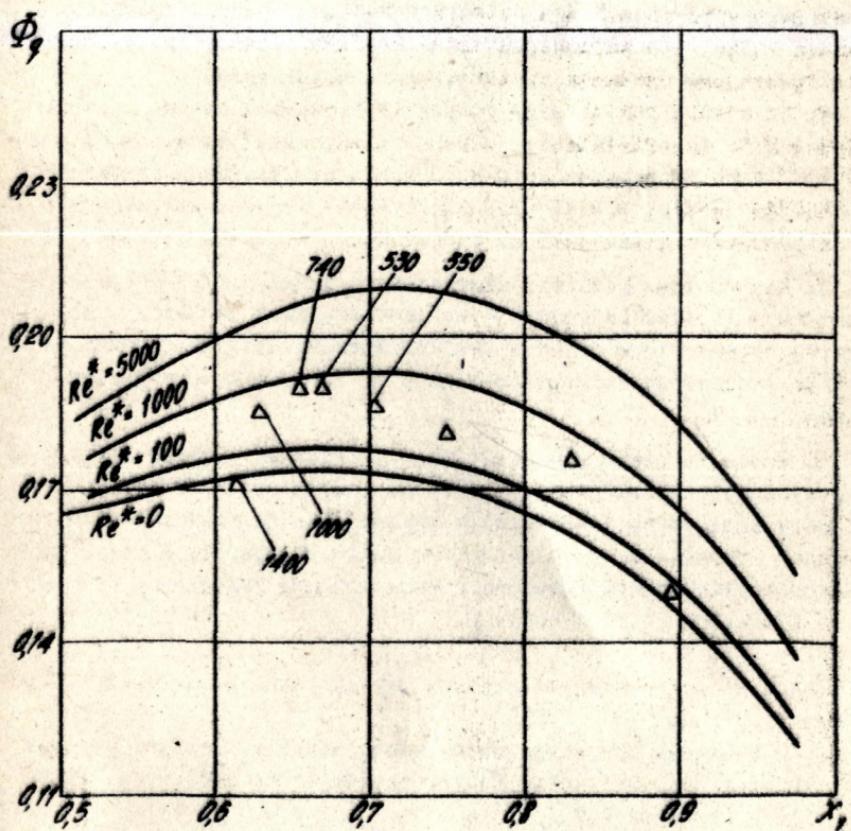
○ - нагрузка 8000 кг

△ - нагрузка 10000 кг

□ - нагрузка 15000 кг

— теоретич. характеристики $\Phi_\tau (X_1, Re_1^*)$

Рис. II



△ - нагрузка 10000 кг

— теоретич. характеристики $\Phi_3(x_1, Re_*)$

Рис. I2

практике энергомашиностроительных заводов. Исследована зависимость статических свойств рассматриваемого подшипника от его основных геометрических параметров.

3. Разработана методика статического анализа двухцентрового подшипника с маслоперепускной канавкой при ламинарном течении смазывающей жидкости. Исследована зависимость статических свойств рассматриваемого подшипника от ширины маслоперепускной канавки. Показано также, что маслоперепускная канавка значительно ухудшает антивibrationные свойства двухцентрового подшипника.

4. На основе результатов теории турбулентной смазки, разработанной В.Н. Константинеску, построена методика статического анализа 150° -ного цилиндрического подшипника при развитом турбулентном течении смазки. Исследована зависимость статических свойств рассматриваемого подшипника от характеристики режима течения.

5. Разработана методика статического анализа двухцентровых подшипников – обычного и с маслоперепускной канавкой – при развитом турбулентном течении смазки. Исследована зависимость статических свойств рассматриваемых опор от характеристики режима течения.

6. Проведены экспериментальные исследования статики двухцентрового подшипника диаметром 600 мм с маслоперепускной канавкой. Результаты этих исследований вполне удовлетворительно подтверждают основные теоретические выводы данной работы в части анализа подшипников рассматриваемого типа как при ламинарном, так и при турбулентном течении смазки.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. О системах индивидуального маслоснабжения опорных подшипников крупных паровых турбин, Энергетическое строительство, 1968, № 2 (соавт. Школьник Г.Т.).

2. Аэрация турбинного масла и способы её предотвращения, Сб. статей НИИЭНПОМаш "Энергетическое машиностроение. Газотурбостроение", 1969, № 3-69-8 (соавт. Казанский В.Н.).

3. Стационарная изотермическая задача гидродинамической теории смазки подшипника конечной длины с частичным охватом, Сб. научных трудов ЧПИ "Исследование и проектирование гироколических приборов и их элементов", 1971, вып. 101.

4. Статические характеристики двухцентровых подшипников с маслоперепускной канавкой, Энергомашиностроение, 1978, № 4
(соавт. Завьялов Г.А.).

Результаты работы докладывались:

1. На ХХУ и ХХҮI научно-технических конференциях Челябинского политехнического института 1972 и 1978 г.

2. На научно-техническом семинаре в ЦКТИ им. И.И. Ползунова, Ленинград, 1973 г.