

Из рассмотрения фиг. 2 следует, что коэффициент теплообмена при течении воды в круглой трубе, рассчитанный по предлагаемому методу, хорошо согласуется с общепринятой расчетной формулой М. А. Михеева [6]

$$N = 0.021R^{0.8}P^{0.43} \left( \frac{P_f}{P_w} \right)^{0.25} \quad (2.1)$$

Из рассмотрения фиг. 3 следует, что теплоотдача при течении воды в кольцевом канале, определенная данным методом, хорошо согласуется с расчетной формулой по теплообмену в кольцевых щелях, рекомендованной В. Е. Дорощуком [7] и справочником по теплопередаче [8], и несколько ниже (на 10—15%), чем это следует из формулы (2.1).

Таким образом, экспериментальные данные, представленные на фиг. 2 и 3, свидетельствуют о достаточной точности предлагаемого метода.

Поступила 25 I 1961

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кондратьев Г. М. Регулярный тепловой режим. Гостехиздат, М., 1954.
2. Ивановский М. Н. Скоростной метод измерения среднего коэффициента теплоотдачи в трубе. Вопросы теплообмена (Сб. статей. Отв. редактор акад. М. А. Михеев). М., Изд-во АН СССР, 1959.
3. Лыков А. В. Теория теплопроводности, Гостехиздат, 1952.
4. Мучник Г. Ф. Определение коэффициента теплообмена при квазистационарном режиме. Инж.-физ. ж., 1960, № 9.
5. Краев О. А. Измерение температуропроводности металлов в широком интервале температур за один опыт. Теплоэнергетика, 1957, № 12.
6. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, М.—Л., 1956.
7. Дорожук В. Е. Исследование теплообмена в узкой кольцевой щели. Теплоэнергетика, 1956, № 1.
8. Кутателадзе С. С., Боршанский В. М., Справочник по теплопередаче. Госэнергоиздат, Л.—М., 1959.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ, ДВИЖУЩЕГО СМАЗОЧНОЕ КОЛЬЦО, В ОПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

*И. Б. Цесарский*

(Новосибирск)

Исследуется течение смазочной жидкости в зазоре между валом машины и смазочным кольцом. Выводится формула для расчета момента сил, движущих кольцо, относительно центра кольца. Приводятся результаты некоторых экспериментов, а также экспериментальный коэффициент для уточнения расчетов по теоретической формуле.

Исследование проводится для случая, когда внутренняя поверхность кольца (фиг. 1), прилегающая к валу, имеет ряд опорных кольцевых поверхностей  $a$ , полученных после проточки канавок  $b$ .

#### Обозначения

- $\omega^\circ$ ,  $\omega$  — угловые скорости вала и кольца;  
 $D$ ,  $D_1$  — диаметры вала и внутренней поверхности кольца;  
 $\mu$  — вязкость масла;  
 $U$ ,  $U_1$  — окружные скорости вала и кольца;  
 $h_0$  — расстояние от поверхности вала до внутренней поверхности кольца в точке их наибольшего сближения;  
 $h$  — расстояние от поверхности вала до внутренней поверхности кольца;  
 $c$  — ширина опорной кольцевой полоски между канавками, проточенными на внутренней поверхности кольца;  
 $m$  — количество опорных кольцевых полосок;  
 $p$  — гидродинамическое давление;  
 $q$  — приведенное давление;  
 $P$  — касательное усилие, действующее на опорную кольцевую полоску;  
 $G$  — вес кольца ( $G_1 = G/m$ ).

В технических расчетах параметры  $\omega^\circ$ ,  $\omega$ ,  $D$ ,  $D_1$ ,  $\mu$ ,  $m$ ,  $G$ ,  $c$  бывают обычно заданы, а величина движущего усилия  $P$  ищется как функция этих параметров.

1°. Рассмотрим качение кольцевой полоски 1 (фиг. 2) вдоль поверхности вращающегося вала 2 с проскальзыванием при наличии между ними масляной пленки 3. Примем систему координат, указанную на фиг. 2. Для отыскания гидродинамических давлений  $p$ , возникающих в зазоре, можно воспользоваться уравнением Рейнольдса [1]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu (U_1 + U) \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

Введем безразмерные переменные

$$\chi = x \sqrt{\frac{\alpha}{h_0}}, \quad \zeta = z \sqrt{\frac{\alpha}{h_0}}, \quad \left( \alpha = \frac{1}{D} - \frac{1}{D_1} \right) \quad (2)$$

Предполагаем, что зазор между валом и кольцом изменяется по формуле

$$h = h_0 (1 + \chi^2)$$

Уравнение (1) преобразуем к виду

$$\frac{\partial}{\partial \chi} \left[ (1 + \chi^2)^3 \frac{\partial q}{\partial \chi} \right] + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[ (1 + \chi^2)^3 \frac{\partial q}{\partial \zeta} \right] = \chi \quad \left( q = \frac{p \sqrt{\alpha h_0^3}}{12\mu (U_1 + U)} \right) \quad (3)$$

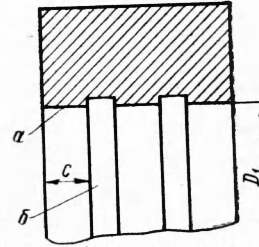
Границами масляной пленки служат линии

$$\zeta = t = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{\alpha}{h_0}}, \quad \zeta = -t \quad (4)$$

$$\chi = b(\zeta) = l_2(z) \sqrt{\frac{\alpha}{h_0}}, \quad \chi = a(\zeta) = l_1(z) \sqrt{\frac{\alpha}{h_0}}$$

Граничные условия для уравнения (3) имеют вид [2]

$$q = 0 \quad \text{на границах слоя,} \quad \frac{\partial q}{\partial \zeta} = 0 \quad \text{при } \chi = a(\zeta)$$



Фиг. 1 — Эскиз смазочного кольца: *a* — опорная кольцевая полоска, *b* — канавка

(Производная от давления по нормали к границе конца масляной пленки равна нулю.)

В случае отсутствия бокового растекания второй член левой части уравнения (3) обращается в нуль, и интегрирование этого уравнения при граничных условиях

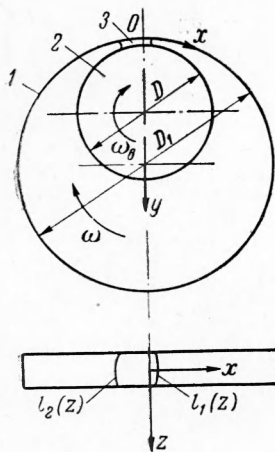
$$q = 0 \quad \text{для } \chi = b, \quad \frac{\partial q}{\partial \chi} = 0 \quad \text{для } \chi = a$$

дает

$$q = \frac{1}{16} \left\{ (1 - 3a^2) \left( \arctg \chi - \arctg b + \frac{\chi}{1 + \chi^2} - \frac{b}{1 + b^2} \right) - 2(a^2 + 1) \left[ \frac{\chi}{(1 + \chi^2)^2} - \frac{b}{(1 + b^2)^2} \right] \right\} \quad (5)$$

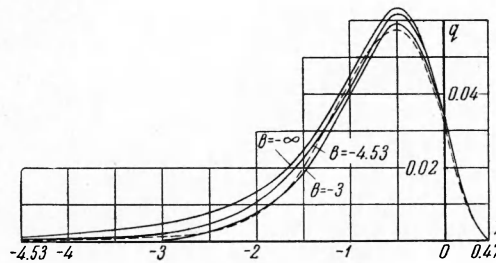
Формула (5) совместно с условием  $q = 0$  при  $\chi = a$  полностью определяет эпюру давлений [3] как функцию от  $b$ .

На фиг. 3 изображена зависимость  $q(\chi)$ , даваемая выражением (5) при  $b = -\infty, -4.53, -3$ . Из фиг. 3 видно, что давление в зоне, где  $\chi < -4.5$ , мало даже в предельном случае, когда осуществляется обильная подача масла в зазор ( $b \rightarrow -\infty$ ) и отсутствует боковое растекание.



Фиг. 2

Фиг. 2. Расположение масляной пленки между валом и опорной кольцевой полоской смазочного кольца: 1 — опорная кольцевая полоска, 2 — вал машины, 3 — масляная пленка



Фиг. 3

Фиг. 3. Распределение приведенного давления в зазоре между валом и кольцом при отсутствии бокового растекания

Вычисления показывают, что при отсутствии бокового растекания с изменением  $b$  от  $-4.5$  до  $-\infty$  координата конца масляной пленки меняется от  $0.464$  до  $0.475$ , т. е. практически остается постоянной.

Приняв во внимание эти факты, можно для отыскания распределения давлений в смазочном слое считать границами масляной пленки вместо кривых  $b(\zeta)$  и  $a(\zeta)$  прямые  $b = -4.53$  и  $a = 0.47$ .

Заметим, что решение уравнения (3) есть уравнение поверхности, реализующей экстремум функционала

$$I(q) = \int_{-t}^t \int_b^a \left\{ \frac{(1+\chi^2)^3}{2} \left[ \left( \frac{\partial q}{\partial \chi} \right)^2 + \left( \frac{\partial q}{\partial \zeta} \right)^2 \right] + \chi q \right\} d\chi d\zeta$$

Ищем приближенно уравнение этой поверхности по методу Ритца в форме

$$q(\chi, \zeta) = \sum_{m=1}^2 \left\{ \sum_{n=1}^3 a_{nm} x_1^{8n-7} (1-x_1)^2 \cos \left[ (2m-1) \frac{\pi \zeta}{2t} \right] \right\} \quad (6)$$

где

$$x_1 = \frac{\chi - b}{a - b} = 0.2(\chi + 4.53)$$

В случае отсутствия бокового растекания такой метод решения дает эпюру  $q(\chi)$ , показанную на фиг. 3 пунктиром, которая довольно хорошо согласуется с точным решением уравнения (3), приведенным выше.

Используя полученное по методу Ритца для разных значений  $t$  приближенное решение уравнения (3), подсчитываем по известным из гидродинамической теории смазки формулам касательное и нормальное усилия, действующие на кольцевую полосу [1]. За нормальное усилие, действующее на опорную кольцевую полосу, можно с достаточной степенью точности принять долю веса кольца, приходящуюся на одну полосу.

Имеем

$$P = \frac{\mu}{\alpha} (\Phi_1 U - \Phi_2 U_1),$$

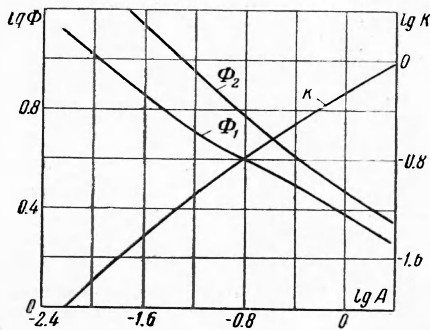
$$G_1 = \frac{24\mu (U_1 + U)}{\alpha^2 c} l F \quad (7)$$

где

$$\Phi_{1,2} = \int_{-\infty}^a \int_{-t}^t \frac{d\zeta d\chi}{1+\chi^2} \mp 6 \int_b^a \int_{-t}^t (1 + \chi^2) \frac{\partial q}{\partial \chi} d\zeta d\chi,$$

$$F = \int_b^a \int_{-t}^t q d\zeta d\chi \quad (8)$$

Фиг. 4. Зависимость коэффициентов  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  и относительного зазора  $k$  от критерия  $A$



В выражении для  $\Phi_{1,2}$  первый интеграл берется в пределах от  $-\infty$  до  $0.47$ , так как подынтегральное выражение не зависит от эпюры давлений и интегрирование следует распространить на весь слой масла, т. е. и на зону, где  $\chi < b$ . Величина этого интеграла мало зависит от величины нижнего предела и в большинстве случаев, наблюдаемых на практике, когда  $b = -(7.5-20)$ , мало отличается от значения, получаемого при интегрировании от  $-\infty$  до  $0.47$ .

Таблица

$t$	5.0	2.9	1.65	0.95	0.55
$F$	0.70	0.50	0.175	0.067	0.020
$\Phi_1$	12.7	7.9	4.8	3.3	2.0
$\Phi_2$	27.0	15.1	8.5	4.4	2.4
$A$	0.0060	0.020	0.072	0.33	1.9
$k$	0.010	0.030	0.091	0.27	0.82

После подсчета коэффициентов  $\Phi_1(t)$ ,  $\Phi_2(t)$  и  $F(t)$  (таблица) будут иметься все данные для отыскания усилия, действующего на кольцо. Однако на практике величина  $t$ , зависящая от  $h_0$ , не бывает задана и требует определения. Поэтому удобно преобразовать второе соотношение (7) к виду

$$A = \frac{1}{48tF(t)} = \frac{\mu (U_1 + U)m}{2\alpha^2 c G} \quad (9)$$

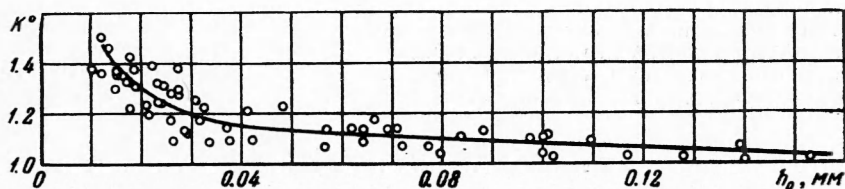
Это позволяет установить взаимно-однозначное соответствие между  $\epsilon$  и критерием  $A$ , составленным из заданных при техническом расчете величин. Зависимость расчетных коэффициентов  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , а также относительного зазора

$$k = \frac{1}{4t^2} = \frac{h_0}{\alpha c^2} \quad (10)$$

от  $A$  изображена на фиг. 4.

2°. Для проверки выведенных формул были проведены эксперименты; на специальной установке моделировалась работа кольца в подшипнике и измерялись параметры движения.

Опорные полоски опытных колец были сконструированы так, чтобы величина критерия  $A$  могла изменяться от 0.006 до 1.9. Чистота поверхности стального вала, бронзовых и латунных колец была  $\nabla 6 - \nabla 7$ .



Фиг. 5. Зависимость экспериментального коэффициента  $K^\circ$  от зазора между валом и кольцом  $h_0$

Момент  $M^\circ$  сил гидродинамического сопротивления, действующих на кольцо со стороны масляной ванны, для опытных колец находился с помощью специальных экспериментов.

Теоретическая величина момента силы, движущей кольцо, подсчитывалась по формуле

$$M = \frac{\mu m D_1}{4\alpha} (\Phi_1 \omega^\circ D - \Phi_2 \omega D_1) \quad (11)$$

полученной из выражения (7).

Теоретическая величина зазора между валом и кольцом находилась из выражения (10).

Полученная зависимость отношения  $K^\circ = M^\circ/M$  от зазора изображена на фиг. 5, из которой видно, что при  $h_0 > 0.03$  мм отклонение теоретических результатов от экспериментальных незначительно (менее 20%). При  $h_0 < 0.03$  мм наступает постепенное разрушение масляной пленки, увеличивается влияние шероховатости поверхности вала и кольца.

Таким образом, экспериментальная проверка показала, что результаты теоретического исследования с введением экспериментального коэффициента  $K^\circ$  могут применяться в технических расчетах.

Поступила 8 XII 1960

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сб. Гидродинамическая теория смазки. ГТИ, М., 1934.
2. P r a n d t l L. A Re — examination of the Hydrodynamic Theory of Bearing Lubrication. General Dis. on Lubricants and Lubrication. 1937, Vol. I, Group I, p.241.
3. К а п ц а П. Л. Гидродинамическая теория смазки при качении. ЖЭТФ, 1955, т. XXV, вып. 4, стр. 747.