

**ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА  
СКОЛЬЖЕНИЯ УЛУЧШЕНИЕМ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА  
РАБОЧИХ ЗОН**

**Горкуша А.Е., Молчанов А.Д., Стеблянко В.Г.**  
(ДонНТУ, ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

Гидродинамическая теория смазки не учитывает деформацию подшипника скольжения под нагрузкой, что искажает фактический профиль зазора рабочей зоны и снижает его несущую способность с ростом окружных скоростей и нагрузок. В современных трибосистемах машин и оборудования рассматриваются теоретические основы расчета, конструирования и их совершенствования [1-3]. Основное допущение о том, что трибосистема шип-подшипник является квазитвердой, форма и размеры которой сохраняются, опровергнуто опытами [4].

Для гидродинамических подшипников, работающих в режиме жидкостного трения, значение относительного эксцентриситета находится в пределах  $\chi = 0,98...0,995$  ( $\chi = \frac{\Delta - 2h_{min}}{\Delta}$ ,  $\Delta$  – диаметральный зазор,  $h_{min}$  – минимальная толщина смазочного слоя).

Круглая цилиндрическая форма внутренней поверхности вкладыша, согласно гидродинамической теории смазки, без учета деформации системы шип-подшипник дает формулу радиальной несущей способности подшипника [5]:

$$R = C_R d l \mu \omega / \Psi^2, \quad (1)$$

где  $C_R$  – безразмерный коэффициент грузоподъемности,

$d, l$  – диаметр и длина подшипника,

$\mu$  – вязкость,

$\omega$  – окружная скорость,

$\Psi$  – относительный диаметральный зазор.

Согласно формуле (1) мощным средством повышения несущей способности подшипника гидродинамического трения могло явиться уменьшение зазора. Однако момент сил сопротивления движению обратно пропорционален зазору и с уменьшением зазора также растёт теплообразование в подшипнике, вызывая повышение температуры, что способствует резкому падению вязкости смазочного материала и падению несущей способности подшипника.

На рис. 1 приведена осциллограмма распределения гидродинамических давлений и профиля зазора в одноклиновом подшипнике гидродинамического трения с баббитовой заливкой под нагрузкой  $R$ . Из рис. 1 следует, что в одноклиновом подшипнике при приложении к нему нагрузки рабочая зона деформируется и представляет собой участок минимального зазора увеличенной протяженности. Объём смазки, прокачиваемый через этот зазор, равен  $Q = \frac{1}{2} v l h_{min}$ , ( $v$  – скорость,  $l$  – длина,  $h_{min}$  – минимальная толщина смазочного материала), т.е. в десятки и сотни раз меньше, чем без учёта деформации. Таким образом, рабочая зона, являющаяся основной зоной теплообразования, практически не охлаждается.

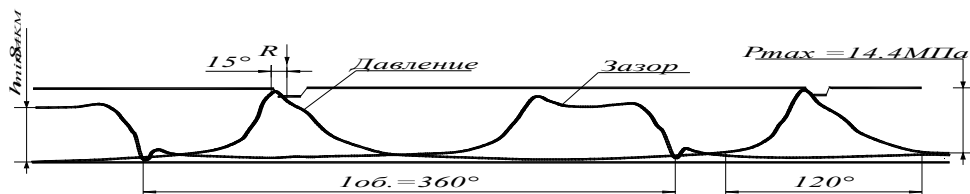


Рис.1. Осциллограмма распределения давления и профиль зазора в баббитовом подшипнике скольжения

Исходные данные:  $D = 100$  мм,  $l = 70$  мм,  $\psi = 0,0015$ ,  $v = 4$  м/с,  $p_{cp} = 4$  МПа

Следовательно, повышение несущей способности подшипника возможно только за счет увеличения циркуляции смазки в рабочей зоне и снижения его температуры.

Такое решение вопроса возможно осуществить одним из следующих приёмов:

- выполнением микроканалов, нанесенных на рабочую поверхность вкладыша;
- нанесение на рабочей поверхности макро и микроканалов, выполненных виброобработкой;
- увеличением диаметрального зазора;
- дополнительной деформацией вкладыша за счет выполнения на наружной поверхности вкладыша в рабочей зоне поднутрений;
- применением в качестве смазочного материала масел с более высокой вязкостью, обеспечивающих большую толщину смазочного слоя;
- выбором сорта смазочного материала, обеспечивающегося лучшим прилипанием к поверхностям цапфы и вкладыша;
- выполнением на рабочей поверхности вкладыша циркуляционных масло-распределительных канавок.

Из гидродинамической теории смазки известно, что канавки в рабочей зоне снижают несущую способность подшипника. Так, при наличии двух канавок и приложении к шипу нагрузки  $R$ , эпюра гидродинамических давлений будет иметь вид приведенный на рис. 2 [6]. Из рисунка следует, что канавки в рабочей зоне резко снижает несущую способность и эпюра гидродинамических давлений для гладкого подшипника (кривая 1) приобретает другую форму (кривая 2) на участках рабочей зоны протяженностью  $a$  и  $b$ .

Опытами установлено [6], что в подшипниках гидродинамического трения, вследствие деформируемости системы шип подшипник падение давлений происходит непосредственно над гранями канавок (рис. 2).

Уменьшение площади рабочей зоны за счет наличия на её поверхности канавок приводит к распределению давлений на участке  $a$  и  $b$ , без изменения её границ и повышению давлений (кривая 2) пропорциональное площади канавок (рис. 3)

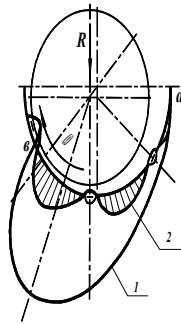


Рис. 2. Эпюра распределения гидродинамических давлений в подшипнике [6] согласно теории: 1 – без канавок; 2 – при наличии канавок;  $a$   $b$  – протяженность рабочей зоны

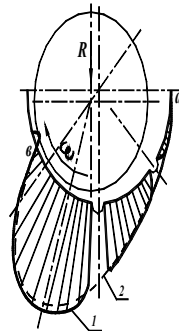


Рис. 3. Эпюра распределения гидродинамических давлений в деформируемом подшипнике при наличии 2-х канавок [6]  
 1 – распределение давлений при наличии канавок; 2 – распределение давлений в подшипнике без канавок

Тепловой расчет подшипника с канавкой в рабочей зоне выполняется на основе решения уравнения теплового баланса.

$$A = C\gamma Q(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (1)$$

где  $C$ ,  $\gamma$  – соответственно теплоёмкость и плотность смазки,  
 $A$  – мощность сил трения,  
 $t_{\text{вх}}$  и  $t_{\text{вых}}$  – температура смазки на входе и выходе.

Наличие смазочной канавки на рабочей поверхности вкладыша делит его на два участка (рис. 4).

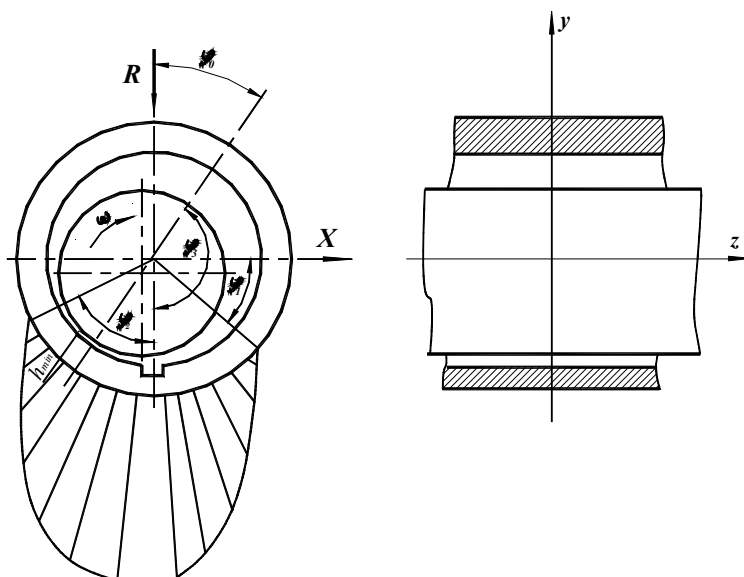


Рис. 4. Схема подшипника с канавкой в нагруженной зоне:  $\varphi_0$  – угол, определяющий положение линии центров относительно нагрузки  $R$ ,  $\varphi_1$  – угол между плоскостью разреза  $X$  и началом образования смазочного слоя,  $\varphi_3$  – угол между линией центра и положением канавки;  $\varphi_2$  – угол между канавкой и концом рабочей зоны второго участка

Тепловой расчет проводим на каждом участке отдельно, так как температура входа для этих участков различная.

Мощность сил, затрачиваемая на трение, определяется по формуле

$$A = M\omega = M \frac{v}{r^2}, \quad (2)$$

где  $M$  – момент сил трения, равный

$$M = r^2 \int \tau d\varphi, \quad (3)$$

где  $\tau$  – касательное напряжение, определенное по формуле

$$\tau = -\mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\varphi}. \quad )$$

Мощность сил трения определяется из выражения

$$A = Vr \int \left( \mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \right) \frac{dp}{d\varphi}. \quad (4)$$

Тогда работа сил трения будет для цельного участка рабочей зоны

$$A = Vr \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left( \mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\varphi} \right) d\varphi . \quad (5)$$

При наличии канавки работа сил трения на первом участке будет

$$A_1 = Vr \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \left( \mu_1 \frac{v}{h} + \frac{h}{2r} \frac{dp}{d\varphi} \right) d\varphi . \quad (6)$$

Производную  $\frac{dp}{d\varphi}$  заменяем ее значением

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6}{h^2} + \frac{C_1}{h^3} .$$

И после подстановки в формулу (6), получаем для первого участка

$$A_1 = \mu_1 v^2 r \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + \frac{\mu_1 v^2 r}{2\delta^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} h \left( \frac{6}{h^2} + \frac{C_1}{h^3} \right) d\varphi . \quad (7)$$

Отсюда переходя к безразмерным переменным, находим

$$A_1 = \frac{\mu_1 v^2 r}{\delta} \left[ \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + \frac{C_1'}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h^2} \right] . \quad (8)$$

Преобразуя уравнение (8) окончательно получаем для первого участка

$$A_1 = \frac{\mu_1 v^2 r}{\delta} \left[ 4 \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h} + \frac{C_1'}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} \frac{d\varphi}{h^2} \right] . \quad (9)$$

Аналогичное выражение получится для работы сил трения на втором участке

$$A_2 = \frac{\mu_2 v^2 r}{\delta} \left[ 4 \int_{\varphi_3}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h} + \frac{C_1''}{2} \int_{\varphi_3}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^2} \right] . \quad (10)$$

Расход смазки через подшипник определяется выражением

$$Q = \frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu r} \frac{dp}{d\varphi} . \quad (11)$$

Для первого участка по формуле (11) с учётом (2)

$$Q_1 = \frac{V\delta}{2} h_{\varphi 3} - \frac{V\delta}{12\mu r} \frac{dp}{d\varphi}. \quad (12)$$

Заменяя производную  $\frac{dp}{d\varphi}$  на её значение из формулы (7) находим

$$Q_1 = \frac{V\delta C_1'}{12}. \quad (13)$$

Расход  $Q_2$  для второго участка определим по формуле

$$Q_2 = \frac{Vh_{\varphi 2}}{2}, \text{ при условии, что } \left. \frac{dp}{d\varphi} \right|_{\varphi=0} = 0$$

В безразмерных переменных

$$Q_2 = \frac{V\delta}{2} \overline{h_{\varphi}}. \quad (14)$$

Средняя температура несущего слоя определяется из соотношения

$$t_m = \frac{t_{вх} + t_{вх}}{2}. \quad (15)$$

Из уравнения теплового баланса находим

$$t_{mj} = t_{exj} + \frac{A_j}{2C\gamma Q_j}, \quad (16)$$

где  $j$  – номер участка (1 или 2).

Зависимость вязкости от температуры определяется по формуле

$$\mu_t \approx \mu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^m,$$

где  $\mu_t$  – вязкость при температуре  $t^{\circ}C$ ;

$\mu$  – тоже при  $t = 50^{\circ}$ ;

$m$  – опытный показатель степени:  $m = 1,8-2,0$  при коэффициенте кинематической вязкости  $\nu < 20 \text{ cSt}$ ;  $m = 2,5-3,0$  для средних и тяжелых масел при  $\nu_{50} > 30-150 \text{ cSt}$ .

Тепловой расчет подшипника с канавкой проводится в следующем порядке. В начале, задавшись средней температурой подшипника, находится вязкость. Затем на основании решения уравнения теплового баланса, новое значение температуры. Проверяем условие  $T_i - T_{cp}$ .

Если условие не будет соблюдаться, то расчеты продолжают, пока не будет выполняться условие  $T_i - T_{i-1} < \epsilon$  ( $\epsilon$  – заданная погрешность).

Для сравнения теоретических и экспериментальных исследований по влиянию канавки на тепловой баланс рабочей зоны были проведены на стенде испытания подшипников, разработанном в ДонНТУ [8].

Объектом исследования были круглоцилиндрические подшипники диаметром 100 мм и длиной  $L = 70$  мм. Втулки заливались баббитом Б-83 и обрабатывались до шероховатости  $Ra = 0,63$  мкм, а поверхность вала до  $Ra = 0,32$  мкм. На внутренней поверхности вкладыша канавка шириной  $e = 6$  мм, глубиной 3 мм в двух вариантах: с выходом в торцы и глухая без выхода в торцы.

На рис.5 приведены кривые распределения температуры в подшипнике с выходом в торцы.

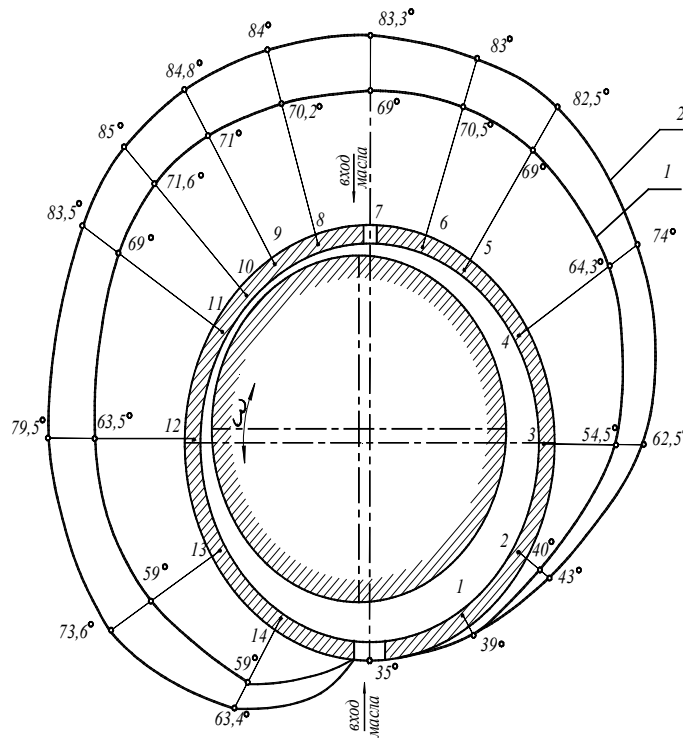


Рис. 5. Распределение температуры по окружности подшипника в среднем сечении подшипника с баббитовой заливкой  $\bar{h}-8$  при  $p_{cp} = 6,5$  МПа  $v = 10$  м/с,  $\psi = 0,00153$

- 1 – канавка с выходом в торцы;  
2 – канавка без выхода в торцы

Как видно, охлаждающий эффект канавки проявляется только в подшипнике со сквозной канавкой (кривая 1), в тоже время в глухой канавке (кривая 2) такого эффекта не наблюдается. Таким образом, для снижения температуры нагруженной зоны подшипника скольжения и повышения его несущей способности необходимо обеспечить усиленную циркуляцию смазки через рабочую зону, что может быть достигнуто с помощью смазочных канавок.

**Список литературы:** 1. Чернець М.В. Оцінка несучої здатності, зносостійкості та довговічності підшипників ковзання //Проблеми трибології (Problems of Tribology) – 2002. – №2 – С. 3-7. 2. Снеговский Ф.П. Режимы жидкостного трения в трибосистемах машин //Проблеми трибології (Problems of Tribology) – 2002. – №2 – С. 52-56. 3. Гор-

куша А.Е., Снеговский Ф.П., Стеблянко В.Г. Режимные параметры полимерных и металлофторопластовых подшипников с учетом температурной податливости /Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. науч. сборник трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – Вып.10. – С. 33-41. **4.** Чернавский С.А. Подшипники скольжения. – М.: ГНТИМЛ. 1963. – 240 с. **5.** Иванов М.Н.. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с. **6.** Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. – К.: Техніка, 1974. – 100 с. **7.** Снеговский Ф.П, Горкуша А.Е. Влияние смазочных канавок на распределение гидродинамических давлений в подшипниках скольжения. В Кн.: Детали машин. К.: Техніка, 1974, № 19. – С. 48-51. **8.** Стенд для испытания подшипников /Снеговский Ф.П., Горкуша А.Е., Гуня А.П., Маньковский Г.Я., Прилепа В.Т. //Вестник машиностроения, № 9, 1980. – С. 17-19.

#### ПІДВИЩЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ПОЛІПШЕННЯМ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ РОБОЧИХ ЗОН

Горкуша А.Ю., Молчанов О.Д., Стеблянко В.Г.

Запропоновано теоретичну модель розрахунку параметрів підшипника з канавкою в робочій області. Теоретично встановлено і підтверджено експериментально, що введення змащення через канавку в робочій зоні опори ковзання, поліпшує теплові експлуатаційні умови роботи.

#### ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ УЛУЧШЕНИЕМ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА РАБОЧИХ ЗОН

Горкуша А.Е., Молчанов А.Д., Стеблянко В.Г.

Предложена теоретическая модель расчета параметров подшипника с канавкой в рабочей области. Теоретически установлено и подтверждено экспериментально, что введение смазки, через канавку в рабочей зоне опоры скольжения, улучшает тепловые эксплуатационные условия работы.

#### INCREASE OF LIFT CAPABILITY OF A SLIDING BEARING BY IMPROVEMENT OF A HEAT BALANCE OF WORKING AREAS

Gorkusha A.E., Molchanov A.D., Stebljanko V.G.

The theoretical model of parameters of a filling slot bearing in a working area is investigated. It is established theoretically and it is confirmed experimentally, that the lubricating circulating groove in a working area of a bearing improves thermal operational conditions.