

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Общие сведения. Подшипники скольжения - опоры вращающихся деталей, сопряженные поверхности которых находятся в относительном движении и разделены слоем жидкости. Часть вала, находящаяся в контакте с отверстием в корпусе подшипника, называется *цанфой*, а сопряженная с ней часть корпуса подшипника - *вкладышем*.

По виду воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения бывают *радиальными* (рис. 10.3.1 а) и *осевыми* (рис. 10.3.1б). Оптимальным режимом работы таких подшипников является режим *жидкостного* трения, при котором контакт деталей полностью исключен, так что износ отсутствует и коэффициент трения минимален. Этот режим работы требует постоянной подачи жидкости в подшипник. Если количество жидкости недостаточно, то подшипник будет работать в режиме *полужидкостного* трения, что может привести к его нагреву, повышенному износу, задиру и т. д. В некоторых конструкциях подшипники скольжения не требуют смазки, а изготавливаются из неметаллических материалов с низким коэффициентом трения и хорошей износостойкостью.

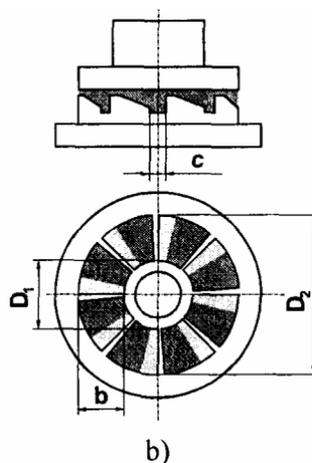


Рис. 10.3.1

В подавляющем большинстве случаев в качестве рабочей среды подшипника скольжения используются масла и маслоподобные материалы, поэтому в дальнейшем под смазывающей жидкостью будем понимать именно эти материалы. Следует отметить, что в зависимости от назначения подшипника для смазки иногда целесообразно применять воду (например, в насосах перекачки воды) и некоторые другие жидкости, но рассмотрение подобных случаев выходит за рамки настоящей книги.

Поскольку обеспечить режим жидкостного трения довольно сложно, подшипники скольжения применяются реже, чем подшипники качения. Область их практического использования ограничена случаями, когда по технологическим, конструктивным, экономическим либо иным соображениям невозможна установка подшипников качения. Например, для высокооборотных валов нельзя подобрать подшипники качения из-за динамических ограничений. Не оправдано применение подшипников качения и в случаях, когда нагрузки на них очень велики, и т. д.

Важной характеристикой смазывающего вещества является динамическая вязкость μ - способность этого вещества сопротивляться сдвигу под действием силы. Единицей динамической вязкости в СИ служит измеренная в ньютонах сила, необходимая для перемещения слоя жидкости высотой в 1 м и площадью в 1 м^2 со скоростью $1 \text{ м} / \text{с}$.

Особые требования предъявляются к выбору материалов контактирующих поверхностей. Цапфа вала должна иметь высокую чистоту обработки поверхности, а для повышения ее износостойкости рекомендуется закаливать эту часть вала. Для изготовления вкладыша рекомендуется использовать следующие антифрикционные материалы:

- чугун;
- бронзу;
- латунь;
- алюминиевые и цинковые сплавы;
- баббиты;
- порошковые материалы;
- металлокерамические материалы и т. д.

Режим жидкостного трения. Подшипники скольжения, работающие в режиме жидкостного трения, применяются в основном в качестве опор высокооборот-ных валов (например, в турбинах, прокатных станах и т. д.). Для расчета таких подшипников, строго говоря, требуется решать сложную гидродинамическую задачу. Однако в инженерных расчетах принимают упрощенную модель: изотермическое ламинарное течение вязкой несжимаемой жидкости между двумя абсолютно жесткими параллельными пластинками, одна из которых неподвижна, а другая движется с некоторой скоростью (напомним, что при ламинарном течении скорости движения частиц жидкости на поверхностях контакта с пластинками равны скоростям самих поверхностей). При этом частицы жидкости перемещаются только вследствие действия постоянной силы трения.

В такой постановке задача расчета параметров течения жидкости является классической и в механике жидкости и газа называется *задачей Рейнольдса*. Она может быть использована для расчета широкого класса подшипников скольжения.

Рис. 10.3.3

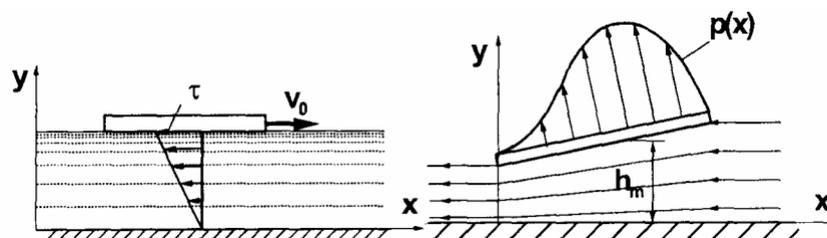


Рис. 10.3.2

Уравнение Рейнольдса. Рассмотрим движение плоской пластины по поверхности жидкости под действием некоторой силы F , которая, в свою очередь,

приводит к относительному сдвигу слоев этой жидкости. Пусть пластина перемещается в направлении оси x со скоростью v_0 , а слои жидкости - со скоростью v (рис. 10.3.2). Тогда согласно определению динамической вязкости напряжения (удельная сила трения) τ , возникающие в жидкости вследствие сдвига слоев, равны

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}. \quad (10.3.1)$$

Если пластина установлена под углом, то на нее действует подъемная сила, вызванная разностью давлений Δp . Характер изменения давления p по длине пластины показан на рис. 10.3.3.

Для того чтобы получить аналитические зависимости, определяющие значение подъемной силы, рассмотрим равновесие элементарного объема жидкости единичной толщины (рис. 10.3.4). Уравнение равновесия записывается в виде

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}. \quad (10.3.2)$$

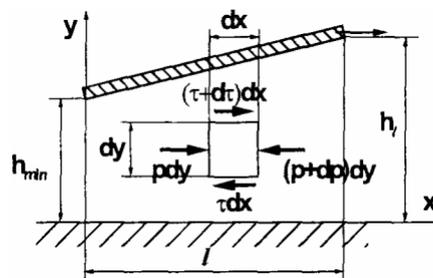


Рис.10.3.4

Решая совместно (10.3.1) и (10.3.2), получаем

$$\frac{d^2 v}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}. \quad (10.3.3)$$

Дифференциальное уравнение (10.3.3) описывает поведение слоев жидкости при условии ее ламинарного течения. Величину скорости течения жидкости v можно получить двукратным интегрированием уравнения (10.3.3), а именно

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2, \quad (10.3.4)$$

где C_1 и C_2 - постоянные интегрирования. Значения этих постоянных определя-

ются из граничных условий:

$$\begin{aligned}v(y=0) &= 0, \\v(y=h) &= v_0,\end{aligned}$$

откуда

$$C_1 = \frac{v_0}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx}, C_2 = 0. \quad (10.3.5)$$

После подстановки (10.3.5) в (10.3.4) получаем выражение для скорости течения жидкости

$$v = v_0 \frac{y}{h} + \frac{y}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y-h). \quad (10.3.6)$$

Расход жидкости Q через зазор h с учетом (10.3.6) равен

$$Q = \int_0^h v dy = \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}. \quad (10.3.7)$$

Если зазор, координате которого соответствует наибольшая величина давления, обозначить через h_m , то условие неразрывности потока можно представить как равенство объемов жидкости, проходящих через поперечные сечения с зазорами h и h_m в единицу времени:

$$\frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{vh_m}{2} - \frac{h_m^3}{12\mu} \left[\frac{dp}{dx} \right]_{p=p_{\max}}. \quad (10.3.8)$$

Поскольку функция давления в точке $p = p_{\max}$ достигает своего максимального значения, то для нее можно записать условие экстремума $\frac{dp}{dx} = 0$. Тогда уравнение неразрывности потока (10.3.7) принимает вид

$$\frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{vh_m}{2},$$

так что получаем

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{(h-h_m)}{h^3}. \quad (10.3.9)$$

Соотношение (10.3.9) называется *уравнением Рейнольдса* для данной постановки задачи. Дифференцируя обе части уравнения (10.3.4) по y и подставляя результат совместно с (10.3.5) и (10.3.9) в (10.3.1), окончательно получаем

$$\tau = \mu \left| \frac{dv}{dy} \right|_{y=h} = \mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx}. \quad (10.3.10)$$

Выражения (10.3.9) и (10.3.10) являются основными для расчета и проектирования подшипников скольжения, работающих в условиях жидкостного трения при ламинарном характере течения жидкости.

Решение задачи Рейнольдса для упорного подшипника. Рассмотрим подшипник с наклонными несущими поверхностями (рис.10.3.1b). Здесь кольцевые наклонные площадки, изготовленные на неподвижной части подшипника, способствуют образованию подъемной силы, аналогично той, которая имеет место при наклонном размещении плоской площадки в потоке жидкости.

Картина изменения зазоров в наклонной части подшипника показана на рис. 10.3.5. Здесь: l_1 - длина плоского участка; l - длина наклонного участка; h_{\min} - минимальная величина зазора; b - ширина кольцевой части подшипника.

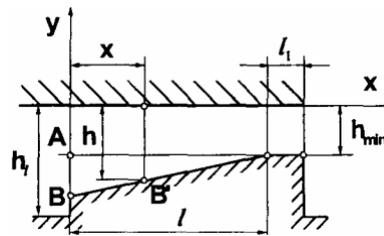


Рис.10.3.5

Как следует из рис.10.3.5, для текущего зазора h , находящегося на расстоянии x , справедливо соотношение

$$h = h_1 - (h_1 - h_{\min}) \frac{x}{l_1},$$

или, введя обозначение $\xi = h_1/h_{\min}$,

$$h = h_{\min} \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l_1} \right]. \quad (10.3.11)$$

Уравнение Рейнольдса (10.3.9) применительно к упорному подшипнику может быть переписано с точностью до константы интегрирования C в виде

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu v}{h^2} + \frac{C\mu}{h^3}. \quad (10.3.12)$$

Решая совместно (10.3.11) и (10.3.12), находим

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu v}{h_{\min}^2 \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l_1} \right]^2} + \frac{C\mu}{h_{\min}^3 \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l_1} \right]^3},$$

что после интегрирования по x дает

$$p = \frac{6\mu vl}{h_{\min}^2 (\xi - 1) \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l} \right]} + \frac{C\mu l}{2h_{\min}^3 (\xi - 1) \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l} \right]^2} + C_1. \quad (10.3.13)$$

Произвольные постоянные определим из граничных условий

$$\begin{aligned} p(x=0) &= 0, \\ p(x=l) &= 0. \end{aligned} \quad (10.3.14)$$

В развернутом виде граничные условия (10.3.15) приводят к следующей системе уравнений относительно C и C_1 :

$$\begin{aligned} \frac{6\mu vl}{h_{\min}^2 (\xi - 1)\xi} + \frac{C\mu l}{2h_{\min}^3 (\xi - 1)\xi^2} + C_1 &= 0, \\ \frac{6\mu vl}{h_{\min}^2 (\xi - 1)} + \frac{C\mu l}{2h_{\min}^3 (\xi - 1)^2} + C_1 &= 0. \end{aligned} \quad (10.3.15)$$

Вычитая из первого уравнения системы (10.3.15) второе и разрешая его относительно постоянной C , имеем

$$C = \frac{-12v\xi}{\xi + 1} h_{\min}. \quad (10.3.16)$$

Далее из второго уравнения системы (10.3.15) с учетом (10.3.16) получаем

$$C_1 = \frac{-6\mu vl}{h_{\min}^2 (\xi - 1)(\xi + 1)}. \quad (10.3.17)$$

Окончательно выражение (10.3.13) с помощью (10.3.16) и (10.3.17) переписывается в виде

$$p = \frac{6\mu vl}{h_{\min}^2 (\xi - 1)} \left[\frac{1}{\left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l} \right]} - \frac{\xi}{(\xi + 1) \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l} \right]^2} - \frac{1}{\xi + 1} \right]. \quad (10.3.18)$$

По известному закону изменения давлений (10.3.18) можно определить нагрузочную способность подшипника в целом. Конструктивно упорный подшипник представляет собой последовательную комбинацию наклонных и параллельных кольцевых участков. Каждый из наклонных участков принимает участие в формировании подъемной силы. Полная площадь поверхности подшипника, участвующей в образовании подъемной силы, равна $A = zlb$, где z и A - число рабочих участков и площадь поверхности одного участка соответственно. Сумма нормальных сил от распределенного по площади поверхности dA давления p определяет то внешнее усилие, которое может быть воспринято подшипником. В результате допускаемая нагрузка F_a на подшипник

равна

$$F_a = \int_A p dA. \quad (10.3.19)$$

Подстановка (10.3.18) в (10.3.19) приводит к следующему выражению для допустимой нагрузки F_a :

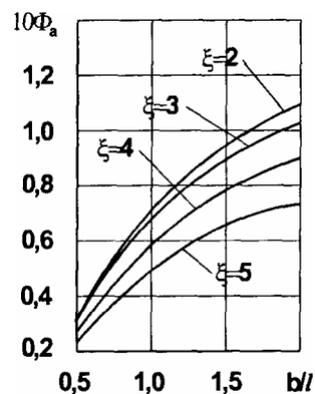
$$F_a = \frac{\mu v l}{h_{\min}^2} \Phi_a, \quad (10.3.20)$$

где

$$\Phi_a = \int_A \frac{6}{(\xi - 1)} \left[\frac{1}{\left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l} \right]} - \frac{\xi}{(\xi + 1) \left[\xi - (\xi - 1) \frac{x}{l} \right]^2} - \frac{1}{\xi + 1} \right] dA.$$

Для практического расчета нагрузочной способности Φ_a можно использовать графики, приведенные на рис. 10.3.6.

Нагрузочная способность, рассчитанная описанным выше способом, дает удовлетворительные результаты для широких подшипников, т. е. когда $b/l \geq 1$. При меньших соотношениях ширины кольцевой части и длины на результатах работы подшипника сильно сказывается скорость истечения из него масла. Поскольку при выводе формулы (10.3.20) процесс истечения масла через торцы не учитывался, то в данном случае расчет по ней может привести к значительным погрешностям.



Решение уравнения Рейнольдса для радиального подшипника.

Решение задачи Рейнольдса для радиального подшипника (рис 10.3.1а) удобнее вести в полярных координатах:

$$dx = r d\varphi;$$

$$v = \omega r.$$

Здесь ω - угловая скорость вращения вала.

При вращении подшипника вал всплывает за счет подъемной силы, вызванной наличием жидкости в зазоре. Положение подшипника будем характеризовать величиной эксцентриситета e . Толщина h_0 слоя жидкости в

сечении, находящемся под углом φ к линии центров OO_1 (рис. 10.3.7) равна

$$h_\varphi = r_a - r_s \cos \gamma - e \cos(180^\circ - \varphi). \quad (10.3.21)$$

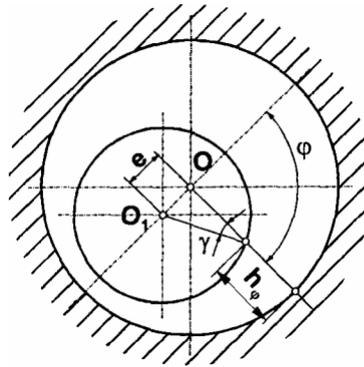


Рис.10.3.7

Для малых углов $\gamma \approx 0$, и (10.3.21) можно переписать в виде

$$h_\varphi = \delta(1 + \varepsilon \cos \varphi), \quad (10.3.22)$$

где $\delta = r_a - r_s$ - радиальный зазор, r_a - радиус отверстия ($2r_a = d$, d - диаметр отверстия), r_s - радиус цапфы вала под подшипником ($2r_s = d_s$, d_s - диаметр вала), $\varepsilon = e / \delta$ - относительный эксцентриситет.

Считая, что под углом $\varphi = \varphi_m$ располагается слой жидкости с наибольшим давлением, обозначим толщину этого слоя через h_m причем в соответствии с (10.3.22) имеет место соотношение

$$h_m = \delta(1 + \varepsilon \cos \varphi_m). \quad (10.3.23)$$

Очевидно, что минимальная толщина слоя жидкости достигается при $\varphi = 180^\circ$, поэтому для h_{\min} из (10.3.22) имеем

$$h_{\min} = \delta(1 - \varepsilon). \quad (10.3.24)$$

Подставляя полученные значения зазоров (10.3.22) и (10.3.23) в уравнение Рейнольдса (10.3.9) и переходя к полярным координатам, получаем

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6\mu\omega}{\psi^2} \frac{\varepsilon(\cos\varphi - \cos\varphi_m)}{(1 + \varepsilon\cos\varphi)^3}, \quad (10.3.25)$$

где $\psi = \delta/r_s$ - относительный радиальный зазор в подшипнике.

Примерный график изменения удельных давлений по дуге окружности радиального подшипника приведен на рис. 10.3.8.

Интегрирование (10.3.25) дает закон изменения давления по угловой координате:

$$p(\varphi) = \frac{6\mu\omega}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon(\cos\varphi - \cos\varphi_m)}{(1 + \varepsilon\cos\varphi)^3} d\varphi + p(\varphi_1). \quad (10.3.26)$$

Радиальная сила F_r , полученная как результат суммирования проекций элементарных сил от распределенной эпюры удельных давлений (рис. 10.3.8), имеет вид

$$F_r = A \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos[180 - (\varphi + \varphi_e)] d\varphi = br_s \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos[180 - (\varphi + \varphi_e)] d\varphi, \quad (10.3.27)$$

где b - ширина подшипника (длина рабочего участка).

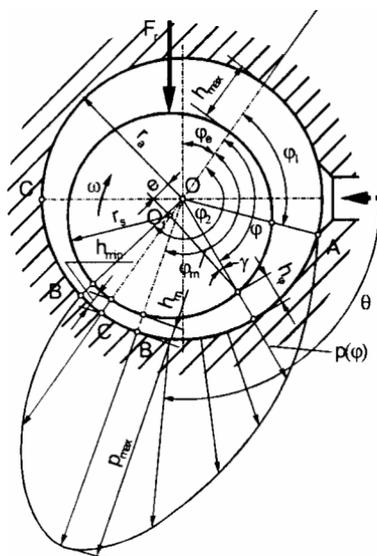


Рис.10.3.8

Заметим, что формула (10.3.27) написана в предположении отсутствия проекций сил трения на направление действия радиальной нагрузки, что справедливо сделать ввиду малости абсолютных значений этих величин по сравнению с нормальными составляющими. Кроме того, как и для случая упорного подшипника, при выводе не учитывалась утечка жидкости через торцовые поверхности подшипника. В этой связи можно утверждать, что точность фактического определения радиальной реакции F_r зависит от ширины

подшипника, и чем последняя больше, тем выше точность расчетов его нагрузочной способности. Подставляя выражение для функции давления (10.3.26) в уравнение равновесия (10.3.27), получаем величину нагрузки, которую может выдержать подшипник при его вращении, а именно

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} b d_s \Phi_r; \quad (10.3.28)$$

$$\Phi_r = -3 \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \cos(\varphi + \varphi_e) \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi d\varphi. \quad (10.3.29)$$

Для аналитического расчета нагрузочной способности подшипника составлены графики значений функции Φ_r (10.3.29). Кроме того, вычисление Φ_r легко провести с помощью ЭВМ методами численного интегрирования. В обоих случаях результат расчета зависит от протяженности несущей поверхности подшипника, которая измеряется углом $\theta = \varphi_2 - \varphi_1$. Величина этого угла целиком зависит от конструкции подшипника и места подвода в него масла. Если подходить строго, то значение угла θ можно определить только экспериментально. Однако практика применения подшипников скольжения показала, что это значение лежит в пределах $90 \leq \theta \leq 360^\circ$. Встречаются также поликлиновые конструкции подшипников, для которых характерно наличие нескольких клиньев на дуге окружности. На рис 10.3.9 приведен график функции Φ_r для случая $\theta = 180^\circ$.

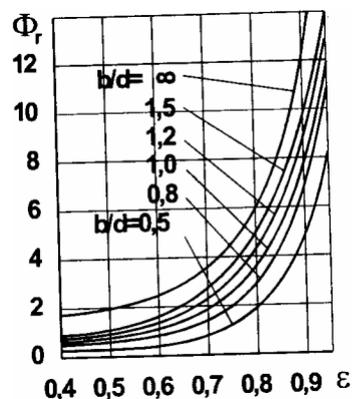


Рис.10.3.9

Если учитывать, что грузоподъемность подшипника конечной длины зависит от торцевых утечек, то для расчета функции Φ_r можно воспользоваться приближенной формулой, справедливой в интервале $\varepsilon = 0,3 \div 0,95$,

$$\Phi_r = \frac{0,505}{2} \left[1 + 4,62 \left(\frac{d}{b} \right)^2 \left(0,026 + \frac{1 - \varepsilon}{2} \right) \right]. \quad (10.3.30)$$

При расчете подшипника важными параметрами являются сила трения и

другие связанные с ней характеристики. С целью нахождения силы трения воспользуемся выражением (10.3.10) для касательных напряжений в слое масла, переписав его в полярных координатах:

$$\tau(\varphi) = \mu \frac{\omega d}{2h} + \frac{h}{d} \frac{dp}{d\varphi}. \quad (10.3.31)$$

С учетом (10.3.25) после несложных преобразований соотношение (10.3.31) принимает вид

$$\tau(\varphi) = \mu \frac{\omega}{\psi} \frac{1 - 3\varepsilon \cos \varphi_m + 4\varepsilon \cos \varphi}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2}.$$

Сила трения F_f которая представляет собой силу сопротивления движению, определяется как сумма распределенных сил, вызванных касательными напряжениями:

$$F_f = \frac{1}{2} bd \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tau(\varphi) d\varphi = \frac{1}{2} bd_s \frac{\mu \omega}{\psi} \Phi_f, \quad (10.3.32)$$

где Φ_f - коэффициент сопротивления, рассчитываемый по формуле

$$\Phi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{1 - 3\varepsilon \cos \varphi_m + 4\varepsilon \cos \varphi}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} d\varphi.$$

Отношение касательной силы F_f к нормальной нагрузке F_r представляет

собой приведенный коэффициент трения скольжения f , $f = \frac{F_f}{F_r}$, для которого по формулам (10.3.32) и (10.3.28) получаем

$$f = \frac{\psi \Phi_f}{2\Phi_r}. \quad (10.3.33)$$

Выражение для коэффициента трения (10.3.33) можно представить в простой аналитической форме, которая справедлива для случая $\varepsilon \leq 0,8$:

$$\frac{f}{\psi} = \frac{\pi}{\Phi_r} + 0,55 \left(\frac{b}{d} \right)^{1,5}. \quad (10.3.34)$$

При $b > d$ отношение b/d принимается равным единице.

Наличие трения вызывает нагрев подшипника, что в случае недостаточной интенсивности отвода тепла может привести к потере его работоспособности.

Отметим, что при проведении проверочного расчета подшипника необходимо также определить установившуюся температуру масла в зазоре.

Практические методы расчетов радиальных подшипников, работающих в условиях жидкостного трения. Одной из основных задач проектирования подшипника скольжения является подбор его геометрических размеров. Задача эта может быть решена в ходе проверочного расчета, когда выбираются некоторые размеры подшипника и характеристики материалов, а после этого производится проверка правильности принятого решения.

Многokратно повторенная операция проверочного расчета дает возможность выбора таких вариантов конструкций, которые являются наиболее подходящими для заданных условий. Эту расчетную работу целесообразно поручить компьютеру, а для принятия окончательного решения следует сформулировать ряд требований, предъявляемых к подшипнику.

В качестве исходных независимых параметров при расчете, например, радиальных подшипников принимают диаметр цапфы d_s и ширину подшипника b , вязкость масла и угловую скорость вращения вала. Для заданного значения нагрузки на подшипник по формуле (10.3.28) определяется величина относительного эксцентриситета ε . По известному значению ε легко определить величину минимального зазора в подшипнике при рабочей нагрузке. Условие, при котором нет непосредственного касания поверхностей, находящихся в относительном движении, записывается как

$$h_{\min} = \delta(1-\varepsilon) \geq h_{\min a}, \quad (10.3.35)$$

где $h_{\min a}$ - допускаемая величина минимального зазора, при которой обеспечен режим жидкостного трения.

Очевидно, что допускаемая величина минимального зазора определяется как сумма высот микронеровностей Ra_1 и Ra_2 поверхностей цапфы вала и вкладыша соответственно (см. главу 1.2). Для податливых валов к указанной сумме следует добавить величину деформации вала на длине подшипника от изгиба δ_s :

$$h_{\min a} = Ra_1 + Ra_2 + \delta_s. \quad (10.3.36)$$

Пользуясь (10.3.35) и (10.3.36), можно рассчитать коэффициент s запаса по минимальному зазору,

$$s = \frac{h_{\min}}{h_{\min a}}.$$

Значение коэффициента запаса не должно быть меньше $s_{\min} \geq (1,3 \div 1,5)$, так как кроме описанных выше параметров на величину минимального зазора может существенно влиять погрешность изготовления подшипника.

Для слоя жидкости в зазоре подшипника следует выполнить проверку справедливости гипотезы существования ламинарного течения. Такая проверка сводится к определению числа Рейнольдса Re и сравнению полученного результата с его критическим значением. Условие существования ламинарного течения жидкости для радиального подшипника эквивалентно неравенству

$$Re = \frac{\pi \delta_d d_s \rho n}{2\mu} \leq 41,3 \sqrt{\frac{d_s}{\delta_d}},$$

где δ_d - абсолютный диаметральный зазор, м;

ρ - плотность смазочного материала, $кг/м^3$;

n - частота вращения вала, $с^{-1}$;

M - динамическая вязкость, $Па \cdot с$.

Для осевого подшипника имеем

$$\text{Re} = \frac{\rho v_m h_{\min}}{\mu} \leq 600,$$

где v_m - скорость на среднем диаметре, m/s .

При выполнении практических расчетов подшипников необходимо учитывать, что динамическая вязкость масла сильно зависит от температуры. Эту зависимость можно аппроксимировать выражением

$$\mu = \mu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^m,$$

где μ_{50} - динамическая вязкость при температуре $50\text{ }^\circ\text{C}$; m - некоторый показатель степени. Параметры μ_{50} и m , определяющиеся сортом масла, приводятся в специальной литературе.

Кроме того, как уже говорилось выше, для обеспечения нормальной работы подшипника следует выполнить его тепловой расчет, который сводится к определению температуры масла при установившемся режиме работы.

В основе теплового расчета лежит уравнение теплового баланса

$$P = P_1 + P_2 + P_3, \quad (10.3.37)$$

где P - мощность, выделенная в подшипнике за счет трения;

P_1 - мощность, отведенная от подшипника через его корпус;

P_2 - мощность, отведенная от подшипника за счет циркуляции (охлаждение за счет циркуляции возможно только в случае принудительного отвода масла);

P_3 - мощность, отведенная от подшипника через вал.

Мощность P , выделенная в подшипнике за счет сил трения, может быть найдена с помощью выражений (10.3.32) и (10.3.33) как

$$P = 0,5 F_f d_s \omega = F_r f v. \quad (10.3.38)$$

Мощность P_1 , отведенная от подшипника через его корпус, равна

$$P_1 = k_t A (t - t_0), \quad (10.3.39)$$

где A - площадь поверхности подшипника, m^2 ; $t - t_0$ - разность температур масла внутри подшипника и окружающей среды; k_t - коэффициент теплоотдачи, численно равный мощности, излученной через единицу поверхности в единицу времени при разности температур в 1° (отметим, что для подшипников с металлическими вкладышами рекомендуется использовать приближенные значения коэффициента теплоотдачи из диапазона $k_t = (9 \div 16) \frac{\text{Вт}}{m^2 \cdot \text{град}}$).

Отведенная от подшипника мощность P_1 , рассчитанная по формуле (10.3.39), справедлива только для случая естественной конвекции. Если предусмотреть использование вентилятора, то значение коэффициента

теплоотдачи можно существенно увеличить. Так, его значение при применении принудительной вентиляции можно определить из выражения

$$k_t = 7 + 12 \sqrt{v_0},$$

где $N_0 \geq 1,2$ м/с - средняя скорость потока воздуха, определяемая скоростью вращения вентилятора и его конструктивными параметрами.

Мощность P_2 , отведенная от подшипника за счет циркуляции, имеет вид

$$P_2 = c\rho V_r(t-t_1), \quad (10.3.40)$$

где c и ρ - удельная теплоемкость масла, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$, и его плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, соответственно;

$(t_1 - t)$ - разность абсолютных температур масла на входе в подшипник и на выходе из него;

V_r - объем масла, протекающий через подшипник в единицу времени, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Для промышленных масел при их средних температурах порядка $50 \div 80^\circ$

С принимается значение $c \cdot \rho \approx 1,7 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{град}}$.

Поток тепла P_3 , отводимый валом, оказывается существенно меньшим по отношению к другим слагаемым теплового потока. В этой связи можно принять $P_3 \approx 0$.

Уравнение теплового баланса (10.3.37) позволяет определить температуру масла в установившемся режиме работы. При этом для каждого сорта масла есть максимально допустимая температура t_a , выше которой оно теряет свои свойства в результате протекания в нем необратимых химических реакций разложения. Следовательно, условие, при котором масло сохраняет свои исходные свойства, можно записать в виде $t \leq t_a$. Тогда, подставляя (10.3.39) и (10.3.40) в уравнение теплового баланса (10.3.37), получаем

$$\frac{P - c\rho V_r(t_1 - t)}{k_t A} + t_0 \leq t_a. \quad (10.3.41)$$

Выражение (10.3.41) представляет собой аналитическую форму уравнения теплового баланса, а проверка этого условия является обязательной при определении работоспособности подшипника скольжения.

Расчет подшипников скольжения, работающих в условиях полужидкостного трения. Режим жидкостного трения может быть осуществлен при условии постоянной подачи жидкости в подшипник, которая, в свою очередь, обеспечивается принудительной циркуляцией масла. Конструктивно это обеспечить трудно и дорого. В этой связи наиболее распространенным случаем является режим полужидкостного трения, при котором масляный слой не обеспечивает полного разделения поверхностей, находящихся в относительном движении. Такой режим работы подшипника может быть осуществлен при периодической смазке.

Расчет подшипника, работающего в режиме полужидкостного трения,

основан на использовании результатов экспериментальных исследований. Методику такого расчета можно рассмотреть на приведенном ниже примере, взятом из [9].

Пример расчета радиального подшипника, работающего в режиме полужидкостного трения.

Расчет и список формул приведен далее в таблице 10.3.1.

Таблица 10.3.1

Расчетные формулы и результаты расчета радиального полужидкостного трения

<i>Определяемый параметр</i>	<i>Расчетная зависимость</i>	<i>Результат</i>
Безразмерная характеристика нагрузки W^*	$W^* = \frac{0,7F_r}{Ebh_k} + \sqrt{\frac{0,49F_r^2}{E^2b^2h_k} + \frac{2,25F_r}{Ebh_k}}$	4,158
Безразмерная толщина смазочного слоя H^*	$H^* = 1,4 + \frac{W^*}{2,25}$	3,25
Параметр упругости E^*	$E^* = \frac{2H^*}{W^*}$	
Характеристический коэффициент B	См. таблицу 10.3.2	0,395
Скорость, соответствующая переходу в жидкостной режим	$v_1 = \frac{0,89F_r \psi h_k B}{bd\mu_e}$	1,2
Средняя вязкость смазки $\mu_m, Па \cdot с$	Задают при $t_m = 50 \div 60^0C$	0,02
Минимальный Коэффициент трения f_{min}	$f_{min} = 4,24 \sqrt{\frac{\mu_m v_1 b}{F_r}}$	5,36
Действительный Коэффициент трения f	$f = f_1 - \frac{\omega d (f_1 - f_{min})}{2v_1}$	0,018
Коэффициент теплоотдачи с поверхности вала α_{T1} , Вт/м ² ·град	$\alpha_{T1} = 18,14(0,5\omega d)^{0,36}$	17,47
Коэффициент теплоотдачи с поверхности корпуса подшипника α_{T2} , Вт/м ² ·град	$\alpha_{T2} = 16,28 \sqrt{v_0} \text{ (с обдувом)}$ $\alpha_{T2} = 9,3 \div 16,28 \text{ (без обдува)}$	16,28
Приведенный коэффициент		

теплопередачи k , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$	$k = \frac{1}{0,5 \frac{d}{b} \ln \frac{D}{d} + \pi \frac{db}{\alpha_{T2} A}} + \frac{3\alpha_{T1}d}{b}$	$0,98 \cdot 10^2$
Средняя температура подшипника t_{cp} , °C	$t_m = t_0 + \frac{F_r \cdot d \cdot \omega f}{2Ak}$	87,5

Исходные данные:

- нагрузка на подшипник $F_r = 7,5 \cdot 10^5 \text{ Н}$;
- частота вращения вала $\omega = 3,6 \text{ с}^{-1}$;
- диаметр шейки вала $d = 0,5 \text{ м}$;
- длина вкладыша подшипника $b = 0,5 \text{ м}$;
- относительный зазор $\psi = 2\Delta / d = 3 \cdot 10^{-3}$;
- коэффициент теплопроводности антифрикционного слоя $\lambda = 46,52 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$
- модуль упругости антифрикционного слоя $E = 0,5 \cdot 10^{11} \text{ Па}$;
- коэффициент трения $f_l = 0,07$;
- температура окружающей среды $t_0 = 20 \text{ }^\circ \text{C}$;
- сорт смазки $T_n - 22$;
- динамическая вязкость масла на входе $\mu_e = 0,037 \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- площадь поверхности корпуса подшипника $A = 2 \text{ м}^2$;
- критическая минимальная толщина слоя масла $h_k = 14 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$.

Таблица 10.3.2

Зависимость характеристического коэффициента В от параметра упругости E*

E*	В	E*	В
			0,540
			0,600
			0,680
0,1	0,052	4,0	0,540
0,2	0,091	6,0	0,600
0,4	0,160	10,0	0,680
0,6	0,210	40,0	0,820
1,0	0,295	100,0	0,960
2,0	0,426		

