

ГИДРОДИНАМИКА МЕЖРОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ РАЗНЫХ СХЕМАХ ПОДАЧИ МАСЛА

ОКБ им. А. Льюлки - филиал ПАО "ОДК-УМПО":
Евгений Ювенальевич Марчуков, д.т.н., Генеральный конструктор
Юрий Борисович Назаренко, к.т.н., ведущий конструктор

*Рассматривается жидкостное трение в межроторных подшипниках скольжения на основе гидродинамической теории смазки при разных схемах подачи масла.
Considered liquid friction in inter-rotor sliding bearings on the basis of the hydrodynamic theory of lubrication by different supply schemes.*

Ключевые слова: межроторный подшипник, гидродинамические силы, масляный клин, скольжение.
Keywords: inter-rotor bearings, hydrodynamic forces, oil wedge, sliding.

Введение

Использование межроторных подшипников скольжения для двухвалных роторов ГТД имеет ряд специфических особенностей. Это связано с тем, что ротора высокого и низкого давления вращаются в одном направлении, что создает определенные проблемы в эксплуатации подшипников скольжения.

В межроторных подшипниках скольжения подача масла может производиться через внутренний вал, как правило, низкого давления (НД) и имеющего меньшую угловую скорость, чем внешний вал высокого давления (ВД).

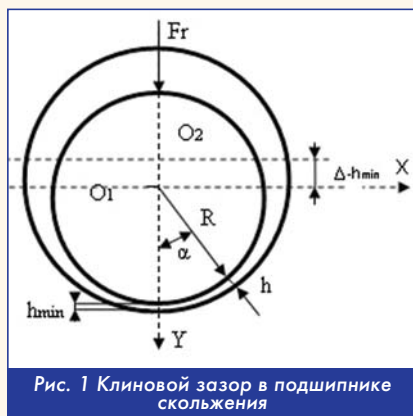
В этом случае скорость масляного потока равна угловой скорости вращения вала НД и гидродинамические силы возникают при набегании втулки, принадлежащей более скоростному валу. При небольшой скорости скольжения набегание втулки происходит с малой скоростью и гидродинамические силы масляного потока в клиновом зазоре между втулками роторов незначительны.

Для повышения гидродинамического эффекта в подшипнике скольжения предлагается подачу масла осуществлять с определенной скоростью относительно втулки, посаженной на валу ротора НД. Это увеличивает скорость потока масла в клиновом зазоре между втулками валов роторов.

1 Гидродинамические силы в подшипниках скольжения без скоростной подачи масла

При жидкостном трении рабочие опорные поверхности вала (цапфа) и вкладыша (подпятник) разделены слоем масла, толщина которого должна быть больше суммы высот шероховатостей двух поверхностей [1]. При этом реакция ротора на опоре компенсируется гидродинамическими силами масляного потока в клиновом зазоре.

В радиальных подшипниках с гладкими вкладышами, выполненными в радиус с цапфой вала при наличии коаксиального зазора между ними клиновидная форма зазора свойственна самой конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центра цапфы вала и вкладыша (рис. 1). Распределение гидродинамического давления в этом случае рассмотрено в [1-2].



Гидродинамическое давление при полном заполнении зазора маслом и движении потока масла по часовой стрелке формируется в двух четвертях щелевого зазора. В квадранте сужения зазора ($-\pi/2 < \alpha < 0$) от оси X и до оси Y и в квадранте расширения зазора ($0 < \alpha < \pi/2$) от оси Y до X (рис. 1).

Толщину зазора для четверти круга от зазора на оси X, равно-

го $\Delta/2$ и до минимального h_{\min} в квадранте сужения принимаем линейной, и она составит

$$\xi = [\Delta - h_{\min}] \cdot \alpha / (\pi/2) + h_{\min}, \quad (1)$$

где Δ - радиальный (коаксиальный) зазор цапфы вала и вкладыша; h_{\min} - минимальный зазор на рабочих режимах.

На основе гидродинамической теории смазки [1-2, 5], давление в клиновом зазоре при изменении высоты зазора по линейному закону представим в виде

$$P = -\frac{6\mu}{\beta} \left[V \left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_1} \right) - Q \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right], \quad (2)$$

где h_1 - начальная величина зазора; β - угол наклона верхней пластины клинового зазора относительно нижней; V - окружная скорость цапфы вала; μ - динамическая вязкость жидкости; Q - расход жидкости в зазоре.

Для определения давления в клиновом зазоре давление для элементарного элемента дуги $dL = R d\alpha$ можно представить в виде [1]

$$P = \frac{6\mu V}{\beta} \left[\left(\frac{1}{h_1 - R d\alpha \beta / 2} - \frac{1}{h_1} \right) - \frac{h_{\min}}{2} \left(\frac{1}{(h_1 - R d\alpha \beta / 2)^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right], \quad (3)$$

где β - угол наклона верхней пластины клинового зазора относительно нижней.

Раскладывая в ряд Тейлора выражение (3) и пренебрегая величинами малого порядка малости, будем иметь давление на единичном участке клинового зазора

$$P = \frac{6\mu \cdot V}{\beta} \cdot \frac{R \beta \cdot d\alpha}{1} \left(\frac{1}{2h^2} - \frac{h_{\min}}{2h^3} \right) = \frac{3\mu \cdot V \cdot R \cdot d\alpha}{1} \left(\frac{1}{\zeta^2} - \frac{h_{\min}}{\zeta^3} \right). \quad (4)$$

Интегрируя выражение (4) в интервале от оси "X" и до текущего значения α , получим значение давления для любого сечения клинового зазора

$$P(\alpha) = \lambda \int_{\alpha}^{\pi/2} \left(\frac{1}{\zeta^2} - \frac{h_{\min}}{\zeta^3} \right) d\alpha, \quad (5)$$

где λ - параметр, определяемый из соотношения, $\lambda = 3\mu \cdot V \cdot R$.

После преобразования выражения (5) будем иметь

$$P(\alpha) = \lambda \int_{\alpha}^{\pi/2} \left(\frac{1}{\eta^2} \cdot \frac{d\alpha}{(\alpha + h_{\min}/\eta)^2} - \frac{h_{\min} d\alpha}{\eta^3 (\alpha + h_{\min}/\eta)^3} \right), \quad (6)$$

где η - параметр, определяемый соотношением, $\eta = 2(\Delta - h_{\min})/\pi$.

После интегрирования получим

$$P(\alpha) = \frac{\lambda}{\eta^2} \left[\frac{1}{\alpha + h_{\min}/\eta} - \frac{1}{(\pi/2 + h_{\min}/\eta)} \right] - \frac{\lambda h_{\min}}{2\eta^3} \left[\frac{1}{\alpha + h_{\min}/\eta} - \frac{1}{(\pi/2 + h_{\min}/\eta)} \right]. \quad (7)$$

Оценим распределение гидродинамического давления по длине зазора и максимальные радиальные гидродинамические силы, поддерживающие вал ротора на масляной подкладке.

Пример расчета проведем на модели межроторного подшипника скольжения с радиусом цапфы вала $R = 67$ мм и шириной $B = 20$ мм. Величину коаксиального зазора принимаем $\Delta = 0,1$ мм.

Окружная скорость набегания втулки вала ВД при угловой скорости ротора НД $\omega_1 = 1068 \text{ с}^{-1}$ и ротора ВД $\omega_2 = 1393 \text{ с}^{-1}$ составляет $V = 21,8 \text{ м/с}$; μ - динамическая вязкость масла при температуре $100 \text{ }^\circ\text{C}$, $\mu = 0,0027 \text{ Нс/м}^2$.

Гидродинамическое давление формируется в секторе с полным заполнением зазора маслом и где клиновидный зазор будет минимальным. Центр клиновидного зазора расположен по направлению действия радиальной силы ротора. Это будет соответствовать расположению сектора $-\alpha_c/2 < \alpha < \alpha_c/2$. Примем $\alpha_c = 0,6 \text{ рад}$.

Подставляя в выражение (6) верхний предел интегрирования $\alpha_c/2$, распределение гидродинамического давления при минимальной толщине зазора $h_{\min} = 10 \text{ мкм}$ в интервале $0 < \alpha < 0,3$ представим на диаграмме (рис. 2)

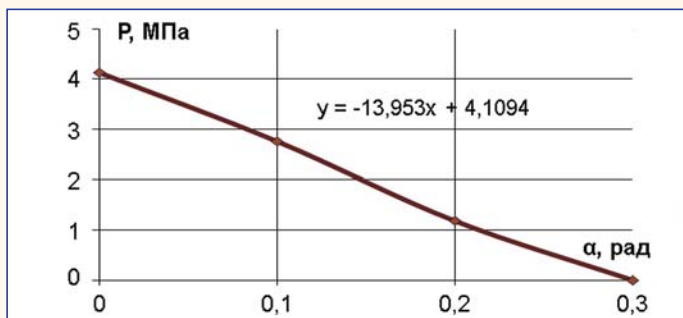


Рис. 2 Распределение гидродинамического давления по длине клиновидного зазора

При линейной аппроксимации распределения давления на участке $0 < \alpha < 0,3$ и $-0,3 < \alpha < 0$ принимаем максимальное значение гидродинамического давления $P_{\max} = 4,1 \text{ МПа}$ и угол сектора $\alpha_c = 0,6 \text{ рад}$. В этом случае суммарная гидродинамическая сила будет равна произведению средней величины давления на каждом участке и площади сегмента

$$F = (P_{\max}/2) \cdot B \cdot \alpha_c R = 1648,2 \text{ Н}, \quad (8)$$

где P_{\max} - максимальное гидродинамическое давление на сегменте, $P_{\max} = 4,1 \text{ МПа}$; B - ширина сегмента вкладыша, $B = 0,02 \text{ м}$; α_c - угол сектора сегмента, $\alpha_c = 0,6 \text{ рад}$; R - радиус цапфы вала, $R = 0,067 \text{ м}$.

Результирующая гидродинамическая сила в секторе, с полным заполнением зазора маслом $\alpha_c = 0,6 \text{ рад}$, составит $1648,2 \text{ Н}$, а при $\alpha_c = 1,2 \text{ рад}$ будет равна $3904,2 \text{ Н}$.

2 Конструкция подшипника скольжения при скоростной подаче масла

Для реализации скоростной подачи масла относительно внутреннего вала предлагается подачу масла производить через жиклеры, расположенные в окружном направлении на вкладыше цапфы вала ротора НД.

Для этого на внутреннем валу 1 и вкладыше 3 изготавливают радиальные цилиндрические каналы "М", которые не доходят до внешнего радиуса вкладыша (рис. 3).

На внешней поверхности вкладыша выполнены выемки 8 в виде желоба с наклоном в окружном направлении выходящим на поверхность цапфы и с плоской радиальной поверхностью на торце (рис. 4).

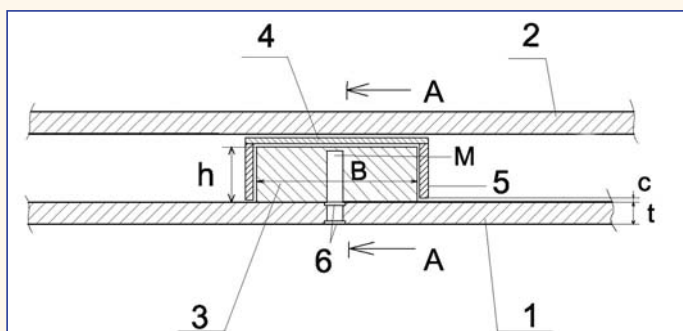


Рис. 3 Узел межроторного подшипника скольжения

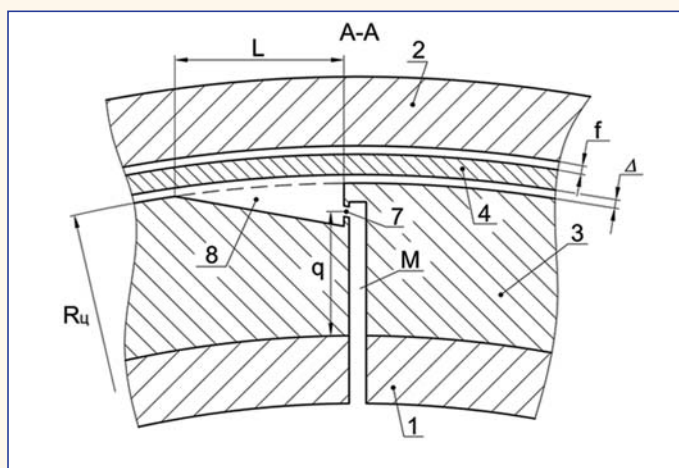


Рис. 4 Схема подачи масла в клиновидный зазор подшипника. Вид А на рис. 3

Глубина радиальной поверхности выемки должна перекрывать радиальный канал "М", а расстояние между границей выемки и радиальным каналом в окружном направлении должно быть минимальным.

В образуемой перемычке на максимально возможном радиусе выполняется выходное отверстие (сопло) для выхода потоков масла с максимальной возможной скоростью, определяемой давлением масла в канале на уровне сопла.

Подача масла в подшипник скольжения осуществляется через сопло 7, связанное через гидравлический канал "М" на валу 1 и вкладыше 3 с кольцевой канавкой 6 на внутреннем валу 1, куда поступает масло, подаваемое во внутреннюю полость вала.

В процессе работы ГТД вал ротора НД приводится во вращение, следовательно, приводится во вращение и скрепленный с ним вкладыш. Масло от масляной системы ГТД подается в полость вала 1, кольцевую канавку 6 и через каналы в коллекторе внутреннего вала и цапфы "М" к жиклерам 7, которые совершают движение вращения со скоростью ω вместе с внутренним валом и под давлением за счет центробежных сил масляного столба подается к жиклерам, откуда вытекает со скоростью V на коническую поверхность выемки 8. Потоки масла при этом имеют окружную скорость относительно цапфы вала, равную скорости истечения масла из сопла.

Количество подающих устройств сопел (жиклеров) и выемок в цапфе может быть различным, но не менее четырех и, в принципе, чем больше их будет, тем более эффективно происходит подача масла и гидродинамическое давление в клиновидном зазоре будет максимальным.

При изготовлении герметизирующих элементов 5, предотвращающих утечку масла с торцевых поверхностей зазора, жестко связанных с внешним валом 2 и с зазором относительно внутреннего вала, возможно касание и заедание ограничителей 5 с вкладышем 3.

В процессе работы ГТД внутренний вал 1 ротора и втулка 4 внешнего вала 2 имеют разные температуры и температурные удлинения их будут разными. Для устранения возможного заклинивания элементов подшипника скольжения предлагается свободная посадка ограничителей 5. Для этого втулка 4 и ограничители 5 могут изготавливаться как одно целое или при посадке их с натягом.

Смещение внешнего вала 2 будет также перемещать втулку 4. Для устранения смещения втулки 4 относительно вкладыша 3, жестко связанного с валом 1, его посадка на вал 2 должна быть свободной, а фиксация его в осевом направлении осуществляется ограничителями 5, расположенными между вкладышем 3.

3 Гидродинамические силы в подшипниках скольжения при скоростной подаче масла

Для определения гидродинамического давления в клиновидном зазоре рассмотрим два вида движения потока масла в движущейся зоне пары: вкладыш внутреннего вала и втулка внешнего вала.

Первое будет реализовываться без скоростной подачи масла

из форсунок и набегании внешней втулки на неподвижный масляный слой и рассмотрено ранее.

Второй случай будет соответствовать неподвижным втулкам в зоне трения и движению потока масла между ними. Результирующее гидродинамическое давление будет определяться их суммой.

Гидродинамическое давление при движении потока масла формируется в секторе, с полным заполнением зазора маслом. Это будет соответствовать расположению сектора $-\alpha_c/2 < \alpha < \alpha_c/2$.

Определим гидродинамические силы в секторе с полным заполнением клинового зазора маслом при неподвижных втулках и движении потока масла между ними.

Расход жидкости на входе зазора установим при уменьшении скорости потока от максимальной V_{Π} в среднем сечении и до нулевого значения на его границах по закону [1] и он составит

$$Q = 2V_{\Pi} \cdot h_{\Pi} / 3.$$

Из условия неразрывности потока жидкости значение Q не должно зависеть от "X" (во всех сечениях зазора Q постоянно).

Подставляя расход потока в (2), запишем давление в клиновом зазоре для элементарного элемента дуги $dL = R \cdot d\alpha$

$$P = \frac{4\mu V_{\Pi} h_{\Pi}}{\beta} \cdot \left(\frac{1}{(h - R \cdot d\alpha \cdot \beta/2)^2} - \frac{1}{h^2} \right), \quad (9)$$

где β - угол наклона верхней пластины клинового зазора относительно нижней; V_{Π} - скорость выхода масла из сопла; h_{Π} - зазор на входе в сектор, $h_{\Pi} = (\Delta - h_{\min}) \cdot \alpha_c / \pi + h_{\min}$; h - текущее значение высоты зазора.

Раскладывая в ряд Тейлора выражение (9) и пренебрегая величинами малого порядка малости, будем иметь давление на единичном участке клинового зазора

$$P = \frac{4\mu \cdot V_{\Pi} \cdot h_{\Pi} \cdot R \cdot d\alpha}{1} \left(-\frac{1}{\zeta^3} \right). \quad (10)$$

Интегрируя выражение (10) в интервале от $0 < \alpha < \alpha_c/2$, получим максимальное значение давления клинового зазора в секторе

$$P(\alpha) = \lambda \int_0^{\alpha_c/2} \left(-\frac{1}{\zeta^3} \right) d\alpha, \quad (11)$$

где λ - параметр, определяемый из соотношения, $\lambda = 4\mu \cdot V_{\Pi} \cdot h_{\Pi} \cdot R$.

Произведя преобразование выражения (11), будем иметь давление для любого сечения клинового зазора

$$P(\alpha) = \lambda \int_0^{\alpha_c/2} \frac{d\alpha}{\eta^3 (\alpha + h_{\min}/\eta)^3}, \quad (12)$$

где η - параметр, определяемый соотношением $\eta = 2(\Delta - h_{\min})/\pi$.

После интегрирования получим

$$P(\alpha) = \frac{\lambda}{2\eta^3} \left[\frac{1}{(\alpha + h_{\min}/\eta)^2} - \frac{1}{(\alpha_c/2 + h_{\min}/\eta)^2} \right]. \quad (13)$$

Скорость истечения масла через сопло для несжимаемой жидкости и при площади сечения масляного канала в коллекторе, намного превышающей площадь сопла, определена из зависимости Бернулли [3]

$$V_{\Pi} = \sqrt{2P/\rho}, \quad (14)$$

где P - давление масла на уровне сопла в канале "М"; ρ - плотность масла, кг/м³.

Центробежная сила столба масла в канале внутреннего вала и цапфы "М" определяется высотой q и толщиной вала и давление масла в жиклере на уровне выходного сопла будет равно [4]

$$P = (q + t) \cdot [R_B + (q + t) \cdot 2] \cdot \rho \cdot \omega^2, \quad (15)$$

где ω - круговая скорость вращения внутреннего вала; R_B - внутренний радиус вала НД; q - радиальное расстояние от внешней поверхности вала до выходного сопла; t - толщина вала.

Оценим распределение гидродинамического давления по длине зазора и максимальные радиальные гидродинамические силы,

поддерживающие вал ротора на масляной подкладке.

Расчет проведем для примера, рассмотренного выше, при высоте вкладыша $h = 12$ мм, значении параметра $q = 10$ мм и толщине вала $t = 8$ мм. Внутренний радиус вала равен $R_B = 47$ мм.

Тогда давление масла в жиклере на уровне выходного сопла будет равно $P = 0,9$ МПа.

Скорость истечения масла через сопло составит 47,4 м/с. При значении угла сектора с полным заполнением клинового зазора маслом $\alpha_c = 0,6$ рад начальный зазор на входе составит 27,2 мкм.

Распределение гидродинамического давления при значении угла сектора с полным заполнением клинового зазора маслом 0,6 рад и минимальной толщине зазора $h_{\min} = 10$ мкм в интервале $0 < \alpha < 0,3$ рад представим на диаграмме (рис. 5).

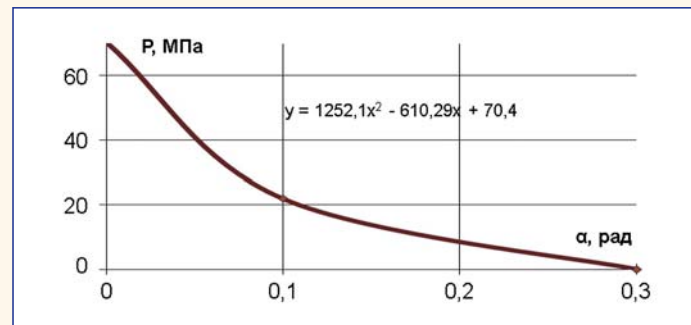


Рис. 5 Распределение гидродинамического давления при скоростной подаче масла

Умножив гидравлическое давление на ширину опорной зоны клинового зазора и интегрируя по длине сектора его проекцию на ось Y, установим гидродинамическую силу, поддерживающую ротор на опоре

$$F = 2 \int_0^{0,3} (1252,1\alpha^2 - 610,3\alpha + 70,4) BR \cos \alpha d\alpha = 15678 \text{ Н}. \quad (16)$$

Суммарная гидродинамическая сила на сектор с полным заполнением масла в клиновом зазоре, определяемая как сумма давления в клиновом зазоре без скоростной (8) и при скоростной подаче масла (16), составит 17326 Н.

Скоростная подача масла в клиновом канале между втулками на порядок увеличивает гидродинамические силы. Это предотвращает возможное касание поверхностей и повышает надежность работы межроторного подшипника.

При традиционной схеме подачи масла в межроторный подшипник гидродинамические силы масляного потока в клиновом зазоре между втулками роторов незначительны из-за небольшой скорости скольжения валов роторов, что сдерживает применение подшипников скольжения.

Скоростная подача масла в зазор между втулками внутреннего и внешнего валов в окружном направлении приводит к существенному повышению грузоподъемности подшипника и это позволяет расширить область применения их для межроторных подшипников скольжения при вращении роторов в одном направлении. ■

Литература

1. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников газотурбинных двигателей: монография // Москва. 2017. - 102с.
2. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников скольжения и критические частоты вращения роторов // Двигатель, №3, 2017. - С.16-18.
3. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: т. IV/Гидродинамика. М.: Наука, 1986. - 736с.
4. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Динамика роторов и гидродинамика масляного клина подшипников качения газотурбинных двигателей: монография // Москва. 2016. - 186с.
5. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников скольжения с сегментными вкладышами и критические частоты вращения роторов // Двигатель, №5, 2017. - С.2-4.

Связь с автором: nazarenkojb@rambler.ru