



Научная статья

УДК 621.539.822

URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=187448>

EDN: <https://www.elibrary.ru/DFVRCA>

ГИДРОДИНАМИКА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Е.Ю. Марчуков¹, Ю.Б. Назаренко¹✉, В.В. Маришкин²

¹Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Москва, Россия

²Лыткаринский машиностроительный завод - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения,

Лыткарино, Московская область, Россия

✉ nazarenko.yuri@gmail.com

Цитирование: Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б., Маришкин В.В. Гидродинамика подшипников скольжения авиационных двигателей // Труды МАИ. 2026. № 146.
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=187448>

Аннотация. В статье рассматривается жидкостное трение в подшипниках скольжения авиационных двигателей с гладкими вкладышами при утечках масла через боковые торцы подшипника. При жидкостном трении рабочие опорные поверхности вала (цапфа) и вкладыша (подпятник) разделены слоем масла, толщина которого должна быть больше суммы высот шероховатостей двух поверхностей. Анализ влияния утечек масла проведен при течении жидкости между плоскими пластинами аналитическим методом.

На основе аналитического решения гидродинамических уравнений Навье-Стокса установлены закономерности течения жидкости по траектории движения масла в окружном, а также боковом направлении и гидродинамическое давление в клиновом зазоре подшипника скольжения.

Авторами разработана методика расчета для подшипников скольжения, при наличии утечек масла на боковых торцах подшипника. В результате расчета, проведенного на модели подшипника скольжения при определенных параметрах

подшипника, получено распределение гидродинамического давления в окружном направлении в трех сечениях по ширине полукольца.

Установлены закономерности течения жидкости в подшипниках скольжения и определено гидродинамическое давление по ширине цапфы вала, при наличии утечек масла на боковых торцах подшипника, позволяющее наиболее достоверно устанавливать грузоподъемность подшипника.

Ключевые слова: ротор, вал, подшипник, гидродинамические силы, клиновой зазор

HYDRODYNAMICS PLAIN BEARINGS OF AIRCRAFT ENGINE

E.Yu. Marchukov¹, Yu.B. Nazarenko¹✉, V.V. Marishkin²

¹Lyulka Experimental Design Bureau - branch of the United Engine Corporation
Ufa Engine Industrial Association, Moscow, Russia

²Lytkarinsky Machine-building Plant-branch of the United Engine Corporation Ufa
Engine Industrial Association, Lytkarino, Moscow region, Russia

✉ nazarenko.yuri@gmail.com

Citation: Marchukov E.Yu., Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Hydrodynamics plain bearings of aircraft engine // Trudy MAI. 2026. No. 146. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=187448>

Abstract. The paper examines liquid-film friction in plain journal bearings of aircraft engines with smooth liners, considering oil leakage through the bearing's lateral ends. Under liquid-film friction conditions, the working load-bearing surfaces of the shaft (journal) and the bearing liner (thrust surface) are separated by an oil film whose thickness must exceed the sum of the surface roughness heights of both contacting surfaces. The influence of oil leakage is analysed using an analytical method for fluid flow between parallel plates. Based on an analytical solution of the Navier–Stokes hydrodynamic equations, the fluid flow patterns along the oil path in both the circumferential and lateral directions, as well as the hydrodynamic pressure in the wedge-shaped clearance of the plain bearing, are established.

The authors have developed a calculation methodology for plain bearings in the presence of oil leakage at the lateral ends. A computational study was performed using a

plain bearing model with specified bearing parameters. This yielded the distribution of hydrodynamic pressure in the circumferential direction across three cross-sections along the width of the half-ring.

The study reveals fluid flow patterns in plain bearings and determines the hydrodynamic pressure distribution along the width of the shaft journal under conditions of oil leakage at the bearing's lateral ends. These results allow for a more accurate assessment of the bearing's load-carrying capacity.

Keywords: rotor, shaft, bearing, hydrodynamic forces, wedge-shaped gap

Введение

В радиальных подшипниках скольжения клиновидная форма зазора свойственна самой конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центра цапфы вала и вкладыша.

На основе аналитического определения гидродинамических сил, создаваемых в клиновом зазоре подшипника скольжения, разработана методика, позволяющая устанавливать гидродинамическое давление от максимального и до минимального сечения [1-2], а в [3] рассмотрено распределение давления также после минимального сечения в полной рабочей зоне формирования давления. В [4] установлено грузоподъемность подшипников при утечках масла на боковых торцах подшипника. Однако здесь рассмотрено усредненное распределение гидродинамического давления в боковом направлении.

В данной работе рассмотрено распределение гидродинамического давления в полной рабочей зоне формирования давления и установлено распределение гидродинамического давления при утечках масла по ширине подшипника в боковом направлении.

Гидродинамика вязкой жидкости при ламинарном течении масла между двух пластин

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки. Эта теория базируется на решениях

дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу [5-11].

При движении жидкости между двух пластин, одна из которых нагружена силой F , при определенном наклоне пластины и скорости потока V возникает давление со стороны потока, которое компенсирует силу F (рисунок 1).

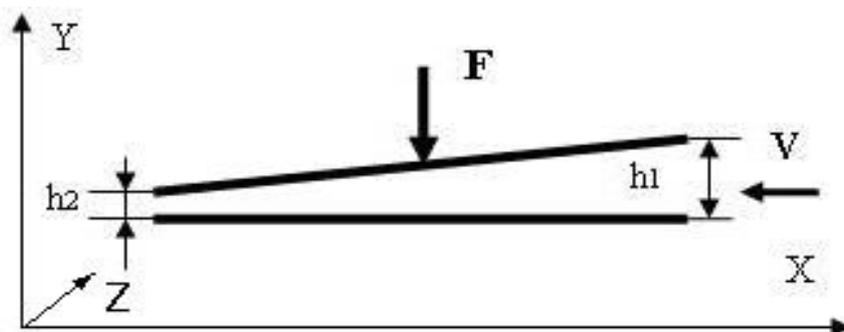


Рисунок 1 - Течение жидкости между двумя пластинами

Принимаем движение верхней пластины, наклоненной под некоторым углом к нижней по направлению оси x . По оси z пластины неподвижны при отсутствии наклона между пластинами.

Уравнение Навье-Стокса вязкой несжимаемой жидкости в трехмерной постановке в координатах x - y - z представим в виде

$$\frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (1)$$

где μ - динамическая вязкость жидкости; V - скорость потока масла на входе в щелевой зазор; где τ - напряжения сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости; μ - динамическая вязкость жидкости; V - скорость течения.

При решении задачи в плоской постановке при отсутствии движения жидкости по оси z распределение давления по оси z , будет постоянно. При открытых торцах пластин и течении жидкости будет происходить изменение давления также по оси z . Гидродинамическое давление будет уменьшаться в зоне краевого эффекта от максимального значения в середине до нулевого на торцах пластин.

Гидродинамика вязкой жидкости по оси x

Уравнение Навье-Стокса вязкой несжимаемой жидкости в плоской постановке в координатах $y-x$ представим в виде

$$\frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (2)$$

Интегрируя дважды, получаем

$$V_x = \frac{\partial P}{\partial x} y^2 / 2\mu + C_1 y + C_2 \quad (3)$$

где G – градиент избыточного давления в зазоре, $G = dp/dx$.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем из граничных условий. Верхняя пластина набегаёт на жидкость со скоростью V и прогоняет ее через сужающийся зазор, а на нижней пластине $V=0$ при $y=0$. Окончательно получаем

$$V = -\frac{Gy}{2\mu} \cdot (h-y) + \frac{Vy}{h} \quad (4)$$

где h – текущая толщина слоя масла в зазоре; μ – динамическая вязкость масла.

Объемный расход на единицу ширины пластины равен

$$\frac{dp}{dx} = -G = 6\mu \left(-\frac{V}{h^2} + \frac{2Q}{h^3} \right) \quad (5)$$

Из условия неразрывности потока жидкости значение Q не должно зависеть от “ x ” (во всех сечениях зазора Q постоянно).

Из (5) следует, что градиент давления G должен определяться из условия

$$\frac{dp}{dx} = -G = 6\mu \left(-\frac{V}{h^2} + \frac{2Q}{h^3} \right) \quad (6)$$

Учитывая $h=h_1 - \alpha x$, где α – угол наклона верхней пластины, после интегрирования в пределах от h_1 до h и граничном условии $p=0$ при $h=h_1$ будем иметь

$$P = -\frac{6\mu}{\alpha} \cdot \left[V \cdot \left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_1} \right) - Q \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right] \quad (7)$$

Учитывая, что на выходе пластин при $h=h_2$ давление равно нулю, получаем расход жидкости по оси x без утечек по торцам пластин

$$Q = V \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2} \quad (8)$$

Распределение давления представим в виде

$$P = \frac{6\mu V}{\alpha} \frac{(h_1 - h)(h - h_2)}{h^2(h_1 + h_2)} \quad (9)$$

Гидродинамика вязкой жидкости по оси z

Принимаем начало координат по оси z на торцах пластины. Зона уменьшения давления в поперечном направлении будет определяться краевым эффектом от максимального давления в середине пластины $z^*=B/2$ и до нулевого на торцах пластин.

Уравнение Навье-Стокса вязкой несжимаемой жидкости в плоской постановке в координатах x - z представим в виде

$$\frac{\partial^2 V}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z}, \quad (10)$$

Интегрируя дважды, получаем

$$V_z = \frac{\partial P}{\partial z} y^2 / 2\mu + C_1 y + C_2 \quad (11)$$

где G – градиент избыточного давления в зазоре, $G = dp/dz$.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем из граничных условий при нулевых скоростях на границах щели

$$V_z = \frac{Gy}{2\mu} \cdot (y - h), \quad (12)$$

где h – текущая толщина слоя масла в зазоре; μ – динамическая вязкость масла.

Объемный расход на единицу ширины щели равен

$$Q = \int_0^h V dy = \frac{G}{2\mu} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{h^3}{2} \right) = -\frac{Gh^3}{12\mu}. \quad (13)$$

При течении жидкости между плоскими пластинами при частично открытых торцах, когда имеется щелевой зазор постоянной высоты h_3 объемный расход бокового истечения масла представим в виде

$$Q = -\frac{Gh^2 \cdot h_3}{12\mu}. \quad (14)$$

Рассмотрим осесимметричную задачу относительно средней линии ширины пластины. Принимаем начало координат по оси z на торцах пластины. Зона уменьшения давления в поперечном направлении будет определяться краевым эффектом от максимального давления в середине пластины $z^*=B/2$ и до нулевого на торцах пластин. При этом, как следует из течения жидкости между пластинами, определенное численными методами в ANSYS [4], гидродинамическое давления по ширине пластин изменяется по параболическому закону.

Принимаем закон распределения давления по оси z от торца и до среднего сечения с координатой x^* в виде

$$P_z = Az^2 + Bz. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (13) будем иметь

$$Q = -\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dP_z}{dz} = -\frac{h^3(2Az + B)}{12\mu}. \quad (16)$$

Постоянные коэффициенты определим из граничных условий. В среднем сечении $z^*=B/2$ расход жидкости в поперечном направлении равен нулю $Q=0$ и давление равно максимальному значению, определенному по оси x в не зоны краевого эффекта (середина пластины) $P_z=P_x$.

$$A = -\frac{P_x}{(z^*)^2} = -\frac{4P_x}{B^2}; \quad B = \frac{2P_x}{z^*} = \frac{4P_x}{B}.$$

Подставляя значения постоянных коэффициентов в уравнение (15) и (16) получим распределение давления по оси z

$$P_z = -\frac{P_x z^2}{(z^*)^2} + \frac{2P_x z}{z^*} \quad (17)$$

и утечку в сечении с координатой $x=x^*$

$$Q_z = \frac{h^3 P_{x=x^*} [(-2z/(z^*)^2 + 2/z^*)]}{12\mu}. \quad (18)$$

С учетом утечек по длине пластины от $x=0$ и до $x=x^*$ расход масла в боковом направлении будет равен

$$\bar{Q}_z = \int_0^{x^*} q(x) dx = \frac{h^3 [(-2z/(z^*)^2 + 2/z^*)]}{12\mu} \int_0^{x^*} \frac{P(x)}{1} dx, \quad (19)$$

где - $P(x)$ - распределение гидродинамического давления по оси "x".

Полный расход масла получим, складывая утечку в сечении $x=x^*$ и утечку по длине пластины $0 < x < x^*$ (19), приходящуюся на единицу длины

$$Q_z = \frac{h^3 [(-2z/(z^*)^2 + 2/z^*)]}{12\mu} [P_{x=x^*} + \int_0^{x^*} \frac{P(x)}{x^*} dx]. \quad (20)$$

Доля утечки из единичного объема потока по оси x будет равна

$$\rho = \frac{Q_z}{Q_x} = Q_z / [V \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2}]. \quad (21)$$

Распределение давления по ширине пластин с учетом доли утечек (20) для сечения пластины с координатой "x" будет равна

$$P_z = (1 - \rho)P + \rho \left[-\frac{2Pz^2}{(z^*)^2} + \frac{2Pz}{z^*} \right] \quad (22)$$

Рассмотрим распределение давления между пластин в среднем сечении по оси x при следующих исходных данных. Длина пластин 50мм и ширина 80мм. Зазоры на входе $h_1=0.1$ мм и на выходе $h_2=0,003$ мм. Угол наклона пластин $\alpha=0,0014^\circ$. Скорость движения верхней пластины 50м/с. Распределение давления по оси x (9) без учета утечек масла с торцов представлено на рисунке 2.

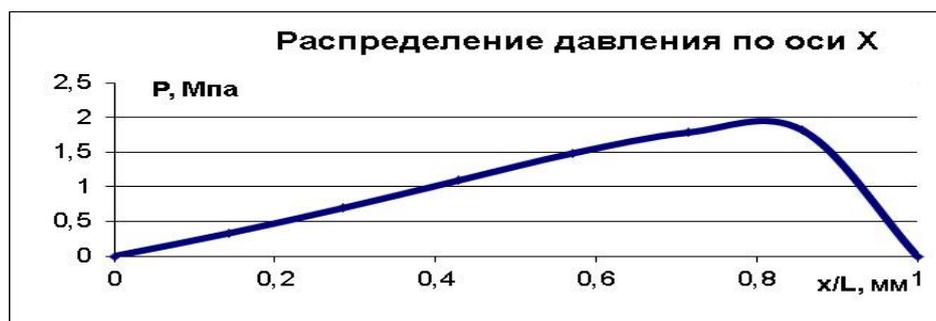


Рисунок 2 - Распределение давления по оси x

Рассмотрим осесимметричную задачу относительно средней линии ширины пластины начало координат по оси z принимаем на торце пластин, а среднее сечение будет при $z^* = B/2 = 40$ мм.

Представим распределение давления по оси x в диапазоне от $x=0$ до $x=40$ ($x/L=0,4$) по линейной зависимости при максимальном давлении в среднем сечении $P=2,0$ Мпа. Определим распределение давления в боковом направлении при $x=25$ мм.

Расход масла в боковом направлении для сечения $x^* = 25$ составит $Q_z = 0,825 \cdot 10^{-3}$ м³/с, а расход масла по оси x без учета утечек масла будет равен $Q_x = 1,15 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Доля утечек из единичного объема потока по оси "x" будет равна $\rho = 0,717$.

Тогда, подставляя долю утечек ρ в (22), определим распределение давления по ширине пластин для сечения $x^* = 25$ мм (рисунок 3)

$$P_z = (1 - \rho)P_x + \rho \left[-\frac{P_x z^2}{(z^*)^2} + \frac{2P_x z}{z^*} \right] = (1 - 0,717)1,3 + 0,717 \left[-\frac{1,3z^2}{(z^*)^2} + \frac{2 \cdot 1,3z}{z^*} \right]$$



Рис. 3 Распределение давления по ширине пластин при $x=25$ мм

Гидродинамика в подшипниках скольжения с учетом утечек 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. При этом реакция ротора на опоре компенсируется гидродинамическими силами масляного потока клинового зазора.

В радиальных подшипниках клиновая форма зазора свойственна самой конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центра цапфы вала и вкладыша (рисунок 4).

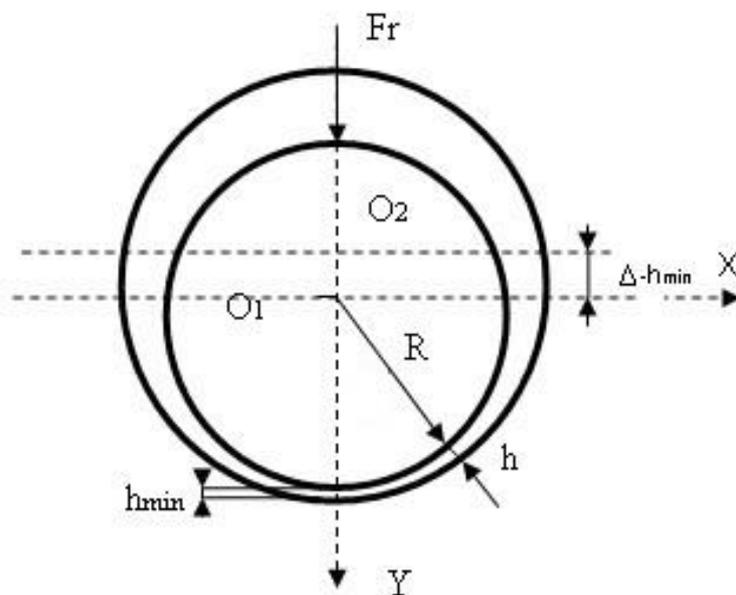


Рисунок 4 - Клиновидный зазор в подшипнике скольжения

При вращении вала ротора цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения. При этом между движущейся и неподвижной поверхностями в слое жидкости возникнут давления, для определения которых служит обобщенное уравнение Рейнольдса.

Для случая стационарного течения при отсутствии движения в поперечном направлении (плоское решение), при постоянной температуре и для несжимаемой жидкости запишем основное уравнение гидродинамики подшипников скольжения:

$$\frac{dp}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu Vh, \quad (23)$$

где V – скорость движения цапфы вала; μ – динамическая вязкость жидкости; h – толщина смазочного слоя.

Решение дифференциального уравнения (1) в квадратурах можно получить, если толщину зазора сектора круга, где формируется гидродинамическое

давление, при максимальных значениях на границах Δ при $y=0$ и до минимального h_{min} в середине сектора представить в виде

$$h = \frac{h_{min}}{\sin \alpha}, \quad (24)$$

где Δ – радиальный зазор вала и вкладыша подшипника; h_{min} – минимальный зазор на рабочих режимах; α_1 – начальный угол сектора равный, $\alpha_1 = \arcsin(h_{min} / \Delta)$.

Распределение гидродинамического давления по длине зазора и максимальные радиальные гидродинамические силы, поддерживающие вал ротора на масляной подкладке без утечек масла рассмотрено в [3] и определяется из выражения

$$P = \frac{6\mu VR}{h_{min}^2} \left[\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) + \zeta \left(\cos \alpha - \frac{1}{3} \cos \alpha^3 \right) \right], \quad (25)$$

где V – окружная скорость цапфы вала; R – радиус цапфы вала; μ – динамическая вязкость масла; ζ – параметр равный отношению толщины масляного слоя в зоне максимального давления к минимальной толщине зазора, $\zeta = h_m / h_{min}$; R – радиус цапфы вала; h_{min} – минимальный зазор на рабочих режимах.

Несущая зона, по наиболее распространенной версии [11-20], подтвержденной практикой, распространяется за минимальный зазор. При этом точка обрыва смазочного слоя и максимума давления располагаются симметрично относительно линии центров окружностей.

Рассмотрим утечки масла через боковые щелевые зазоры на торцах подшипника при движении потока масла между цапфой вала и подшипником по часовой стрелке в двух четвертях щелевого зазора. В квадранте сужения зазора от оси X при $\alpha=0$ и до оси Y при $\alpha=\pi/2$ и в квадранте расширения зазора от оси Y при $\alpha=\pi/2$ до X при $\alpha=\pi$ (см. рисунок 4).

Утечка масла через боковые торцы подшипника приводит к уменьшению гидродинамического давления по ширине потока от максимального давления в середине пластины $z^*=B/2$ и до нулевого на торцах подшипника и давление будет изменяться по параболическому закону для потока, движущегося в поперечном направлении.

С учетом утечек по длине потока в окружном направлении от начала отсчета α_1 и до сечения подшипника с координатой α^* расход масла в боковом направлении на единицу длины будет равен

$$Q_z = \bar{Q}_z + \int_{\alpha_1}^{\alpha^*} q(\alpha) d\alpha = \frac{h^3 [(-2z/(z^*)^2 + 2/z^*)]}{12\mu} [P_{\alpha=\alpha^*} + \int_{\alpha_1}^{\alpha^*} \frac{P(\alpha)}{\alpha^*} d\alpha] \quad (26)$$

где $q(\alpha)$ – утечка масла на единицу длины цапфы \bar{Q}_z вала; – утечка масла в боковом направлении пластины для сечения подшипника с координатой $\alpha=\alpha^*$; $P(\alpha)$ – распределение гидродинамического давления в окружном направлении в среднем сечении по ширине.

Доля утечки из единичного объема потока по оси x будет равна

$$\rho = \frac{Q_z}{Q_x} = Q_z / \left(\frac{V h_{\min} \xi}{2} \right). \quad (27)$$

Распределение давления по ширине пластин с учетом доли утечек (26) для сечения пластины с координатой α^* будет равно

$$P_z = (1 - \rho) P_{\alpha^*} + \rho \cdot P(x) \left[-\frac{2z^2}{(z^*)^2} + \frac{2z}{z^*} \right]. \quad (28)$$

Рассмотрим пример расчета для модели подшипника скольжения с радиусом цапфы вала $R=50$ мм и шириной $B=80$ мм. Величину радиального зазора принимаем $\Delta=R_{\text{п}}-R=0,15$ мм, где $R_{\text{п}}$ – радиус подшипника; R – радиус цапфы вала, $R=50$ мм. Окружная скорость цапфы вала составляет $V=50$ м/с; μ -динамическая вязкость масла при температуре 100°C , $\mu=0,0027$ Нс/м²; h_{\min} – минимальный зазор на рабочих режимах, $h_{\min}=0,03$ мм; α_1 – начальный угол сектора, $\alpha_1 = \arcsin(h_{\min} / \Delta) = 0,2$.

Как видно из распределения гидродинамического давления с утечек масла по торцам, по ширине подшипника давление будет уменьшаться от максимального в середине и до минимального по торцам (рисунок 5).



Рисунок 5 - Распределение гидродинамического давления по длине клинового зазора в среднем сечении по ширине ($z=0,04$), в четверти ($z=0,02$) и на торце подшипника ($z=0$)

Заключение

На основе аналитического решения гидродинамических уравнений Навье-Стокса установлены закономерности течения жидкости в подшипниках скольжения и гидродинамическое давление в клиновом зазоре подшипника скольжения.

Для устранения перегрева подшипника осуществляется его охлаждение. Это реализуется при частичном поступлении нового масла. Установлены закономерности течения жидкости в подшипниках скольжения и определено гидродинамическое давление по ширине цапфы вала, при наличии утечек масла на боковых торцах подшипника.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Список источников

1. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Особенности эксплуатации подшипников газотурбинных двигателей: монография/ Ю.Б. Назаренко – Москва. - 2018. - 238с.

2. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников газотурбинных двигателей: монография//Москва. 2017.-102с.
3. Назаренко Ю.Б., Маришкин В.В. Гидродинамика подшипников скольжения с гладкими вкладышами. Труды МАИ. 2024. №139 URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=183454>
4. Назаренко Ю.Б., Маришкин В.В. Гидродинамика подшипников скольжения при утечках масла. Труды МАИ. 2025. №141 URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=184496>
5. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Теоретическая физика: т. IV/Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. 736с.
6. Иванов М.Н. Детали машин. М. : Высшая школа, 1991. 383 с.
7. Колесниченко В.И., Шарифулин А.Н. Введение в механику несжимаемой жидкости. Пермь.: Изд-во Перм. нац. исслед. Политехн. Ун-та, 2019. 127с.
8. Вальехо М.П.Р., Виноградов Л.В., Чайнов Н.Д. Методика расчета подшипника скольжения поршневого двигателя и компрессора Вестник машиностроения. 2021. № 7. С. 51-54.
9. Усков М.К. Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы/М.К Усков, В.А.Максимов.-М.: Наука. 1985.-143с.
10. Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Ардатов К.В., Напалков А.А., Шах Д.И. Экспериментальное исследование работы подшипников скольжения с жидкостной смазкой в нештатных режимах. Труды МАИ. 2011. №46 URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=25978>
11. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. М.: Машиностроение. -1963. - 244с.
12. Корочинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения, Машгиз, 1959.403с.
13. Корднир Д.С. Расчет грузоподъемности подшипников скольжения. Труды ЦНИИТМАШ, кн.23, Машгиз, 1948.
14. Березко М.Э. Влияние выбора граничных условий на результаты расчета пристеночных течений. Труды МАИ. 2022. №122. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=164197>. DOI:10.34759/trd-2020-122-09.

15. Ермилов Ю.И. Устойчивость жесткого симметричного ротора в упруго-демпферных подшипниках скольжения. Труды МАИ. 2011. №46 URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=26004>
16. Прокопьев В.Н. Гидродинамический подшипник скольжения с кольцевой канавкой//Вестник машиностроения. №5.-1979.-С.26-30.
17. Ямпольский С.Л. Расчет быстроходных упорных подшипников жидкостного трения//Вестник машиностроения.-1970.-№7. С.34-36.
18. Кулалаев В.В., Зюлькова М.В., Сводин П.А. Облик перспективного сегментного подшипника скольжения из керамического материала с пористой структурой для высокооборотных роторов газотурбинных двигателей//Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. №4. С.159-166.DOI:10.34759/vst-2024-4-159-166
19. Станиславский В.Ф. Индицирование полей давлений в смазочном слое подшипников скольжения/ В.Ф. Станиславский, М.Б.Хадиев, В.А.Максимов// Тезисы докладов V Всесоюзной конференции по компрессоростроению. - М.: Изд-во МВТУ, 1978.- С.168-169.
20. Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А., Клименко А.В., Холобцев Д.П. Разработка математической модели подшипника скольжения жидкостного трения, учитывающей обмен с окружающей средой. Труды МАИ. 2010. №39. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=14806>

References

1. Marchukov E.U., Nazarenko U.B., *Osobennosti e'kspluatacii podshipnikov gazoturbiny'x dvigatelej* (Features of operation of bearings of gas turbine engines), Moscow, monografiya, 2018, 238p
2. Nazarenko Yu.B. *Gidrodinamika podshipnikov gazoturbiny'x dvigatelej* (Hydrodynamics of Gas Turbine Engine Bearings), Moscow, monografiya, 2017, 102p.
3. Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Trudy` MAI. 2024. no.139. URL: <https://trudymai.ru/published.php?> [3] Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Trudy` MAI. 2024. no.139. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID183454>
4. Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Trudy` MAI. 2025. no.141. URL:

<https://trudymai.ru/published.php?ID184496>

5. Landau L.D., Livshic E.M. *Teoreticheskaya fizika: t.VI Gidrodinamika* (Theoretical physics:t.IV Hydrodynamics), Moscow, Nauka, 1986,736p
6. Ivanov M.N., *Detali mashin*,(Machine parts), Moscow, Vishaya shkola, 1991, 383p
7. Kolesnichenko V.I., Sharifulin A.N. *Vvedenie v mexaniku neszhimaemoj zhidkosti* (Introduction to Incompressible Fluid Mechanics), Perm, Izd-vo Perm. nacz. issled. Politekn. Un-ta, 2019. 127p
8. Val`exo M.P.R., Vinogradov L.V., Chajnov N.D. *Vestnik mashinostroeniya*. 2021. no 7. pp. 51-54.
9. Uskov M.K. Maksimov V.A. *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: e`tapy` razvitiya, sov-remennoe sostoyanie, perspektivy`*(Hydrodynamic theory of lubrication: stages of development, current state, prospects).-Moscow, Nauka, 1985, 143p.
10. Ravikovich Yu.A., Ermilov Yu.I., Xolobcev D.P., Ardatov K.V., Napalkov A.A., Shax D.I. *Trudy` MAI*. 2011. no.46. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=25978>
11. Chernavskij S.A. *Chernavskij S.A. Podshipniki skol`zheniya*. (Plain bearings), Moscow, Mashinostroenie, 1963. - 244p
12. Korochinskij M.V. *Teoreticheskie osnovy` raboty` podshipnikov skol`zheniya*,(Theoretical principles of operation of plain bearings), Moscow, Mashgiz, 1959, 403p.
13. Kordnir D.S. *Raschet gruzopod`emnosti podshipnikov skol`zheniya*. (Calculation of the load-bearing capacity of plain bearings.) Moscow, Mashgiz, 1948.
14. Berezko M.E. *Trudy` MAI*. 2022. no.122. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=164197>. DOI:10.34759/trd-2020-122-09.
15. Ermilov Yu.I. *Trudy` MAI*. 2011. no.46. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=26004>
16. Prokop`ev V.N. *Vestnik mashinostroeniya*, 1979, no.5, pp.26-30.
17. Yampol`skij S.L. *Vestnik mashinostroeniya*. 1970, no.7, pp.34-36.
18. Kulalaev V.V., Zyl`kova M.V., Svodin P.A. *Vestnik Moskovskogo aviacionnogo instituta*, 2023, no.4, pp.159-166.
19. Stanislavskij V.F. Xadiev M.B. *Tezisy` dokladov Y Vsesoyuznoj konferencii po*

kompressorostroeniyu, 1978, pp.168-169.

20. Ermilov Yu.I., Ravikovich Yu.A., Klimenko A.V., Holobcev D.P. Trudy` MAI. 2010. no.39. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=14806>

Информация об авторах

Евгений Ювенальевич Марчуков, Опытнo-конструкторское бюро им. А. Люльки - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Москва, Россия; e-mail: okb@okb.ru

Юрий Борисович Назаренко, Опытнo-конструкторское бюро им. А. Люльки - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Москва, Россия; e-mail: nazarenko.yuri@gmail.com

Вадим Владимирович Маришкин, Лыткаринский машиностроительный завод - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Лыткарино, Московская область, Россия

Information about the authors

Evgeny Yu. Marchukov, Lyulka Experimental Design Bureau - branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association, Moscow, Russia; e-mail: okb@okb.ru

Yuri B. Nazarenko, Lyulka Experimental Design Bureau - branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association, Moscow, Russia; e-mail: nazarenko.yuri@gmail.com

Vadim V. Marishkin, Lytkarinsky Machine-building Plant-branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association, Lytkarino, Moscow region, Russia

Получено 12 сентября 2025 ● Принято к публикации 12 декабря 2025 ● Опубликовано 27 февраля 2026
Received 12 September 2025 ● Accepted 12 December 2025 ● Published 27 February 2026
