

Научная статья  
УДК 621.539.822  
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=184496>  
EDN: <https://www.elibrary.ru/GFYBPT>

## ГИДРОДИНАМИКА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УТЕЧКАХ МАСЛА

Юрий Борисович Назаренко<sup>1✉</sup>, Вадим Владимирович Маришкин<sup>2</sup>

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

<sup>2</sup>Лыткаринский машиностроительный завод - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Лыткарино, Московская область, Россия

<sup>1</sup>[nazarenko.yuri@gmail.com](mailto:nazarenko.yuri@gmail.com)✉

**Аннотация.** Рассматривается жидкостное трение в подшипниках скольжения с гладкими вкладышами при утечках масла через боковые торцы подшипника. Анализ влияния утечек масла проведен при течении жидкости между плоскими пластинами численным методом в программном комплексе ANSYS.

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

Разработана методика расчета подшипников скольжения, при наличии утечек масла на боковых торцах подшипника.

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

*Для цитирования:* Назаренко Ю.Б., Маришкин В.В. Гидродинамика подшипников скольжения при утечках масла // Труды МАИ. 2025. № 141. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=184496>

Original article

## **HYDRODYNAMICS OF PLAIN BEARINGS WITH OIL LEAKS**

**Yuri B. Nazarenko<sup>1✉</sup>, Vadim V. Marishkin<sup>2</sup>**

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

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

<sup>1</sup>[nazarenko.yuri@gmail.com](mailto:nazarenko.yuri@gmail.com)✉

**Abstract.** Liquid friction in plain bearings with smooth liners is considered when oil leaks through the side ends of the bearing.

In liquid friction, the working supporting surfaces of the shaft (trunnion) and liner (bearing socket) are separated by a layer of oil, the thickness of which must be greater than the sum of the heights of the roughness of the two surfaces. In this case, the reaction of the rotor on the support is compensated by the hydrodynamic forces of the oil flow of the convergent wedge.

Based on the analytical solution of the Navier-Stokes hydrodynamic equations, the patterns of fluid flow in sliding bearings and hydrodynamic pressure were established without oil leaks.

This theory is based on solutions of differential equations of hydrodynamics of a viscous fluid, which relate pressure, velocity and resistance to viscous shear.

To eliminate overheating of the bearing, it is cooled. This is realized when a new portion of oil arrives with a controlled outflow through the side ends of the bearing

An analysis of the influence of oil leaks was carried out when liquid flows between flat plates using a numerical method in the ANSYS CFX software package.

In this case, the liquid flow expense at the outlet of a flat plate with and without oil leaks with closed ends is approximately the same, but at the inlet of plates with oil leaks it increases by the amount of leaks compared to closed ends.

Then the distribution of hydrodynamic pressure in a plain bearing with oil leaks will be obtained from the solution of oil flow without leaks, but with an increase in oil flow rate at the inlet.

The values of hydrodynamic pressure along the length of the gap and the maximum radial hydrodynamic forces supporting the rotor on the oil lining were obtained, and a model of the sliding bearing was calculated to determine its parameters.

Based on the analytical determination of hydrodynamic forces in the wedge clearance of a plain bearing due to the pressure of the oil flow passing through the narrowing annular clearance, a technique has been developed that allows to setup plain bearing parameters.

**Keywords:** rotor, shaft, plain bearing, hydrodynamic forces, convergent film

**For citation:** Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Hydrodynamics of plain bearings with oil leaks. *Trudy MAI*. 2025. No. 141. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=184496>

## 1. Введение

В радиальных подшипниках скольжения клиновая 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 [1-3], а в [4] рассмотрено распределение давления также после минимального сечения в полной рабочей зоне формирования давления.

В данной работе рассмотрена аппроксимация кольцевого зазора также после минимального сечения и проанализированы параметры масляного потока в полной

рабочей зоне формирования давления подшипника скольжения. Установлено распределение гидродинамического давления при утечках масла на боковых торцах подшипника.

## 2. Моделирование учетом утечек масла между пластинами при частично открытых торцах

Для устранения перегрева подшипника скольжения осуществляется его охлаждение. Это реализуется при частичном поступлении нового масла при регулируемом истечении его через боковые торцы подшипника [1].

Однако утечка масла уменьшает гидродинамические силы. Для учета изменения подъемной силы подшипника произведем анализ влияния утечек при течении жидкости между плоскими пластинами при открытых и частично открытых торцах. Решение произведем численными методами в программном комплексе ANSYS CFX.

Расчет проведем для пластины длиной 75мм по оси x. Зазор на входе составил 0,15мм и на выходе – 0,03 мм. Ширина пластины 80мм по оси Z. На боковых торцах пластин реализуется зазор постоянной толщины высотой 0,01 мм. Скорость движения нижней пластины 50м/с.

Представим распределение давления по оси X для среднего сечения по оси y (Рис.1).

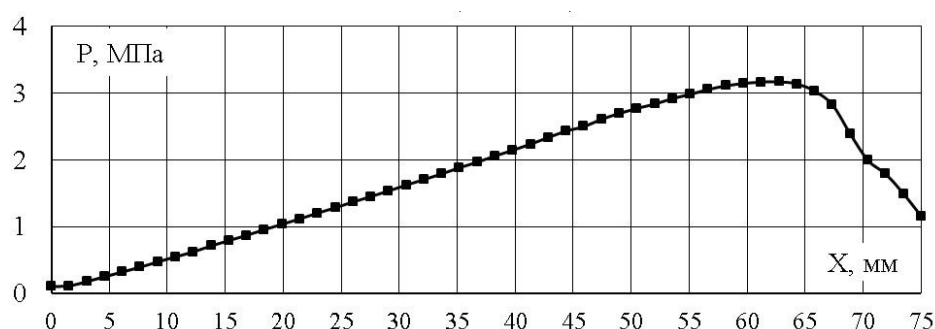


Рис.1 Распределение гидродинамического давления по оси X

Распределение гидродинамического давления по ширине пластины (по z) для сечения с максимальным давлением при ( $x/L=0,8$ ) от выходного сечения) и для среднего сечения по высоте зазора представим на рис. 2, а параметры расхода

жидкости на входе и выходе зазора, а также расход в боковом направлении (утечка) представим в табл. 1

Таблица 1

| Расход жидкости, кг/с         |                       |
|-------------------------------|-----------------------|
| На входе зазора, $P_{ВХ}$     | $6,081 \cdot 10^{-2}$ |
| На боковой стороне, $P_{БОК}$ | $1,776 \cdot 10^{-2}$ |
| На выходе зазора, $P_{ВЫХ}$   | $4,306 \cdot 10^{-2}$ |

Сила воздействия жидкости по оси  $Y$  на движимую и неподвижную пластины равна  $P_y = 4.350 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

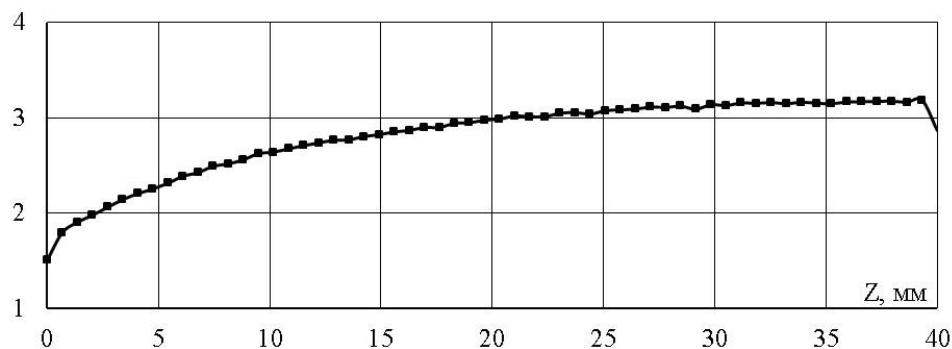


Рис.2 Распределение гидродинамического давления по оси  $Z$  для сечения с максимальным давлением при  $(x/L=0,8)$ .

Расход жидкости составил: на входе зазора -  $6,081 \cdot 10^{-2}$  кг/с; на боковой стороне -  $1,776 \cdot 10^{-2}$  кг/с и на выходе зазора  $4,306 \cdot 10^{-2}$  кг/с.

Сила воздействия жидкости по оси  $Y$  на движимую и неподвижную пластины равна  $P_Y=4,3510^3 \text{ Н}$ .

Также был проведен расчет при закрытых торцах пластин. Расход жидкости на входе и выходе составил  $4,646 \cdot 10^{-2}$  кг/с. Сила воздействия жидкости по оси  $Y$  на движимую и неподвижную пластины равна  $P_Y=5,622 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

Расход масла на выходе пластин с утечками масла и без утечек при закрытых торцах примерно одинаков, но на входе пластин с утечками масла расход

возрастает на величину утечек по сравнению с закрытыми торцами. Утечка масла через боковые торцы пластин приводит к уменьшению гидродинамического давления по ширине потока по сравнению с закрытыми торцами и уменьшению подъемной силы.

Рассмотрим эквивалентную модель при закрытых боковых торцах для оценки результирующей силы по оси “у” для щелевого зазора при частично открытых боковых торцах.

Проведем расчет для эквивалентной модели течения жидкости между пластинами с закрытыми торцами, но при таком же расходе на входе, как и на модели с утечками. Так как расход жидкости в сечении с максимальным давлением  $P_{\max}$  [2] равен  $Q = h_m \cdot V / 2$ , то для увеличения расхода увеличим зазор в этом сечении пропорционально  $Q/(Q-Q_{\text{ут}})$ .

Исходя из этого условия была построена модель с зазором на входе 0,15 мм и на выходе – 0,042 мм при таких же параметрах пластин.

Распределение давления по оси X для среднего сечения по оси у представим на рис.3.

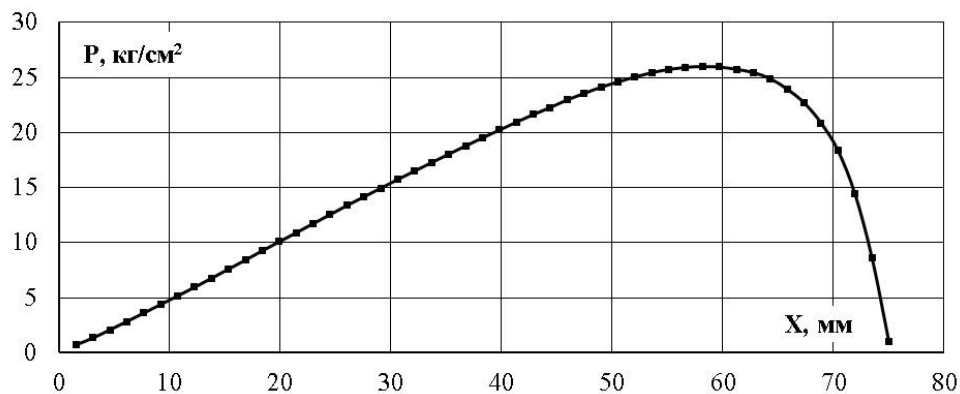


Рис.3 Распределение гидродинамического давления по оси X.

Как видно из расчетов результирующая сила между пластинами при закрытых торцах, но с увеличенной высотой зазора на выходе весьма близка при частично открытых с боковой утечкой масла (не более 8%).

Данный подход можно применить для оценки подъемной силы подшипников скольжения при регулируемом истечении его через боковые торцы подшипника.

### 3. Гидродинамика в подшипниках скольжения с учетом утечек масла при частично открытых торцах

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  $\alpha=\pi$  (рис. 4).

Толщину зазора сектора круга, где формируется гидродинамическое давление, при максимальных значениях на границах  $\Delta$  при  $y=0$  и до минимального  $h_{\min}$  в середине сектора принимаем в виде

$$h = \frac{h_{\min}}{\sin \alpha}. \quad (1)$$

При аппроксимации зазора пор выражению (1) начальный угол сектора, где определяется давление равен  $\alpha_1 = \arcsin(h_{\min} / \Delta)$ .

Утечку масла происходит через боковые щелевые зазоры на торцах подшипника постоянной высоты по длине зазора, определяемой из условия достаточного поступления новой порции масла для охлаждения подшипника.

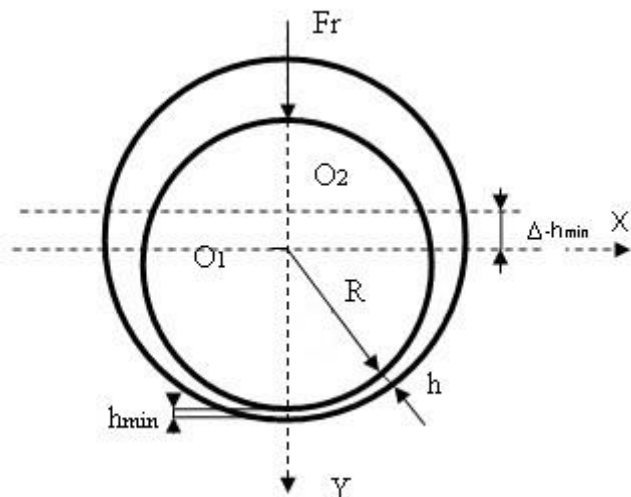


Рис. 4 Клиновой зазор в подшипнике скольжения

Утечка масла через боковые торцы подшипника приводит к уменьшению гидродинамического давления по ширине потока в зоне краевого эффекта по сравнению с закрытыми торцами. Это подтверждается при течении масла между пластинами, полученное с помощью вычислительного пакета ANSYS SFX. При этом расход жидкости на выходе пластин с утечками масла и без утечек при закрытых торцах примерно одинаков, но на входе пластин с утечками масла - возрастает на величину утечек по сравнению с закрытыми торцами.

Тогда распределение гидродинамического давления в подшипнике скольжения с учетом утечек получим из решения, полученного при течении масла без утечек при увеличении расхода масла на входе.

Градиент давления масла без утечек с торцов подшипника получен из решения уравнения Навье-Стокса вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости в полярных координатах, полученный в [ 4 ], представим в виде

$$\frac{dp}{dx} = G = 6\mu \left( \frac{V \cdot (\sin \alpha)^2}{h_{\min}^2} - \frac{2Q \cdot (\sin \alpha)^3}{h_{\min}^3} \right). \quad (2)$$

где  $G$  – градиент избыточного давления в зазоре,  $G = -dp/dx$ ;  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости;  $V$  – окружная скорость цапфы вала;  $h_{\min}$  – минимальный зазор на рабочих режимах;  $Q$  – расход жидкости

Увеличение потока масла на входе запишем в виде

$$\bar{Q} = Q + \Delta Q, \quad (3)$$

где  $Q$  – расход масла без утечек;  $\Delta Q$  – дополнительный приток масла,  $\Delta Q = \lambda \cdot Q$ ;  $\lambda$  – доля утечек.

При постоянной высоте щелевых зазоров по пути движения масла между цапфой и подшипником примем закон распределения утечки по длине дуги масляного слоя подшипника пропорционально гидродинамическому давлению без утечек.



Распределение гидродинамического давления по длине зазора и максимальные радиальные гидродинамические силы, поддерживающие вал ротора на масляной подкладке без утечек масла рассмотрен в [ 4 ] и определяется из выражения

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

где  $\zeta$  – параметр равный отношению толщины масляного слоя в зоне максимального давления к минимальной толщине зазора,  $\zeta = h_m / h_{\min}$ ; R - радиус цапфы вала.

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

Как видно из распределения гидродинамического давления без утечек масла по торцам (рис.5), рабочий диапазон создания давления находится в интервале 0.2-2 рад. и будет уменьшаться при утечках масла.

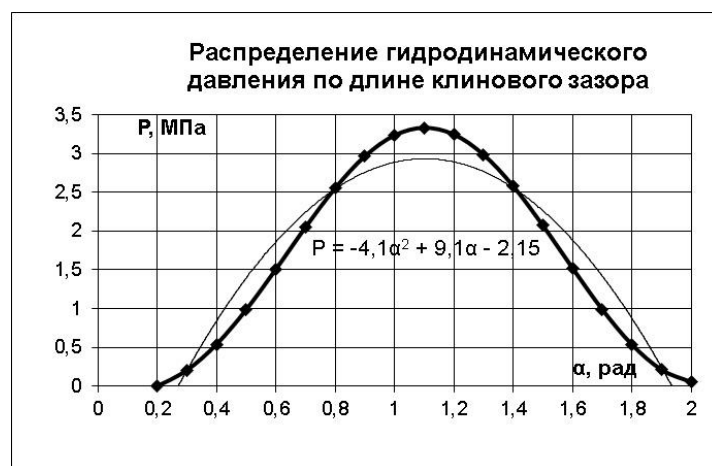


Рис. 5 Распределение гидродинамического давления по длине клинового зазора при минимальной величине зазора  $h_{\min} = 30$  мкм

Аппроксимируем утечку масла по длине потока по выражению

$$q = \frac{\lambda \cdot \Delta Q}{2} \sin(2\alpha - \eta), \quad (5)$$

где  $\eta$  – смещение угловой координаты (сдвиг фаз).

При величине сдвига фаз  $\eta=0,63$ , получим распределение утечки масла при движении потока по кольцевому зазору пропорционально распределению гидродинамического давления (рис.6).

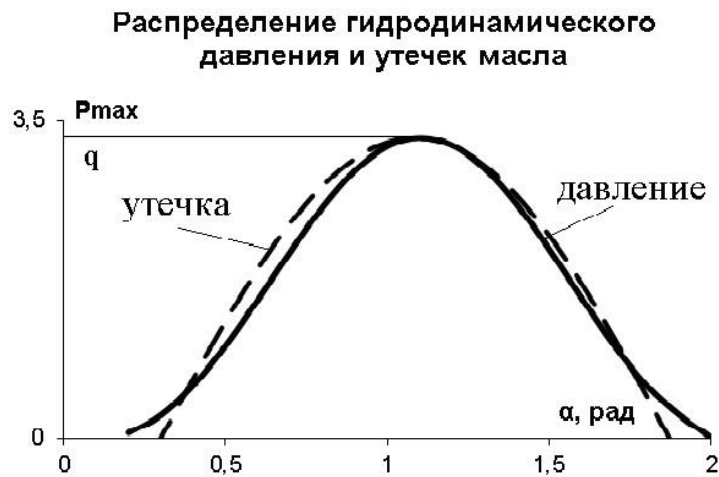


Рис.6 Распределение гидродинамического давления и зависимость утечек масла в рабочем диапазоне давления

Градиент гидродинамического давления при увеличении расхода ( 2 ) и при утечках масла по длине движения потока в рабочем диапазоне ( 5 ) можно представить в виде

$$\frac{dp}{dx} = G = \frac{6\mu VR}{h^2_{\min}} \left( \frac{(\sin \alpha)^2}{1} - \frac{[\xi(1+\lambda) - (\lambda\xi/2)\sin(2\alpha - \eta)] \cdot (\sin \alpha)^3}{1} \right). \quad (6)$$

Преобразовывая  $\sin(2\alpha - \eta) = \cos \eta \cdot 2\sin \alpha \cos \alpha - \sin \eta(1 - 2\sin^2 \alpha)$ ,

окончательно градиент давления представим в виде

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu VR}{h^2_{\min}} \left( \frac{(\sin \alpha)^2}{1} - \frac{\{1\xi(1+\lambda) - (\lambda \cdot \xi / 2)[\cos \eta \cdot 2\sin \alpha \cos \alpha - \sin \eta(1 - 2\sin^2 \alpha)]\}(\sin \alpha)^3}{1} \right). \quad (7)$$

Интегрируя выражение ( 7 ) получим

$$P = \left[ \left( \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) + \gamma \cos \alpha - \delta \cos \alpha^3 + \rho \sin^5 \alpha - \chi \cos^5 \alpha \right], \quad (8)$$

где  $\gamma$  - параметр равный,  $\gamma = \zeta(1 + \lambda) - (\lambda \cdot \xi / 2) \sin \eta$ ;  $\delta$  - параметр равный,  $\delta = [\zeta(1 + \lambda) - (3\lambda \cdot \xi / 2) \sin \eta] / 3$ ;  $\rho$  - параметр равный,  $\rho = \lambda \cdot \zeta \cos \eta / 5$ ;  $\chi$  - параметр равный,  $\chi = -0,2\lambda \cdot \xi \sin \eta$ .

Пример расчета был проведен при тех же исходных данных и параметре  $\zeta = 1,12$ , как и для расчета гидродинамического давления без утечек масла и при коэффициенте утечек равным  $\lambda = 0,2$ .

Распределение гидродинамического давления представим на диаграмме (рис. 7).

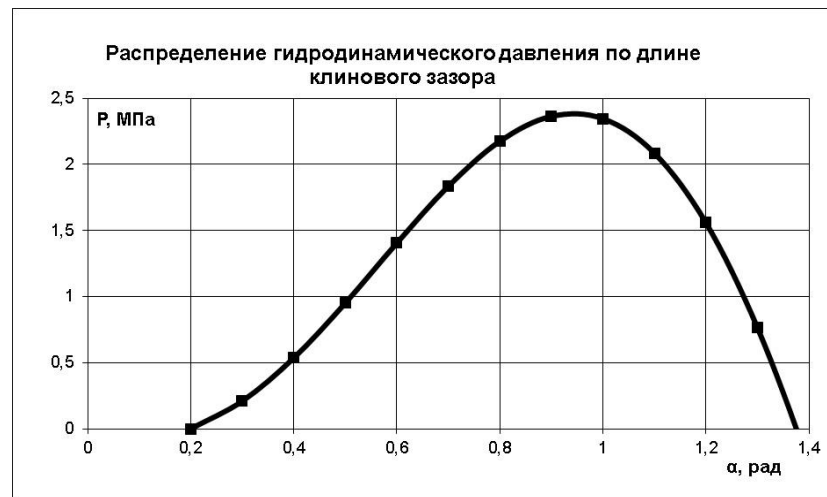


Рис. 7 Распределение гидродинамического давления по длине клинового зазора при минимальной величине зазора  $h_{\min} = 30$  мкм и коэффициенте утечек  $\lambda = 0,2$

Из равенства проекции сил от гидродинамического давления вдоль оси “х” при повороте эпюры давления на угол  $\alpha^*$  определим угол между вертикальной осью и линией центров  $O-O_1$

$$P_x = \sum_{i=0}^k P_i \cdot \sin(\alpha_i + \alpha^*) = 0 \quad (9)$$

Произведя вычисление по выражению ( 9 ) методом итераций определим угол поворота  $\alpha^* = 39^\circ$ .

Вертикальная сила от гидродинамического давления при повороте линии центров  $O-O_1$  на угол  $\alpha^*$  будет равна

$$P_x = \sum_{i=0}^k (P_i \cdot \sin \alpha_i) \cdot \cos \alpha^* = 2,95 \cdot 10^3 H, \quad (10)$$

где  $B$  – ширина подшипника,  $B=0,05\text{м}$ ;  $R$  – радиус цапфы,  $R=0,05\text{м}$ .

Как видно из результатов расчета утечки масла понижают гидродинамическое давление и уменьшают рабочий диапазон распределения давления. Подъемная сила подшипника при тех же исходных данных, определенная по эмпирическим формулам [6], равна  $2,4 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

#### **4 Выводы**

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 при регулируемом истечении его через боковые торцы подшипника.

Установлены закономерности течения жидкости в подшипниках скольжения и определено гидродинамическое давление, при наличии утечек масла на боковых торцах подшипника при фиксированной величине зазора.

Разработана методика, позволяющая определять подъемную силу с учетом утечек масла подшипника скольжения при определенных параметрах кольцевого зазора и угол поворота линии центров окружностей цапфы вала и подшипника.

#### **Список источников**

1. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Особенности эксплуатации подшипников газотурбинных двигателей: монография. – М.: Назаренко Ю.Б., 2018. – 238 с.
2. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников скольжения и критические частоты вращения роторов // Двигатель. 2017. № 3. С. 16-18.
3. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников газотурбинных двигателей: монография. - М.: [б. и.], 2017. - 102 с.
4. Назаренко Ю.Б., Маришкин В.В. Гидродинамика подшипников скольжения с гладкими вкладышами // Труды МАИ. 2024. № 139. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=183454>

5. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736 с.
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 Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2019. – 127 с.
8. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. - М.: Машиностроение, 1963. – 244 с.
9. 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.
10. Усков М.К. Максимов В.А. Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы. - М.: Наука, 1985. – 143 с.
11. 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>
12. Корочинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М.: Машгиз, 1959. – 403 с.
13. Корднир Д.С. Расчет грузоподъемности подшипников скольжения. – М.: Машгиз, 1948. - 264 с.
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](https://doi.org/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. 1979. № 5. 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., Свдин 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](https://doi.org/10.34759/vst-2024-4-159-166)
19. Станиславский В.Ф. Хадиев М.Б., Максимов В.А. Индицирование полей давлений в смазочном слое подшипников скольжения // V Всесоюзная конференция по компрессоростроению: тезисы докладов. - 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.Yu., Nazarenko Yu.B. *Osobennosti ekspluatatsii podshipnikov gazoturbinnnykh dvigatelei: monografiya* (Features of operation of bearings of gas turbine engines: monograph). Moscow: Nazarenko Yu.B. Publ., 2018. 238 p.
2. Nazarenko Yu.B. Hydrodynamics of sliding bearings and critical rotational speeds of rotors. *Dvigatel'*. 2017. No. 3. P. 16-18. (In Russ.)
3. Nazarenko Yu.B. *Gidrodinamika podshipnikov gazoturbinnnykh dvigatelei: monografiya* (Hydrodynamics of Gas Turbine Engine Bearings: monograph). Moscow: [b. i. Publ.,] 2017. 102 p.
4. Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Hydrodynamics of plain bearings with smooth liners. *Trudy MAI*. 2024. No. 139. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=183454>
5. Landau L.D., Livshits E.M. *Teoreticheskaya fizika. Gidrodinamika. V. 6.* (Theoretical physics. Hydrodynamics. V. 6.). Moscow: Nauka Publ., 1986. 736 p.
6. Ivanov M.N. *Detali mashin* (Machine parts). Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1991. 383 p.

7. Kolesnichenko V.I., Sharifulin A.N. *Vvedenie v mekhaniku neszhimaemoi zhidkosti* (Introduction to Incompressible Fluid Mechanics). Perm': Permskii natsional'nyi issledovatel'skii politekhnicheskii universitet Publ., 2019. 127 p.
8. Chernavskii S.A. *Podshipniki skol'zheniya* (Plain bearings). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1963. 244 p.
9. Val'ekho M.P.R., Vinogradov L.V., Chainov N.D. Method of calculating the sliding bearing of a piston engine and compressor. *Vestnik mashinostroeniya*. 2021. No. 7. P. 51-54. (In Russ.)
10. Uskov M.K., Maksimov V.A. *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: etapy razvitiya, sovremennoe sostoyanie, perspektivy* (Hydrodynamic theory of lubrication: stages of development, current state, prospects). Moscow: Nauka Publ., 1985. 143 p.
11. Ravikovich Yu.A., Ermilov Yu.I., Kholobtsev D.P., Ardatov K.V., Napalkov A.A., Shakh D.I. Experimental study of sliding liquid bearings in abnormal modes. *Trudy MAI*. 2011. No. 46. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=25978>
12. Korochinskii M.V. *Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya* (Theoretical principles of operation of plain bearings). Moscow: Mashgiz Publ., 1959. 403 p.
13. Kodnir D.Sh. *Raschet gruzopod'emnosti podshipnikov skol'zheniya: sbornik statei* (Calculation of the load-bearing capacity of plain bearings). Moscow: Mashgiz Publ., 1948. 264 p.
14. Berezko M.E. Influence of the choice of boundary conditions on the results of the calculation of wall mounted flows. *Trudy MAI*. 2022. No. 122. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=164197>. DOI: [10.34759/trd-2020-122-09](https://doi.org/10.34759/trd-2020-122-09)
15. Ermilov Yu.I. The rigid symmetric rotor dynamic stability in the elastic-damper sliding liquid bearings. *Trudy MAI*. 2011. No. 46. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=26004>
16. Prokop'ev V.N. Hydrodynamic sliding bearing with an annular groove. *Vestnik mashinostroeniya*. 1979. No. 5. P. 26-30. (In Russ.)
17. Yampol'skii S.L. Calculation of high-speed thrust bearings of liquid friction. *Vestnik mashinostroeniya*. 1970. No. 7. P. 34-36. (In Russ.)

18. KulalaeV V.V., Zyul'kova M.V., Svodin P.A. Layout of the prospective segmental plain bearing made from ceramic material of porous structure for high-speed gas turbine engine rotors. *Aerospace MAI Journal*. 2023. V. 30, No. 4. P. 159-166. (In Russ.). DOI: [10.34759/vst-2024-4-159-166](https://doi.org/10.34759/vst-2024-4-159-166)
19. Stanislavskii V.F. Khadiev M.B., Maksimov V.A. Indexing of pressure fields in the lubricating layer of sliding bearings. *V Vsesoyuznaya konferentsiya po kompressorostroeniyu: tezisyy dokladov*. Moscow: Izd-vo MVTU Publ., 1978. P. 168-169.
20. Ermilov YU.I., Ravikovich YU.A., Klimenko A.V., Kholobtsev D.P. The mathematical model of the sliding liquid bearing having heat transfer with ambient. *Trudy MAI*. 2010. No. 39. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=14806>

Статья поступила в редакцию 11.12.2024

Одобрена после рецензирования 17.12.2024

Принята к публикации 25.04.2025

The article was submitted on 11.12.2024; approved after reviewing on 17.12.2024; accepted for publication on 25.04.2025