

УДК 621.822.5.001.24

**В. И. НАЗИН***Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского  
«Харьковский авиационный институт», Украина*

## РАСЧЁТ КОМБИНИРОВАННЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СДВОЕННОГО ТИПА ПРИ СТАЦИОНАРНОЙ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКЕ

*Показана актуальность применения комбинированных гидростатических подшипников сдвоенного типа в различных агрегатах и энергетических установках. Приведена система уравнений, позволяющая определять грузоподъёмность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку в комбинированном гидростатическом подшипнике сдвоенного типа. Представлена математическая модель, доведенная до вида, приспособленного для численной реализации. Применены наиболее рациональные численные методы для реализации математических зависимостей. Выполнено обобщение математической модели на случай неламинарных течений рабочей жидкости. Проведен анализ результатов расчета комбинированных гидростатических подшипников в широком диапазоне внешних нагрузок.*

**Ключевые слова:** *комбинированный гидростатический подшипник, математическая модель, численные методы, неламинарное течение рабочей жидкости, стационарная внешняя нагрузка, анализ результатов.*

### Введение

В силу ряда достоинств, а также изменения условий работы современных быстроходных машин, области применения подшипников жидкостного трения постоянно расширяются. Среди подшипников жидкостного трения важное место занимают гидростатические подшипники, обеспечивающие жидкостное трение на различных режимах работы машины. Весьма актуальным является применение комбинированных гидростатических подшипников сдвоенного типа в качестве опор роторов атомных электрических станций. Нагрузки, действующие на подшипники в этих опорах, составляют десятки тонн. Наиболее сложными режимами работы опор роторов являются режимы пуска и остановки. Выбег мощных роторов турбин атомных электрических станций составляет примерно 45 минут. На этих режимах ухудшается режим жидкостного трения. Для улучшения режима жидкостного трения на атомных электрических станциях применяют вспомогательные емкости с рабочей жидкостью, которые устанавливаются на определённой высоте, рабочая жидкость поступает в подшипники самотеком и таким образом улучшает режим трения. Количество жидкости определяется из расчета, чтобы его хватило на весь период остановки ротора. Применение комбинированных подшипников, работающих в режимах скольжения и качения, позволит отказаться

от дополнительных емкостей с рабочей жидкостью и таким образом повысить надежность и долговечность работы турбины. Подшипники качения в комбинированных опорах имеют такую же грузоподъемность, как и гидростатические подшипники при номинальном режиме работы турбины.

Целью данной работы являются расчет характеристик комбинированного гидростатического подшипника, обеспечивающего надежную работу турбины на всех возможных режимах ее работы.

Конструктивная схема комбинированного гидростатического подшипника сдвоенного типа приведена на рис. 1. В случае перегрузок, отказа системы подачи рабочей жидкости, а также в режимах пуска и остановки, когда грузоподъемность гидростатического подшипника меньше внешней силы, вал вместе с диском и подшипниками качения приближаются к внутренним частям гидростатического подшипника, и происходит их контакт. Благодаря тому, что трение качения меньше трения скольжения, внутренние кольца подшипников качения останавливаются, в работу вступают подшипники качения и уменьшают износ рабочих поверхностей гидростатического подшипника, а также повышают надежность, как гидростатического подшипника, так и турбины в целом.

Гидростатический подшипник состоит из наружной цилиндрической части и двух внутренних цилиндрических частей, на рабочих поверхностях

которых выполнены несущие камеры прямоугольной формы. Рабочая жидкость под большим давлением  $P_{вх}$  подаётся в несущие камеры через входные компенсирующие устройства жиклеры. На внутренней поверхности диска (см. рис. 1) установлены по посадке с натягом наружными кольцами два подшипника качения. Комбинированный гидростатический подшипник работает в режиме жидкостного трения и только в аварийных ситуациях или в режимах пуска и остановки в работу включаются подшипники качения.

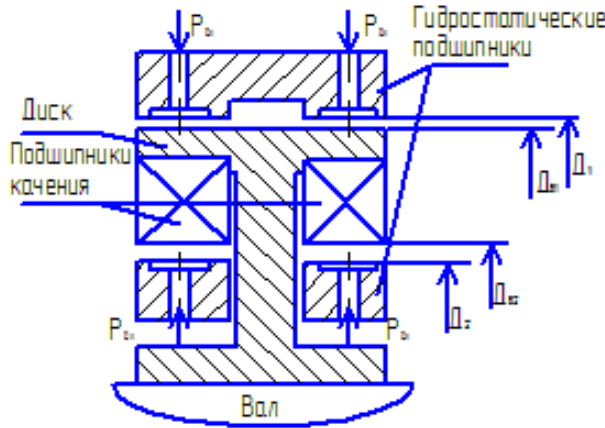


Рис. 1. Схема комбинированного гидростатического подшипника

### Теоретические зависимости

Основными характеристиками комбинированного гидростатического подшипника сдвоенного типа при постоянной внешней нагрузке являются несущая способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку. В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости. Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса и баланса расходов рабочей жидкости.

Из баланса расходов рабочей жидкости получаем систему уравнений для определения давлений в камерах, которую запишем в безразмерном виде.

Система уравнений записана в виде, приспособленном для численной реализации итерационным методом [1].

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k,i})_{n+1} &= \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \\ &+ \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}; \\ (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} &= \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \\ &+ \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}. \end{aligned} \quad (1)$$

Безразмерные параметры в выражениях (1) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{k,i} &= \frac{P_{k,i}}{P_{вх}}; \bar{a}_{9,i} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \bar{a}_{11,i} = a_{11,i}; \\ \bar{a}_{12,i} &= a_{12,i}; \bar{a}_{10,i} = \frac{a_{10,i}}{P_{вх}}; \\ \bar{P}_{k1,i} &= \frac{P_{k1,i}}{P_{вх}}; \bar{b}_{9,i} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \bar{b}_{11,i} = b_{11,i}; \\ \bar{b}_{12,i} &= b_{12,i}; \bar{b}_{10,i} = \frac{b_{10,i}}{P_{вх}}. \end{aligned}$$

Коэффициенты  $\bar{a}_{9,i}, \bar{a}_{11,i}, \bar{a}_{12,i}, \bar{a}_{10,i}$  и  $\bar{b}_{9,i}, \bar{b}_{11,i}, \bar{b}_{12,i}, \bar{b}_{10,i}$  в процессе интеграции остаются постоянными. Задавая начальными значениями давлений в камерах  $(\bar{P}_{k,i})_1$  и  $(\bar{P}_{k1,i})_1$ , получаем новые значения давлений на  $n+1$  шаге по уравнениям (1). Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности.

Давления на межкамерных перемычках определяем из решения уравнений Рейнольдса. Применительно к гидростатическому подшипнику сдвоенного типа для наружной и внутренней части подшипника они будут иметь вид:

а) для наружной части подшипника

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left( \frac{h_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left( \frac{h_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial (U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1}; \end{aligned} \quad (2)$$

б) для внутренней части подшипника

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_2} \left( \frac{h_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left( \frac{h_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial (U_2 \cdot h_2)}{\partial x_2}. \end{aligned} \quad (3)$$

В уравнения (2) и (3) входят следующие параметры:

$P_1, P_2$  – давления на межкамерных перемычках в наружной и внутренней частях подшипника;

$x_1, z_1$  и  $x_2, z_2$  – оси координат для наружной и внутренней частей подшипника;

$h_1, h_2$  – зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

$\mu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$U_1, U_2$  – окружные скорости вращения наружной и внутренней рабочих поверхностей диска;

$K_{x1}, K_{z1}$  и  $K_{x2}, K_{z2}$  – коэффициенты турбулентности, определяемые с помощью метода В. Н. Константинеску [2, 3].

Для численного решения уравнений Рейнольдса (2) и (3) применялся метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки.

Определив давления в камерах и на межкамерных перемычках, можно вычислить несущую способность подшипника как сумму несущих способностей наружной и внутренней его рабочих поверхностей.

Общую несущую способность обеих частей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника  $i_\Sigma$  и направление  $j_\Sigma$ , ей перпендикулярное, запишем в следующем виде:

$$i_\Sigma = i_H + i_B; j_\Sigma = j_H + j_B, \quad (4)$$

где  $i_H$  и  $j_H$  – суммарные грузоподъемности наружной рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника  $i_H$  и на направление  $j_H$ , ей перпендикулярное;

$i_B$  и  $j_B$  – суммарные грузоподъемности внутренней рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника  $i_B$  и направление  $j_B$ , ей перпендикулярное.

По известным значениям давлений в камерах запишем расход рабочей жидкости через подшипник

$$Q_\Sigma = Q_{\text{наруж}} + Q_{\text{внутр}}, \quad (5)$$

где  $Q_{\text{наруж}}$  – расход рабочей жидкости через наружную рабочую поверхность подшипника;

$k$  – число камер в подшипнике на половине его наружной рабочей поверхности;

$Q_{\text{внутр}}$  – расход рабочей жидкости через внутреннюю рабочую поверхность подшипника;

$m$  – число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника.

Потери мощности на трение определялись двойным интегрированием касательных напряжений в слое рабочей жидкости по рабочей поверхности подшипника.

В гидростатических подшипниках кроме потерь мощности на трение есть также потери мощности на прокачку рабочей жидкости. Запишем эти потери в следующем виде:

$$N_{\text{прок}} = P_{\text{вх}} \cdot Q_\Sigma. \quad (6)$$

Суммарные потери мощности на трение  $N_{\text{тр}}$  и прокачку  $N_{\text{прок}}$  будут равны их сумме

$$N_{\text{подш}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{прок}}. \quad (7)$$

### Результаты расчета исследуемого объекта

Расчет несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение проводился для пяти размеров комбинированных гидростатических подшипников сдвоенного типа. При этом для каждого размера комбинированного подшипника из каталога выбирается шариковый подшипник качения радиального типа и записывалась его динамическая грузоподъемность. Затем подбором давления питания рабочей жидкости определялась грузоподъемность гидростатического подшипника, которая бы равнялась грузоподъемности двух подшипников качения, установленных на внутренней поверхности диска.

В первом варианте комбинированный подшипник имел следующие размеры [см. рис. 1]:

1. Наружный диаметр подшипника  $D_1 = 110,16$  мм.
2. Внутренний диаметр подшипника  $D_2 = 79,84$  мм.
3. Наружный диаметр диска  $D_{д1} = 110$  мм.
4. Внутренний диаметр диска  $D_{д2} = 80$  мм.
5. Угловая скорость вращения диска  $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ .

Грузоподъемность подшипника качения для принятых размеров составляет  $S = 12400$  Н. Для гидростатического подшипника в качестве рабочей жидкости была принята вода при температуре  $20^\circ\text{C}$ .

Расчеты показали, что необходимая грузоподъемность гидростатического подшипника, равная суммарной грузоподъемности двух подшипников качения, обеспечивается при давлении питания рабочей жидкости  $P_{\text{вх}} = 8,894 \cdot 10^6 \frac{\text{H}}{\text{м}^2}$  и составляет

$$W = 24800 \text{ Н.}$$

Во втором варианте комбинированный подшипник имел следующие размеры:

1. Наружный диаметр подшипника  $D_1 = 210,18$  мм.
2. Внутренний диаметр подшипника  $D_2 = 159,82$  мм.
3. Наружный диаметр диска  $D_{д1} = 210$  мм.

4. Внутренний диаметр диска  $D_{д2} = 160$  мм.
5. Угловая скорость вращения диска  
 $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ .

Грузоподъемность подшипника качения для принятых размеров составляет  $C = 49400 \text{ Н}$ .

Расчеты показали, что необходимая грузоподъемность гидростатического подшипника обеспечивается при давлении питания рабочей жидкости

$$P_{\text{вх}} = 14,568 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \text{ и составляет } W = 98800 \text{ Н}.$$

В третьем варианте комбинированный подшипник имел следующие размеры:

1. Наружный диаметр подшипника  
 $D_1 = 284,2$  мм.
2. Внутренний диаметр подшипника  
 $D_2 = 219,8$  мм.
3. Наружный диаметр диска  $D_{д1} = 284$  мм.
4. Внутренний диаметр диска  $D_{д2} = 220$  мм.
5. Угловая скорость вращения диска  
 $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ .

Грузоподъемность подшипника качения для принятых размеров составляет  $C = 78000 \text{ Н}$ .

Расчеты показали, что необходимая грузоподъемность гидростатического подшипника обеспечивается при давлении питания рабочей жидкости

$$P_{\text{вх}} = 18,128 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \text{ и составляет } W = 156000 \text{ Н}.$$

В четвертом варианте комбинированный подшипник имел следующие размеры:

1. Наружный диаметр подшипника  
 $D_1 = 370,22$  мм.
2. Внутренний диаметр подшипника  
 $D_2 = 279,78$  мм.
3. Наружный диаметр диска  $D_{д1} = 370$  мм.
4. Внутренний диаметр диска  $D_{д2} = 320$  мм.
5. Угловая скорость вращения диска  
 $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ .

Грузоподъемность подшипника качения для принятых размеров составляет  $C = 138000 \text{ Н}$ .

Расчеты показали, что необходимая грузоподъемность гидростатического подшипника обеспечивается при давлении питания рабочей жидкости

$$P_{\text{вх}} = 22,96 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \text{ и составляет } W = 276000 \text{ Н}.$$

В пятом варианте комбинированный подшипник имел следующие размеры:

1. Наружный диаметр подшипника  
 $D_1 = 424,24$  мм.

2. Внутренний диаметр подшипника  
 $D_2 = 319,76$  мм.
3. Наружный диаметр диска  $D_{д1} = 424$  мм.
4. Внутренний диаметр диска  $D_{д2} = 320$  мм.
5. Угловая скорость вращения диска  
 $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ .

Грузоподъемность подшипника качения для принятых размеров составляет  $C = 174000 \text{ Н}$ .

Расчеты показали, что необходимая грузоподъемность гидростатического подшипника обеспечивается при давлении питания рабочей жидкости

$$P_{\text{вх}} = 26,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \text{ и составляет } W = 348000 \text{ Н}.$$

## Заключение

Полученные результаты расчета показывают, что с увеличением диаметра комбинированного подшипника давление питания  $P_{\text{вх}}$ , при котором, грузоподъемности гидростатического подшипника и подшипника качения будут равны, возрастает. Для обеспечения необходимой грузоподъемности гидростатического подшипника требуются насосы сравнительно с небольшим давлением.

## Литература

1. Бахвалов, Н. С. Численные методы [Текст] / Н. С. Бахвалов. – М. : «Наука», 1975. – Т.1. – 631 с.
2. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // *Proceeding of the Institution of mechanical engineers.* – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881 – 899.
3. Константинеску, В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. Константинеску // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Техническая механика, сер. Д.* – 1962. – Т. 29, № 1. – С. 168-180.
4. Крылов, В. Н. Вычислительные методы [Текст] / В. Н. Крылов, В. В. Бобков, П. Н. Монастырный. – М. : «Наука», 1977. – Т.2. – 400 с.
5. Шун, Т. Решение инженерных задач на ЭВМ [Текст] / Т. Шун. – М. : «Мир», 1982. – 235 с.

## References

1. Bahvalov, N. S. *Chislennye metodi* [Numerical methods]. Moscow, Science Publ., 1975, vol. 1. 631 p.
2. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication. *Proceedings of the Institution of mechanical engineers*, 1959, vol. 173, no. 38, pp. 881-899.
3. Constantinescu, V. N. Analiz raboty podshipnikov v turbulentnom rezhime [Analysis of the bearing in the turbulent mode]. *The works of the American Society of Mechanical Engineers. Technical mechanics, ser. D*, 1962, vol. 29, no. 1, pp. 168-180.

4. Krylov, V. I., Babkov, V. V., Monastyrny, P. N. *Ychislitelnyye metody* [Computational methods]. Moscow, Nauka Publ., 1977, vol. 2. 400 p.

5. Shoop, T. *Resheniye inzhenernykh zadach na EVM* [The solution of engineering problems on computers]. Moscow, Mir Publ., 1982. 235p.

*Поступила в редакцию 26.10.2017, рассмотрена на редколлегии 23.11.2017*

## РОЗРАХУНОК КОМБІНОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ЗДВОЄНОГО ТИПУ ПРИ СТАЦІОНАРНОМУ ЗОВНІШНЬОМУ НАВАНТАЖЕННІ

*В. І. Назін*

Показано актуальність застосування комбінованих гідростатичних підшипників зведеного типу в різних агрегатах і енергетичних установках. Наведена система рівнянь дозволяє визначати вантажопідйомність, витрати робочої рідини і втрати потужності на тертя і прокачування в комбінованому гідростатичному підшипнику зведеного типу. Представлено математичну модель, яку доведено до виду, пристосованого для чисельної реалізації. Застосовано найбільш раціональні чисельні методи для реалізації математичних залежностей. Виконано узагальнення математичної моделі на випадок неламінарних течій робочої рідини. Проведено аналіз результатів розрахунку комбінованих гідростатичних підшипників в широкому діапазоні зовнішніх навантажень.

**Ключові слова:** комбінований гідростатичний підшипник, математична модель, чисельні методи, неламінарна течія робочої рідини, стаціонарне зовнішнє навантаження, аналіз результатів.

## CALCULATION OF COMBINED HYDROSTATIC BEARINGS OF DOUBLE TYPE AT STATIONARY EXTERNAL LOAD

*V. I. Nazin*

The relevance of the application of combined hydrostatic bearings of the twin type in various units and power plants is shown, the loads in which reach ten tons. The most complicated modes of operation of rotor supports associated with starting and stopping are described. The current method for improving the liquid friction regime at nuclear power plants, associated with the use of auxiliary containers with a working fluid, which are set at a certain height, provides the working fluid to the bearings by gravity and thus improves the friction regime.

The design of a combined bearing is proposed that improves the operation of turbines in the start-up and shut-down modes and allows for the abandonment of additional containers with working fluid, and also increases the reliability and durability of turbine operation.

It is the objective of this work, which consists in calculating characteristics of a combined hydrostatic bearing tandem type, providing reliable operation of the turbine in all possible modes of its operation.

Shows a structural scheme of the combined hydrostatic bearing tandem type and the principle of its operation is described in case of overloads, failure of hydraulic fluid supply system as well as to start and stop modes, these modes are included in the operation of hydrostatic bearings instead of bearings.

Theoretical dependences have been developed that allow determining the main characteristics of a combined hydrostatic bearing of a dual type with a stationary external load. It is shown that the basis for determining the characteristics of the bearing is the function of the distribution of pressure along the working surface of the bearing, by means of which the bearing capacity of the bearing, the flow rate of the working fluid and the loss of power for friction are determined.

A mathematical model is presented, brought to a kind adapted for numerical realization.

The most rational numerical methods for implementing mathematical dependencies are applied. A generalization of the mathematical model to the case of non-laminar flow of a working fluid is carried out using the turbulence coefficients proposed by V. N. Konstantinesku. The analysis of the results of calculation of combined hydrostatic bearings of a twin type in a wide range of external loads and bearing diameters is given.

**Keywords:** combined hydrostatic bearing, mathematical model, numerical methods, non-laminar flow of working fluid, stationary external load, analysis of results.

**Назін Володимир Іосифович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.

**Nazin Vladimir Iosifovich** – PhD, Assistant Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and robotic Systems, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.