

Анализ статических характеристик сдвоенных и втулочных гидростатодинамических подшипников при различных значениях геометрических параметров

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»

Приведена математическая модель гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, обобщенная на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Представлены выражения для определения статических характеристик рассматриваемых гидростатодинамических подшипников, приспособленные для численной реализации. Применены наиболее распространенные и эффективные численные методы при решении основных уравнений математической модели. Получены результаты расчета статических характеристик сдвоенных и втулочных гидростатодинамических подшипников при различных значениях их геометрических параметров и выполнен анализ этих результатов.

Ключевые слова: математическая модель, гидростатодинамический подшипник, турбулентное течение, статические характеристики, численные методы, результаты расчета, геометрические параметры.

Введение

Тенденция роста скоростей вращения роторов современных машин приводит к необходимости все более широкого применения различных типов гидростатодинамических подшипников. Эти подшипники обладают высокой демпфирующей способностью в сравнении с подшипниками качения. Для них не требуется дополнительная система смазки, а в качестве рабочей жидкости можно использовать рабочие тела машин. В силу того, что в гидростатодинамических подшипниках рабочие поверхности разделены слоем смазки, ассортимент применяемых для их изготовления материалов значительно шире по сравнению с материалами для подшипников качения. Анализируя различные типы гидростатодинамических подшипников, следует отметить, что в настоящее время все большее распространение получают подшипники, способные работать при больших скоростях вращения валов и обладающие высокими демпфирующими свойствами. Таким подшипником является гидростатодинамический подшипник сдвоенного типа. Это новая конструкция подшипника, которая в настоящее время мало исследована.

Целью настоящей работы является проведение сравнительного анализа статических характеристик сдвоенных и обычных втулочных гидростатодинамических подшипников.

Математическая модель

Основными статическими характеристиками гидростатодинамических подшипников являются: несущая способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку. В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления по рабочей поверхности подшипника, которую вычисляют из совместного решения уравнений Рейнольдса и баланса расходов. Уравнения баланса расходов запишем из условий равенства расходов по контуру i -й камеры и расхода через входные компенсирующие устройства для наружной и внутренней рабочих поверхностей радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, схема которого показана на рис. 1:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вх}1} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4; \\ Q_{\text{вх}2} &= Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ – расходы через входные компенсирующие устройства для камер на наружной и внутренней поверхностях подшипника.

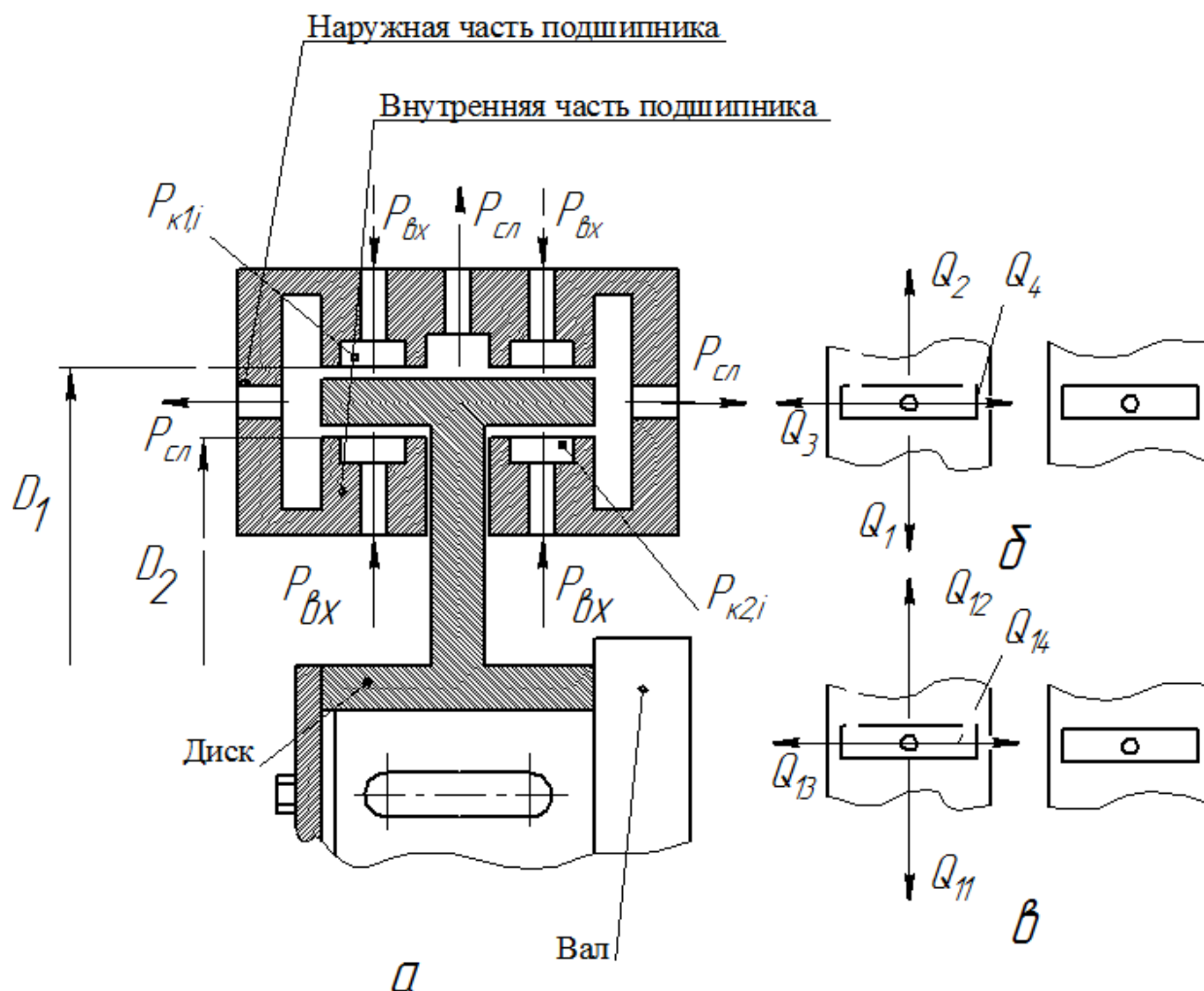


Рис. 1. Схема подшипника (а) и развертки наружной (б) и внутренней (в) рабочих поверхностей подшипника

При записи выражений для расходов $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ воспользуемся известной формулой гидравлики [1]. Для жиклеров расходы $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ запишем в следующем виде:

$$Q_{ex1} = \psi_{ex} \cdot \pi \cdot r_{жс1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{ex} - P_{k1,i})};$$

$$Q_{ex2} = \psi_{ex} \cdot \pi \cdot r_{жс2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{ex} - P_{k2,i})},$$
(2)

где ψ_{ex} – коэффициент входа, равный 0,62...0,82 [2];

$r_{жс1}$ и $r_{жс2}$ – радиусы жиклеров, установленных на входе в камеры;

ρ – плотность рабочей жидкости;

P_{ex} – давление питания от насоса на входе в камеры перед жиклерами;

$P_{k1,i}$ и $P_{k2,i}$ – давления в i -х камерах, расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

Расходы по контуру i -й камеры с учетом переносного и градиентного течения рабочей жидкости для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника запишем в следующем виде:

$$Q_1 = -\frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i} \cdot \ell_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) \cdot \ell_{k1}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{mk1}};$$

$$Q_2 = -\frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i+2} \cdot \ell_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i+1}) \cdot \ell_{k1}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{mk1}};$$

$$Q_3 = Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{k1,i} - P_{сл}) \cdot b_{k1}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{n1}};$$

$$Q_{11} = -\frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i} \cdot \ell_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i-1}) \cdot \ell_{k2}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{mk2}};$$

$$Q_{12} = -\frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i+2} \cdot \ell_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i+1}) \cdot \ell_{k2}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{mk2}};$$

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{k2,i} - P_{сл}) \cdot b_{k2}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{n2}};$$

где $h_{1,i}$ и $h_{2,i}$ – зазоры в подшипнике соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω – угловая скорость вращения диска с валом;

R_1 и R_2 – радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника;

ℓ_{k1} и ℓ_{k2} – длина камер на наружной и внутренней поверхностях подшипника;

ℓ_{mk1} и ℓ_{mk2} – длина межкамерных перемычек подшипника;

b_{k1} и b_{k2} – ширина камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$P_{сл}$ – перепад давления на сливе из подшипника.

Записанные выражения для расходов рабочей жидкости подставляем в исходные выражения (1) и получаем уравнения для определения давлений в камерах, которые представим в виде, приспособленном для численной реализации:

$$\begin{aligned} (P_{k1,i})_{n+1} &= a_{9,i} \sqrt{P_{ex} - (P_{k1,i})_n} + a_{11,i} (P_{k1,i-1})_n + a_{12,i} (P_{k1,i+1})_n + a_{10,i}; \\ (P_{k2,i})_{n+1} &= b_{9,i} \sqrt{P_{ex} - (P_{k2,i})_n} + b_{11,i} (P_{k2,i-1})_n + b_{12,i} (P_{k2,i+1})_n + b_{10,i}. \end{aligned} \quad (3)$$

Коэффициенты $a_{9,i}; a_{11,i}; a_{12,i}; a_{10,i}; b_{9,i}; b_{11,i}; b_{12,i}; b_{10,i}$ в процессе итерации остаются постоянными.

Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности, т.е.

$$\begin{aligned} |(P_{k1,i})_{n+1} - (P_{k1,i})_n| &\leq \varepsilon_1; \\ |(P_{k2,i})_{n+1} - (P_{k2,i})_n| &\leq \varepsilon_1. \end{aligned}$$

Для определения давлений на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника, которые с учетом общепринятых в гидродинамической теории смазки допущений будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{Kx_1} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{Kz_1} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) &= 6\mu \frac{\partial(U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1}; \\ \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{Kx_2} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{Kz_2} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) &= 6\mu \frac{\partial(U_2 \cdot h_2)}{\partial x_2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где X_1, Z_1 и X_2, Z_2 – окружные и осевые координаты в подшипнике;

P_1, P_2 – текущие значения давлений на межкамерных перемычках наружной и внутренней частей подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

Kx_1, Kz_1, Kx_2, Kz_2 – коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н. Константиnescу [3];

U_1, U_2 – окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска.

Для решения уравнений Рейнольдса (4) применяем приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки [4,5].

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, можно определить грузоподъемность подшипника (рис. 2).

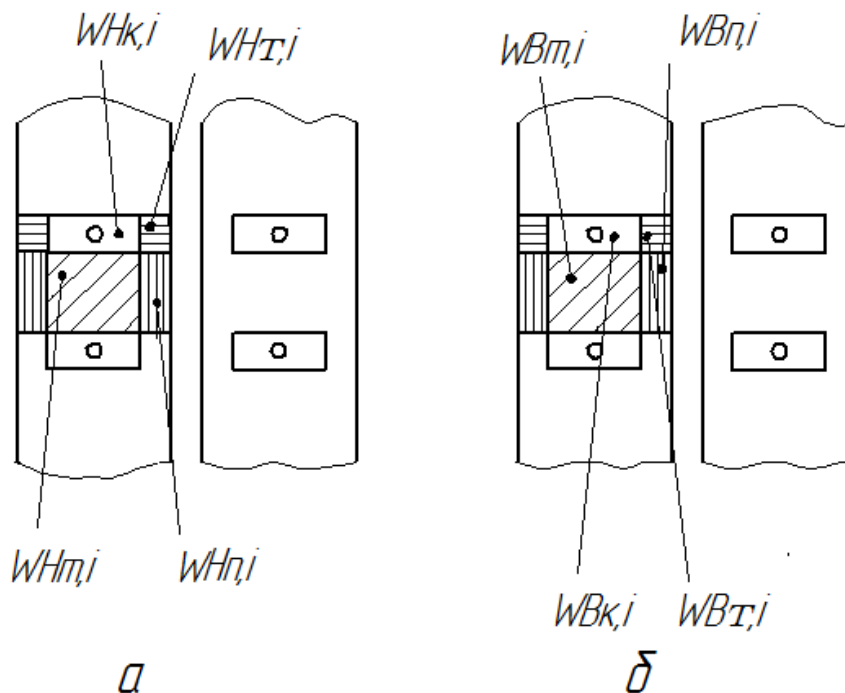


Рис. 2. К определению грузоподъемности наружной (а) и внутренней (б) рабочих поверхностей подшипника

Несущую способность подшипника определяем как сумму несущих способностей наружной и внутренней его рабочих поверхностей.

Запишем общую грузоподъемность наружной рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_H и на направление j_H , ей перпендикулярное:

$$\begin{aligned} i_H &= (WH_{укам} + WH_{ym} + WH_{m,y} + WH_{n,y}) \cdot 2; \\ j_H &= (WH_{хкам} + WH_{xm} + WH_{m,x} + WH_{n,x}) \cdot 2, \end{aligned} \tag{5}$$

где $WH_{укам}, WH_{хкам}$ – грузоподъемности камер (см. рис. 2,а);
 WH_{ym}, WH_{xm} – грузоподъемности межкамерных перемычек;
 $WH_{m,y}, WH_{m,x}$ – грузоподъемности торцевых перемычек камер;
 $WH_{n,y}, WH_{n,x}$ – грузоподъемности торцов межкамерных перемычек.

Запишем общую грузоподъемность внутренней рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_B и направление j_B , ей перпендикулярное:

$$\begin{aligned} i_B &= -(WB_{укам} + WB_{ym} + WB_{m,y} + WB_{n,y}) \cdot 2; \\ j_B &= -(WB_{хкам} + WB_{ym} + WB_{m,x} + WB_{n,x}) \cdot 2, \end{aligned} \tag{6}$$

где $WB_{укам}, WB_{хкам}$ – грузоподъемности камер (см. рис. 2,б);

WB_{ym}, WB_{xm} – грузоподъемности межкамерных перемычек;

$WB_{m,y}, WB_{m,x}$ – грузоподъемности торцевых перемычек камер;

$WB_{n,y}, WB_{n,x}$ – грузоподъемности торцов межкамерных перемычек.

Суммарную грузоподъемность обеих частей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_{Σ} и направление j_{Σ} , ей перпендикулярное, запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} i_{\Sigma} &= i_H + i_B; \\ j_{\Sigma} &= j_H + j_B. \end{aligned} \tag{7}$$

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

$$Q_{\Sigma} = Q_{наруж} + Q_{внутр}, \tag{8}$$

где $Q_{наруж} = 2 \cdot \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^k \sqrt{P_{вх} - P_{k1,i}}}$ – расход рабочей жидкости через наружную рабочую поверхность подшипника;

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

$$Q_{внутр} = 2 \cdot \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^m \sqrt{P_{вх} - P_{k2,i}}}$$
 – расход рабочей жидкости че-

рез внутреннюю рабочую поверхность подшипника;

m – число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника.

Потери мощности на трение определяем по известной зависимости [6]

$$N_{mp} = \omega \cdot R \cdot \iint \tau dS, \tag{9}$$

где τ – функция распределения касательных напряжений в слое рабочей жидкости;

S – площадь поверхности трения;

ω – угловая скорость вращения вала с диском;

R – радиус поверхности трения.

Запишем выражения для определения потерь мощности на трение на наружной рабочей поверхности N_{mpH} и внутренней рабочей поверхности N_{mpB} в виде, приспособленном для численной реализации:

$$\begin{aligned} N_{mpH} &= \mu \cdot \omega \cdot R_{\partial 1} \cdot L_n \cdot \Delta X_1 \cdot \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N1} \frac{U_{1,i} \cdot K(Re)_{1,i}}{h_{1,i}} + \omega \cdot R_{\partial 1} \cdot \Delta Z \cdot \lambda_{3,j} \sum_{j=1}^{N2} N_{1,j}; \\ N_{mpB} &= \mu \cdot \omega \cdot R_{\partial 2} \cdot L_n \cdot \Delta X_2 \cdot \lambda_{2,i} \sum_{i=1}^{N3} \frac{U_{2,i} \cdot K(Re)_{2,i}}{h_{2,i}} + \omega \cdot R_{\partial 2} \cdot \Delta Z \cdot \lambda_{3,j} \sum_{j=1}^{N2} N_{2,j}, \end{aligned}$$

$$\text{где } N_{1,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N1} \frac{h_{1,i}(P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j})}{2}; N_{2,j} = \lambda_{2,i} \sum_{i=1}^{N3} \frac{h_{2,i}(P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j})}{2};$$

$N1$ – число узлов сетки по длине окружности наружной рабочей поверхности $L_{окр1}$;

$N2$ – число узлов сетки по длине подшипника L_n ;

$N3$ – число узлов сетки по длине внутренней рабочей поверхности подшипника $L_{окр2}$;

$$\lambda_{1,i} = \frac{1}{2} \text{ при } i=1 \text{ и } i=N1 \text{ и } \lambda_{1,i} = 1 \text{ при } i=2,3,\dots,N1-1;$$

$$\lambda_{2,i} = \frac{1}{2} \text{ при } i=1 \text{ и } i=N3 \text{ и } \lambda_{2,i} = 1 \text{ при } i=2,3,\dots,N3-1;$$

$$\lambda_{3,j} = \frac{1}{2} \text{ при } j=1 \text{ и } j=N3 \text{ и } \lambda_{3,j} = 1 \text{ при } j=2,3,\dots,N3-1.$$

Потери мощности на трение для всего подшипника будут равны сумме потерь на трение на наружной и внутренней рабочих поверхностях:

$$N_{тр\Sigma} = N_{трH} + N_{трB}. \quad (10)$$

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

$$N_{прок} = P_{вх} \cdot Q_{\Sigma}. \quad (11)$$

Суммарные потери мощности на трение и прокачку будут равны их сумме.

$$N_{подш} = N_{тр\Sigma} + N_{прок}. \quad (12)$$

Результаты расчетов исследуемых объектов

Задаваясь давлением питания рабочей жидкости и геометрическими размерами сдвоенного гидростатодинамического подшипника, определяем его несущую способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку. Для расчета обычного втулочного гидростатодинамического подшипника используем теорию, изложенную для сдвоенного подшипника, только без формул, записанных для его внутренней части.

Рассчитываемый гидростатодинамический подшипник сдвоенного типа имел следующие геометрические и рабочие параметры:

1. Диаметр подшипника наружный (см. рис. 1) $D_1 = 120 \text{ мм}$.
2. Диаметр подшипника внутренний $D_2 = 100 \text{ мм}$.
3. Наружный и внутренний радиальные зазоры $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07 \text{ мм}$.
4. Длина подшипника $L_{\Sigma} = 50 \text{ мм}$.

5. Диаметры жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 2 \text{ мм}$.
6. Частота вращения вала $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$.
7. Коэффициент входа $\psi_{вх} = 0,62$.
8. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^\circ \text{ C}$.
9. Давление питания рабочей жидкости $P_{вх} = 2 \text{ МПа}$.

Результаты расчета несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь на трение и прокачку показаны на рис. 3,4,5.

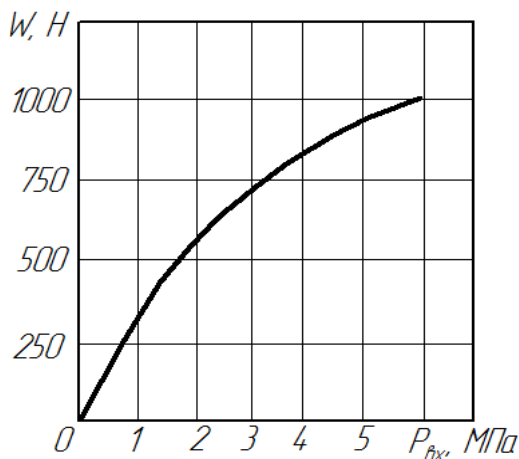


Рис. 3. Зависимость несущей способности сдвоенного гидростатодинамического подшипника от давления питания рабочей жидкости

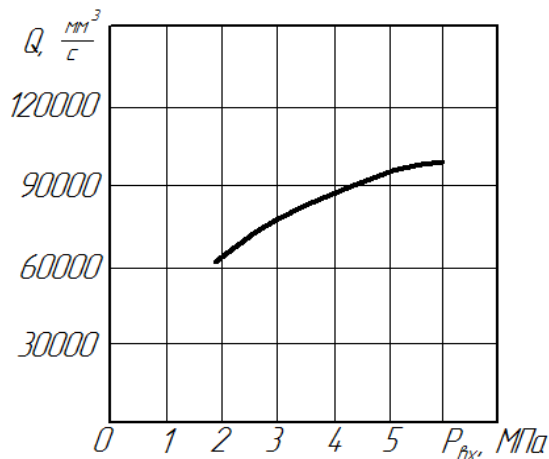


Рис. 4. Зависимость расхода рабочей жидкости в сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике от давления питания рабочей жидкости

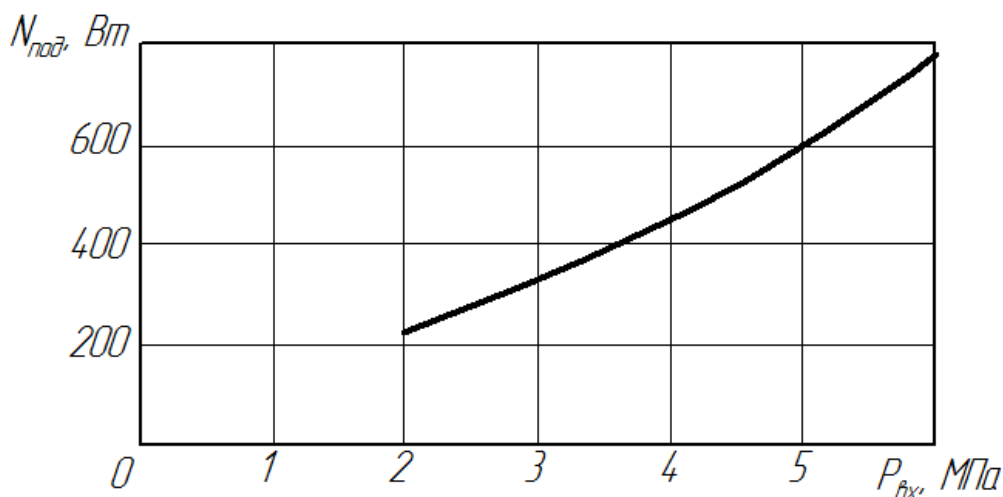


Рис. 5. Зависимость потерь мощности на трение и прокачку в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от давления питания рабочей жидкости

Задаваясь различными диаметральными размерами обычного втулочного гидростатодинамического подшипника, определяем его размеры, при которых грузоподъемности обычного втулочного и сдвоенного подшипников были бы одинаковыми. Расчетом было установлено, что таким размером является диаметр втулочного подшипника $D_1 = 207 \text{ мм}$. Для этого диаметра втулочного подшипника были рассчитаны следующие статические характеристики:

1. Несущая способность $W = 580 \text{ Н}$.
2. Расход рабочей жидкости $Q = 30814 \text{ мм}^3/\text{с}$.
3. Потери мощности на трение и прокачку $N_{\text{под}} = 346 \text{ Вт}$.

Вывод

Полученные результаты показывают, что диаметальный размер втулочного гидростатодинамического подшипника примерно в 1,725 раза больше диаметального размера сдвоенного гидростатодинамического подшипника при их одинаковой грузоподъемности. Расход рабочей жидкости сдвоенного подшипника примерно в 2 раза выше расхода втулочного подшипника, а потери мощности на трение и прокачку у сдвоенного подшипника примерно в 1,64 раза меньше по сравнению с потерями мощности втулочного подшипника. Таким образом, сдвоенный гидростатодинамический подшипник позволяет значительно уменьшить радиальные габариты и массу опоры, а также снизить потери мощности на трение и прокачку, но имеет большие расходы рабочей жидкости по сравнению с втулочным подшипником.

Список литературы

1. Емцев, Б. Г. Техническая гидромеханика [Текст] / Б. Г. Емцев. – М.: Машиностроение, 1978. – 463 с.
2. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машгиз, 1963. – 674 с.
3. Constantinescu, V. N. On Turbulent Lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881-899.
4. Крылов, В. И. Вычислительные методы [Текст] / В. И. Крылов, В. В. Бабков, П. Н. Монастырский. – М.: Наука, 1977. – Т 2. – 400 с.
5. Шуп, Т. Решение инженерных задач на ЭВМ [Текст] / Т. Шуп. – М.: Мир, 1982. – 235 с.
6. Богданов, О. И. Расчет опор скольжения [Текст] / О. И. Богданов, С. К. Дьяченко. – К.: Техника, 1966. – 242 с.

Поступила в редакцию 16.11.2015

Аналіз статичних характеристик здвоєних і втулкових гідростатодинамічних підшипників при різних значеннях геометричних параметрів

Наведено математичну модель гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу, яку узагальнено на випадок турбулентної течії робочої рідини. Подано вирази для визначення статичних характеристик розглянутих гідростатодинамічних підшипників, пристосовані для числової реалізації. Застосовано найбільш поширені та ефективні числові методи при вирішенні основних рівнянь математичної моделі. Отримано результати розрахунку статичних характеристик здвоєних і втулкових гідростатодинамічних підшипників при різних значеннях їх геометричних параметрів і виконано аналіз цих результатів.

Ключові слова: математична модель, гідростатодинамічний підшипник, турбулентна течія, статичні характеристики, числові методи, результати розрахунку, геометричні параметри.

Analysis of Static Characteristics of the Doubled and Hob Hydrostatodynamic Bearings at the Different Values of Geometrical Parameters

The mathematical model of the hydrostatodynamic bearing of the doubled type, generalized in case of turbulent flow of working liquid, is resulted. Presented expression for determination of static characteristics of the considered hydrostatodynamic bearings, adjusted for numeral realization. The most widespread and effective numeral methods are applied at the decision of basic equalizations of mathematical model. The results of calculation of static characteristics of the doubled and hob hydrostatodynamic bearings are got at the different values of their geometrical parameters and the analysis of the got results is executed.

Keywords: mathematical model, hydrostatodynamic bearing, turbulent flow, static characteristics, numeral methods, results of calculation, geometrical parameters.