

УДК 621.822.5

В.И. НАЗИН

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ КАМЕР ПО ОКРУЖНОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА

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

Приведены математические зависимости для расчета статических характеристик радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, приспособленные для численной реализации. Рассмотрены два конструктивных варианта расположения камер на рабочих поверхностях подшипника. Представлены результаты расчета несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение для радиально-упорного гидростатодинамического подшипника при положении первой камеры под линией действия внешней нагрузки и при ее расположении под 45° относительно линии действия внешней нагрузки. Выполнен анализ полученных результатов и даны рекомендации по применимости рассмотренных конструктивных схем.

Ключевые слова: статические характеристики, конструктивные варианты, несущая способность, расход жидкости, потери на трение, гидростатодинамический подшипник, камера.

Введение

Оптимизация геометрических и рабочих параметров радиально-упорного гидростатодинамического подшипника представляет достаточно сложную задачу, так как на его работоспособность оказывает влияние большое количество факторов. Одним из таких факторов является расположение несущих камер относительно линии действия внешней нагрузки. На принятие окончательного решения оказывают влияние не только статические характеристики подшипника, но и удобство организации подвода и отвода из подшипника рабочей жидкости. Целью работы является сравнение характеристик радиально-упорного гидростатодинамического подшипника при различном расположении камер по его окружности. Конструктивная схема рассматриваемого подшипника приведена в работе [1].

В гидростатодинамическом подшипнике несущая способность создается как за счет подачи рабочей жидкости под большим давлением, так и за счет вращения или гидродинамических эффектов. Основным критерием работоспособности таких подшипников является минимальная толщина слоя рабочей жидкости, обеспечивающая отсутствие контакта микронеровностей вала и подшипника за полный оборот вала.

1. Теоретическая модель подшипника

Величину избыточного давления в слое рабочей жидкости можно определить из со-

вместного решения уравнений баланса расходов и уравнений Рейнольдса. Записывая баланс расходов рабочей жидкости как равенство расходов через входное компенсирующее устройство и по контуру i -й камеры, можно определить давление в этой камере. Запишем систему уравнений для определения давлений в камерах, полученную из уравнений баланса расходов.

$$(P_{k1,i})_{n+1} = a_{10,i} \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k1,i})_n} - a_{12,i} (P_{k1,i-1})_n - a_{13,i} (P_{k1,i+1})_n - a_{11,i}, \quad (1)$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} = b_{9,i} \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k2,i})_n} - b_{11,i} (P_{k2,i-1})_n - b_{12,i} (P_{k2,i+1})_n - b_{10,i}, \quad (2)$$

где $a_{10,i}; a_{12,i}; a_{13,i}; a_{11,i}$ и $b_{9,i}; b_{11,i}; b_{12,i}; b_{10,i}$ — коэффициенты постоянные в процессе одного итерационного расчета.

Запишем выражения (1) и (2) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху:

$$(\bar{P}_{k1,i})_{n+1} = \bar{a}_{10,i} \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} - \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n - \bar{a}_{13,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n - \bar{a}_{11,i}, \quad (3)$$

$$(\bar{P}_{k2,i})_{n+1} = \bar{b}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_{k2,i})_n} - \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k2,i-1})_n - \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k2,i+1})_n - \bar{b}_{10,i}. \quad (4)$$

Безразмерные параметры в выражениях (3) и (4) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{b}_{9,i} = b_{9,i} / \sqrt{P_{\text{вх}}}; \bar{b}_{11,i} = b_{11,i}; \bar{b}_{12,i} = b_{12,i};$$

$$\bar{b}_{10,i} = b_{10,i} / P_{\text{вх}}.$$

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{k1,i})_n$ и $(\bar{P}_{k2,i})_n$ получаем новые значения давлений в камерах на $n+1$ шаге по уравнениям (3) и (4). Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности расчета ε_1 , т.е.

$$|(\bar{P}_{k1,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k1,i})_n| \leq \varepsilon_1,$$

$$|(\bar{P}_{k2,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k2,i})_n| \leq \varepsilon_1.$$

Для определения давлений на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1} + \rho \omega^2 \cdot R_{\text{ср}} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

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

где x_1, z_1 и x_2, z_2 – оси координат;

P_1 и P_2 – давления на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ρ – плотность рабочей жидкости;

K_{x1}, K_{z1} и K_{x2}, K_{z2} – коэффициенты турбулентности течения рабочей жидкости;

$R_{\text{ср}} = (R_{\text{кам1}} + R_{\text{кам2}}) / 2$ – средний радиус наружной конической поверхности подшипника;

$R_{\text{кам1}}$ и $R_{\text{кам2}}$ – радиусы расположения начала и конца камер;

h_1 и h_2 – текущие зазоры наружной и внутренней рабочих поверхностей диска.

В уравнении (5), записанном для наружной конической поверхности подшипника, введено слагаемое $\rho \omega^2 \cdot R_{\text{ср}} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \right)$, учитывающее

влияние центробежных сил инерции, как это делается в работе [2].

Уравнения Рейнольдса (5) и (6) обобщены на случай турбулентного течения смазки с помощью коэффициентов K_{x1}, K_{z1} и K_{x2}, K_{z2} . Выражения для этих коэффициентов в соответствии с методом В.Н. Константиnescу имеют вид:

$$K_{x1} = 1 + 0,044(\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,725},$$

$$K_{z1} = 1 + 0,0247(\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,65},$$

$$K_{x2} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,725},$$

$$K_{z2} = 1 + 0,0247(\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,65},$$

где $\sigma_{*1} = 0,125 \cdot Re_1^{0,07}$ и $\sigma_{*2} = 0,125 \cdot Re_2^{0,07}$;

$Re_1 = \frac{U_1 \cdot h_1}{\nu}$ и $Re_2 = \frac{U_2 \cdot h_2}{\nu}$ – числа Рейнольдса;
 ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Запишем выражения (5) и (6) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) = \\ = \Omega_1 \cdot \frac{\partial(\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_{y.б.} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \right), \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) = \\ = \Omega_2 \frac{\partial(\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Безразмерные параметры в выражениях (7) и (8) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{h}_1 = h_1 / \delta_{01}; \bar{h}_2 = h_2 / \delta_{02};$$

$$\varphi_1 = X_1 / R_{\text{срD1}}; \varphi_2 = X_2 / R_{\text{D2}};$$

$$\bar{Z}_1 = Z_1 / R_{\text{срД1}}; \bar{Z}_2 = Z_2 / R_{\text{Д2}};$$

$$\bar{P}_1 = P_1 / P_{\text{вх}}; \bar{P}_2 = P_2 / P_{\text{вх}};$$

$$\Omega_1 = \frac{6\mu\omega R_{\text{срД1}}^2}{\delta_{01}^2 P_{\text{вх}}}; \Omega_{\text{у.б.}} = \frac{\rho\omega^2 R_{\text{срД1}}^2}{\delta_{01}^2 P_{\text{вх}}}; \Omega_2 = \frac{6\mu\omega R_{\text{Д2}}^2}{\delta_{02}^2 P_{\text{вх}}}.$$

Для численного решения уравнений Рейнольдса (7) и (8) применяется метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Задаваясь начальными значениями давлений в узлах сетки, методом продольно-поперечной прогонки определялись значения давлений в узлах сетки на следующем шаге. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности

$(\bar{P}_{i,j})_{n+1} - (\bar{P}_{i,j})_n \leq \varepsilon_2$, где ε_2 — точность определения давлений на межкамерных перемычках.

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъемность подшипника, как сумму грузоподъемностей наружной конической и внутренней цилиндрической его рабочих поверхностей.

$$\bar{i}_{\Sigma} = \bar{i}_H + \bar{i}_B, \quad (9)$$

где $\bar{i}_H = i_H / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная грузоподъемность наружной части подшипника;

$\bar{i}_B = i_B / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная грузоподъемность внутренней части подшипника.

Суммарную осевую грузоподъемность определяем как разницу осевых грузоподъемностей левой и правой конических поверхностей наружной части подшипника.

$$\bar{i}_{\text{осев}} = \bar{i}_{\text{ос.лев}} - \bar{i}_{\text{ос.прав}}, \quad (10)$$

где $\bar{i}_{\text{ос.лев}} = i_{\text{ос.лев}} / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная осевая грузоподъемность левой конической части подшипника;

$\bar{i}_{\text{ос.прав}} = i_{\text{ос.прав}} / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная осевая грузоподъемность правой конической части подшипника.

Зная давления в камерах можно определить расход рабочей жидкости через подшипник

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{наруж.}} + Q_{\text{внутр.}}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{наруж.}} = 2\varphi_{\text{вх}} \pi r_{\text{ж1}}^2 \sqrt{\frac{2P_{\text{вх}}}{\rho}} \sum_{i=1}^k \sqrt{1 - \bar{P}_{k1,i}}$ — расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на внутренней рабочей поверхности подшипника;

K — число камер в подшипнике на его половине наружной рабочей части;

$$Q_{\text{внутр}} = 2 \cdot \varphi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_{\text{ж2}}^2 \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{вх}}}{\rho}} \sum_{i=1}^k \sqrt{1 - \bar{P}_{k2,i}}$$

— расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на внутренней рабочей поверхности подшипника;

$\varphi_{\text{вх}}$ — коэффициент входа равный 0,62...0,82;

$r_{\text{ж1}}$ и $r_{\text{ж2}}$ — радиусы жиклеров на входе в камеры для наружной и внутренней частей подшипника;

$P_{\text{вх}}$ — давление питания рабочей жидкости от насоса;

ρ — плотность рабочей жидкости.

Потери мощности на трение определяем по известной зависимости [3].

$$N_{\text{тр}} = \omega R \iint_{S'} \tau dS, \quad (12)$$

где τ — функция распределения касательных напряжений в слое рабочей жидкости; S — площадь поверхности трения; R — радиус поверхности трения.

Общие потери на трение определяем как сумму потерь в наружной и внутренней частях подшипника.

$$N_{\text{тр}\Sigma} = N_{\text{тр.лев}} + N_{\text{тр.прав}} + N_{\text{трВ}}, \quad (13)$$

где $N_{\text{тр.лев}}$ — потери мощности на трение в левой наружной конической части подшипника;

$N_{\text{тр.прав}}$ — потери мощности на трение в правой наружной конической части подшипника;

$N_{\text{трВ}}$ — потери мощности на трение во внутренней части подшипника.

2. Результаты расчета характеристик подшипника

На основании изложенной теории были рассчитаны грузоподъемность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение для радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при различном расположении камер по окружности относительно линии действия внешней нагрузки. Результаты расчета приведены на рис. 1-4.

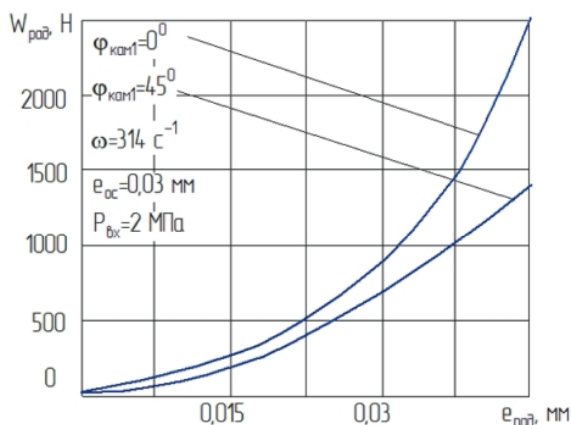


Рис. 1. Зависимость радиальной грузоподъемности радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

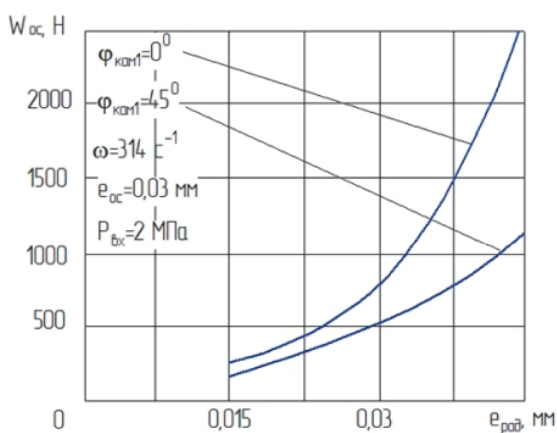


Рис. 2. Зависимость осевой грузоподъемности радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

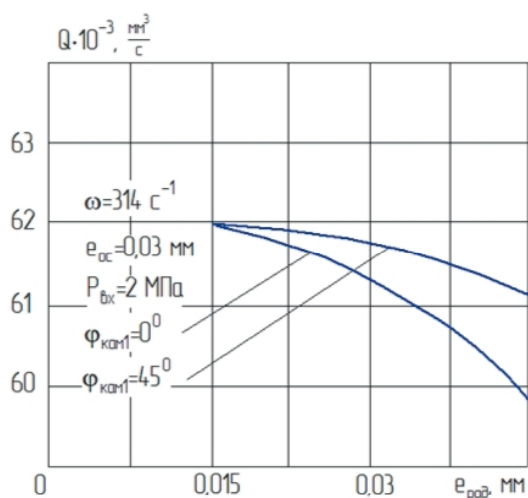


Рис. 3. Зависимость расхода рабочей жидкости в радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

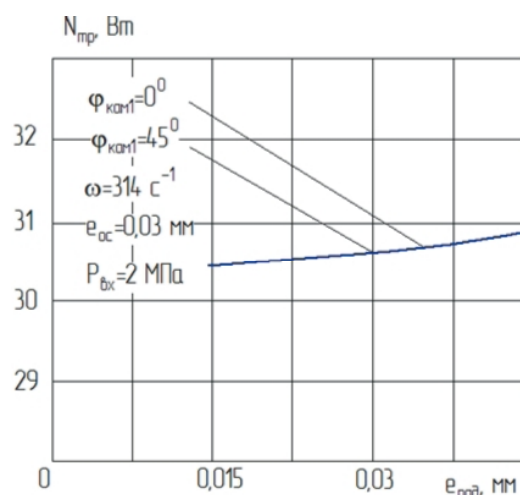


Рис. 4. Зависимость потерь на трение в радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

Из приведенных графиков видно, что радиальная грузоподъемность подшипника, у которого первая камера расположена под углом 0° относительно линии действия внешней нагрузки больше, чем у подшипника, у которого первая камера расположена под углом 45° . Разница грузоподъемностей подшипников возрастает с увеличением радиального эксцентриситета $e_{\text{рад}}$. Для радиального эксцентриситета $e_{\text{рад}} = 0,045$ мм при осевом эксцентриситете $e_{\text{ос}} = 0,03$ мм радиальная грузоподъемность подшипника, у которого первая камера расположена под углом 0° по отношению к линии действия внешней нагрузки, выше радиальной грузоподъемности подшипника, у которого первая камера расположена под углом 45° примерно 3,56 раза (см. рис. 1).

Осевая грузоподъемность подшипника с первым вариантом расположения камер ($\varphi_{\text{кам1}} = 0^\circ$) также выше осевой грузоподъемности подшипника со вторым вариантом расположения камер ($\varphi_{\text{кам2}} = 45^\circ$). Это видно из рис. 2.

Расходы рабочей жидкости через подшипник для двух рассмотренных вариантов расположения камер отличаются очень мало и незначительно уменьшаются с увеличением радиального эксцентриситета (см. рис. 3).

Выводы

Из полученных результатов можно сделать вывод, что грузоподъемности подшипника при расположении первой камеры 0° относительно линии действия внешней силы выше, чем грузоподъемности подшипника, у которого первая камера расположена под углом 45° . Однако с

точки зрения организации подвода и слива рабочей жидкости более приемлемым является вариант расположения первой камеры под 45° относительно вертикали. Для окончательного принятия решения требуется проверка этих вариантов расположения камер в динамике, т.е. проведения исследований по определению границ устойчивости ротора на рассматриваемых подшипниках. Потери мощности на трение для обоих рассмотренных случаев расположения камер отличаются очень мало и незначительно растут с увеличением радиального эксцентриситета (примерно на 1%, см. рис. 4).

Литература

1. Назин В.И. Математическая модель сдвоенного радиально-упорного гидростатического подшипника [Текст] / В.И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология.- 2013.-№9/106.-с. 127-133.
2. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст]: монография. / И.Я. Токарь.-М.: Машиностроение, 1972.- 167 с.
3. Богданов О.И. Расчет опор скольжения [Текст]: справ. / О.И. Богданов, С.К. Дьяченко.-К.: Техника, 1966.-262 с.

Поступила в редакцию 25.01.2015

В.І. Назін. Вплив розташування камер по колу на статичні характеристики радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу

Приведені математичні залежності для розрахунку статичних характеристик радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу, пристосовані для чисельної реалізації. Розглянуто два конструктивні варіанти розташування камер на робочих поверхнях підшипника. Представлені результати розрахунку тримкості, витрати робочої рідини і втрат потужності на тертя для радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника при положенні першої камери під лінією дії зовнішнього навантаження і при її розташуванні під 45° відносно лінії дії зовнішнього навантаження. Виконаний аналіз отриманих результатів і дані рекомендації щодо застосовності розглянутих конструктивних схем.

Ключові слова: статичні характеристики, конструктивні варіанти, тримкість, витрата рідини, втрати на тертя, гідростатодинамічний підшипник, камера.

V.I. Nazin. Influence of location of chambers on circumference on static characteristics of radial-persistent gidrostatodinamicheskogo bearing of the doubled type

Mathematical dependences are resulted for the calculation of static descriptions of the radial-persistent gidrostatodinamicheskogo bearing of the doubled type, adjusted for numeral realization. Two structural variants of location of chambers are considered on the workings surfaces of bearing. The results of calculation of bearing strength are presented, expense of working liquid and losses of power on a friction for the radial-persistent gidrostatodinamicheskogo bearing at position of the first chamber under the line of action of the external loading and at its location under 45° in relation to the line of action of the external loading. The analysis of the got results and dany of recommendation on applicability of the considered structural charts is executed.

Keywords: static descriptions, structural variants, bearing ability, expense of liquid, losses on a friction, gidrostatodinamicheskij bearing, chamber.