

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

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

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ УПРУГОЙ УСТАНОВКИ КОЛЕЦ НА ДИСКЕ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА

Приведены математические зависимости для расчета сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника с упругой установкой рабочих поверхностей диска при переменной внешней нагрузке. Сделано обобщение теоретической модели на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Применены наиболее распространенные и эффективные численные методы, позволяющие получить результат с необходимой точностью. Получены выражения для уравнений движения колец на упругом основании с учетом всех сил, действующих на них. Приведены результаты расчета динамических характеристик гидростатодинамического подшипника при различных значениях коэффициента жесткости упругой установки колец на диске.

Ключевые слова: динамические характеристики, гидростатодинамический подшипник, теоретическая модель, турбулентное течение, упругая установка, коэффициент жесткости, результаты расчета.

Введение

Тенденция роста скоростей вращения роторов современных машин приводит к необходимости совершенствования конструкций существующих подшипников. С ростом частот вращения роторов возникает необходимость расширить диапазон устойчивой работы применяемых подшипников. Одним из вариантов конструкции гидростатодинамических подшипников, позволяющих расширить диапазон устойчивой работы ротора на рассматриваемых подшипниках, является установка рабочих поверхностей диска на упругое основание. При правильном подборе упругих элементов рассматриваемая конструкция подшипника позволит улучшить его демпфирующие свойства и расширить диапазон устойчивой работы ротора. Поэтому исследования конструкций гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска являются актуальными.

Целью работы является сравнение динамических характеристик гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа с жесткой и упругой установкой рабочих поверхностей диска. Конструктивная схема рассматриваемого подшипника приведена в работе [1]. В этом подшипнике несущая способность создается как за счет подачи рабочей жидкости под большим давлением, так и за счет вращения или гидростатодинамических эффектов. Основными динамическими характеристиками таких подшипников являются амплитудно-частотные харак-

теристики, позволяющие исследовать зоны резонанса и границы устойчивости работы ротора на рассматриваемых подшипниках. Основным критерием работоспособности таких подшипников является минимальная толщина слоя рабочей жидкости, обеспечивающая отсутствие контакта микронеровностей ротора и подшипника за полный оборот ротора.

Математическая модель подшипника

В основе определения динамических характеристик гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости. Определение этой функции связано с совместным решением уравнений баланса расходов, Рейнольдса, а также уравнений движения диска с валом и колец, упруго установленных на диске.

Записывая баланс расходов рабочей жидкости как равенство расходов через входные компенсирующие устройства 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.

$$\begin{aligned} (P_{k,i})_{n+1} = & a_{0,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{k,i})_n} + \\ & + a_{11,i} (P_{k,i-1})_n + a_{12,i} (P_{k,i+1})_n + a_{10,i}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} (P_{k1,i})_{n+1} = & b_{9,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{k1,i})_n} + \\ & + b_{11,i} (P_{k1,i-1})_n + b_{12,i} (P_{k1,i+1})_n + b_{10,i}, \end{aligned} \quad (2)$$

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

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

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k,i})_{n+1} = & \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \\ & + \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} = & \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \\ & + \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}, \end{aligned} \quad (4)$$

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

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

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{k,i})_n$ и $(\bar{P}_{k1,i})_n$, получаем новые значения давлений 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.

$$\left| (\bar{P}_{k,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k,i})_n \right| \leq \varepsilon_1 \quad \text{и} \quad \left| (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k1,i})_n \right| \leq \varepsilon_1.$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{x1}} \cdot \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{z1}} \cdot \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial (u_1 h_1)}{\partial x_1} + 12\mu (V - \dot{y}_1), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{x2}} \cdot \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{z2}} \cdot \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial (u_2 h_2)}{\partial x_2} + 12\mu (V - \dot{y}_3), \end{aligned} \quad (6)$$

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;

u_1 , u_2 - окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей;

\dot{y}_1 и \dot{y}_3 - скорости перемещения колец, упруго-установленных на диске;

h_1 и h_2 - текущие значения зазоров в подшипнике.

Уравнения (5) и (6) обобщены на случай турбулентного значения рабочей жидкости с помощью коэффициентов k_{x1} , k_{z1} и k_{x2} , k_{z2} . Выражения для этих коэффициентов, в соответствии с методом В. Н. Константиnescу [2], имеет вид:

$$K_{x1} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*1}^2 \text{Re}_1 \right)^{0,725};$$

$$K_{z1} = 1 + 0,0247 \left(\sigma_{*1}^2 \text{Re}_1 \right)^{0,65};$$

$$K_{x2} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*2}^2 \text{Re}_2 \right)^{0,725};$$

$$K_{z2} = 1 + 0,0247 \left(\sigma_{*2}^2 \text{Re}_2 \right)^{0,65};$$

где $G_{*1} = 0,125 \text{Re}_1^{0,07}$ и $G_{*2} = 0,125 \text{Re}_2^{0,07}$;

$\text{Re}_1 = \frac{u_1 h_1}{\nu}$ и $\text{Re}_2 = \frac{u_2 h_2}{\nu}$ - числа Рейнольдса;

ν - кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Текущие значения зазоров h_1 и h_2 запишем с учетом перемещений рабочих поверхностей диска.

$$h_1 = \delta_{01} - (e + y_1) \cos(\varphi - \beta_0), \quad (7)$$

$$h_2 = \delta_{02} + (e + y_3) \cos(\varphi - \beta_0), \quad (8)$$

где $\delta_{01} = R_{п1} - R_k$ и $\delta_{02} = R_{k2} - R_{п2}$ - радиальные зазоры для наружной и внутренней рабочих поверхностей диска;

$R_{п1}$, $R_{п2}$ - радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника;

R_{k1} , R_{k2} - радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей колец;

e - эксцентриситет, характеризующий расстояние между центрами подшипника и диска;

φ - текущая окружная координата в подшипнике;

β_0 - угол положения диска в подшипнике;

y_1 , y_2 - упругие перемещения рабочих поверхностей колец.

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

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{Kx_1} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{Kz_1} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) = \Omega_1 \frac{\partial(\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_{11} \cdot \bar{V}_1, \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{Kx_2} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{Kz_2} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) = \Omega_2 \frac{\partial(\bar{U}_2 \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_{22} \bar{V}_2. \quad (10)$$

Безразмерные параметры в выражениях (9) и (10) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\varphi_1 = \frac{x_1}{R_{k1}}; \quad \varphi_2 = \frac{x_2}{R_{k2}}; \quad \bar{z}_1 = \frac{z_1}{R_{k1}}; \quad \bar{z}_2 = \frac{z_2}{R_{k2}};$$

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{\delta_{01}}; \quad \bar{h}_2 = \frac{h_2}{\delta_{02}}; \quad \bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_{вх}}; \quad \bar{P}_2 = \frac{P_2}{P_{вх}};$$

$$\Omega_1 = \frac{6\mu\omega R_{k1}^2}{\delta_{01}^2 P_{вх}}; \quad \Omega_2 = \frac{6\mu\omega R_{k2}^2}{\delta_{02}^2 P_{вх}}; \quad \Omega_{11} = \frac{12\mu\omega R_{k1}^2}{\delta_{01}^2 P_{вх} T};$$

$$\Omega_{12} = \frac{12\mu\omega R_{k2}^2}{\delta_{02}^2 P_{вх} T}; \quad \bar{V}_1 = (V_1 - \dot{y}_1) \frac{T}{\delta_{01}};$$

$$\bar{V}_2 = (V_2 - \dot{y}_3) \frac{T}{\delta_{02}}.$$

Для численного решения уравнений Рейнольдса (9) и (10) применялся метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Задавая начальные значения давлений в узлах сетки, методом продольно-поперечной прогонки определялись давления в узлах сетки на следующем шаге. Итерационный процесс продолжался до получения заданной точности

$$\left| (\bar{P}_{1,i})_{n+1} - (\bar{P}_{1,i})_n \right| \leq \varepsilon_2 \quad \text{и} \quad \left| (\bar{P}_{2,i})_{n+1} - (\bar{P}_{2,i})_n \right| \leq \varepsilon_2,$$

где ε_2 - точность определения давлений на межкамерных перемычках.

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, определялась грузоподъемность подшипника, как сумма грузоподъемностей наружной и внутренней частей подшипника.

$$\bar{i}_{\Sigma} = \bar{i}_H + \bar{i}_B, \quad (11)$$

где $\bar{i}_H = \frac{i_H}{P_{вх} P_{k1}^2}$ - безразмерная грузоподъемность наружной части подшипника;

$\bar{i}_B = \frac{i_B}{P_{вх} P_{k2}^2}$ - безразмерная грузоподъемность внутренней части подшипника.

При определении динамических характеристик ротора на гидростатодинамических подшипниках двоякого типа использовались нелинейные уравнения движения ротора внутри подшипника [3] и уравнения перемещения колец, установленных на упругом основании.

В безразмерном виде эти уравнения имеют следующий вид:

$$\bar{m} \left(\ddot{\bar{\chi}} - \bar{\chi} \dot{\beta}_0^2 \right) = -2 \bar{i}_{\Sigma} + \bar{G} \cos \beta_0 + \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \quad (12)$$

$$\bar{m} \left(\ddot{\bar{\chi}} \beta_0 + 2 \dot{\bar{\chi}} \dot{\beta}_0 \right) = -2 \bar{i}_{\Sigma} - \bar{G} \sin \beta_0 + \bar{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right),$$

$$\bar{m}_1 \ddot{\bar{y}}_1 = \bar{G}_1 \cos \beta_0 - \bar{i}_H - C_{ж1} \bar{y}_1 - C_{д1} \dot{\bar{y}}_1, \quad (13)$$

$$\bar{m}_3 \ddot{\bar{y}}_3 = \bar{G}_3 \cos \beta_0 - \bar{i}_B - C_{ж3} \bar{y}_3 - C_{д3} \dot{\bar{y}}_3, \quad (14)$$

где \bar{G} - безразмерный вес ротора с диском;

\bar{i}_{Σ} и \bar{i}_{Σ} - гидродинамические силы в проекциях на линию центров диска и подшипника и направление ей перпендикулярное;

\bar{q} - остаточная неуравновешенность ротора;

β_0 - угол положения линии центров диска и подшипника;

$\bar{\chi}$ - эксцентриситет диска с ротором относительно центра подшипника;

\bar{m}_1 и \bar{m}_3 - массы наружного и внутреннего колец;

\bar{i}_H и \bar{i}_B - гидродинамические силы наружной и внутренней частей подшипника;

$C_{ж1} \bar{y}_1$ и $C_{ж3} \bar{y}_3$ - силы упругости эластичных элементов;

$C_{ж1}$ и $C_{ж3}$ - коэффициенты жесткости упругих элементов;

$C_{д1} \dot{\bar{y}}_1$ и $C_{д3} \dot{\bar{y}}_3$ - силы демпфирования упругих элементов;

$C_{д1}$ и $C_{д3}$ - коэффициенты демпфирования упругих элементов;

$\dot{\bar{y}}_1$ и $\dot{\bar{y}}_3$ - скорости перемещения колец на упругом основании;

Для численной реализации уравнений движения диска в подшипнике (12) и уравнений перемещения колец (13) и (14) использовался многошаговый метод Адамса.

Запишем выражения для расчета координат и скоростей центра диска и колец, используя метод Адамса 4-го порядка:

$$\begin{aligned}
 \bar{\chi}(k_2+1) &= \bar{\chi}(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\bar{\chi}}(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\bar{\chi}}(k_2-1) + 37\ddot{\bar{\chi}}(k_2-2) - 9\ddot{\bar{\chi}}(k_2-3)], \\
 \beta_0(k_2+1) &= \beta_0(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\beta}_0(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\beta}_0(k_2-1) + 37\ddot{\beta}_0(k_2-2) - 9\ddot{\beta}_0(k_2-3)], \\
 \dot{\bar{\chi}}(k_2+1) &= \dot{\bar{\chi}}(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\dot{\bar{\chi}}}(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\dot{\bar{\chi}}}(k_2-1) + 37\ddot{\dot{\bar{\chi}}}(k_2-2) - 9\ddot{\dot{\bar{\chi}}}(k_2-3)], \\
 \dot{\beta}_0(k_2+1) &= \dot{\beta}_0(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\dot{\beta}}_0(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\dot{\beta}}_0(k_2-1) + 37\ddot{\dot{\beta}}_0(k_2-2) - 9\ddot{\dot{\beta}}_0(k_2-3)], \\
 \bar{y}_1(k_2+1) &= \bar{y}_1(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\bar{y}}_1(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\bar{y}}_1(k_2-1) + 37\ddot{\bar{y}}_1(k_2-2) - 9\ddot{\bar{y}}_1(k_2-3)], \\
 \bar{y}_3(k_2+1) &= \bar{y}_3(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\bar{y}}_3(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\bar{y}}_3(k_2-1) + 37\ddot{\bar{y}}_3(k_2-2) - 9\ddot{\bar{y}}_3(k_2-3)], \\
 \dot{\bar{y}}_1(k_2+1) &= \dot{\bar{y}}_1(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\dot{\bar{y}}}_1(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\dot{\bar{y}}}_1(k_2-1) + 37\ddot{\dot{\bar{y}}}_1(k_2-2) - 9\ddot{\dot{\bar{y}}}_1(k_2-3)], \\
 \dot{\bar{y}}_3(k_2+1) &= \dot{\bar{y}}_3(k_2) + \frac{h_1}{24} [55\dot{\dot{\bar{y}}}_3(k_2) - \\
 &- 59\ddot{\dot{\bar{y}}}_3(k_2-1) + 37\ddot{\dot{\bar{y}}}_3(k_2-2) - 9\ddot{\dot{\bar{y}}}_3(k_2-3)].
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

Из системы уравнений (15) видно, что для реализации метода Адамса четвертого порядка точности необходима информация о четырех предыдущих точках. Для получения исходной информации использовался одношаговый метод Эйлера.

Результаты расчета характеристик подшипника

Рассчитываемый подшипник имел следующие геометрические и рабочие параметры:

1. Диаметр подшипника наружный $D_1 = 91$ мм.
2. Диаметр подшипника внутренний $D_2 = 100$ мм.
3. Диаметр диска наружный $D_{д1} = 90,86$ мм.
4. Диаметр диска внутренний $D_{д2} = 75,14$ мм.
5. Наружный и внутренний радиальный зазор $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$ мм.
6. Длина подшипника $L_{п} = 50$ мм.
7. Диаметр жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$ мм.
8. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^0$ С.
9. Вес ротора на одну опору $G = 200$ Н.

10. Остаточная неуровненность ротора $q = 10,05 \cdot 10^{-2}$ кг / мм.

11. Вес наружного кольца $G_{к1} = 1,8346$ Н.

12. Вес одного внутреннего кольца $G_{к2} = 0,9173$ Н.

На рис. 1 приведены амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска при различных значениях коэффициента жесткости $C_{ж}$ упругого элемента, на котором установлены наружные и внутренние кольца.

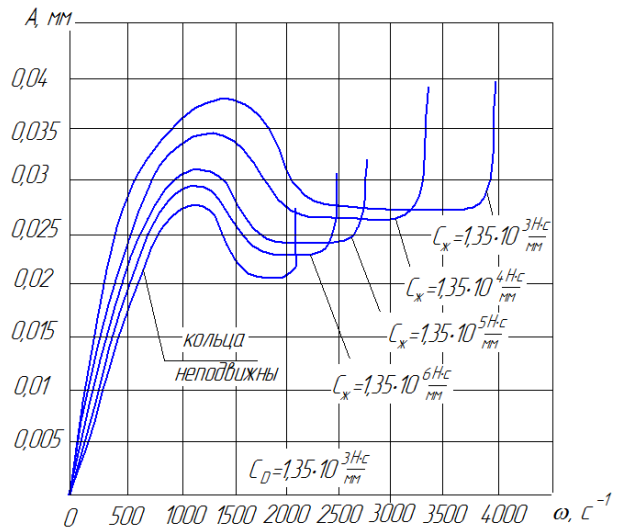


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиальных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа с упругой установкой колец на диске

Вывод

Полученные результаты расчета (см. рис. 1) показывают, что с уменьшением коэффициента жесткости $C_{ж}$, угловая скорость, при которой наблюдается явление резонанса, возрастает примерно на 20%. Амплитуды колебаний в области резонанса с уменьшением коэффициента жесткости также возрастают примерно в 1,38 раза. Граница устойчивости при уменьшении коэффициента жесткости с $C_{ж} = 1,35 \cdot 10^7$ Н/мм до $C_{ж} = 1,35 \cdot 10^4$ Н/мм возрастает в 1,57 раза.

Результаты расчета показали, что наименьшим диапазоном устойчивой работы обладает подшипник с неподвижно установленными кольцами (см. рис. 1). Следовательно, подбором соответствующего упругого элемента можно существенно расширить диапазон устойчивой работы ротора на рассматриваемых подшипниках.

Литература

1. Назин, В. И. Теория гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска [Текст] / В. И. Назин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 7/114. – С. 100-104.

2. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // *Proceedings of the Institution of mechanical engineers*. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881-899.

3. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М.: Машизд, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 2.06.2015, рассмотрена на редколлегии 23.06.2015

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедры теории авиационных двигателей Л. Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНОГО ВСТАНОВЛЕННЯ КІЛЕЦЬ НА ДИСКУ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА ЗДВОЄНОГО ТИПУ

В. І. Назін

Наведено математичні залежності для розрахунку здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника з пружною установкою робочих поверхонь диска при змінній зовнішній навантаженості. Зроблено узагальнення теоретичної моделі на випадок турбулентної течії робочої рідини. Застосовано найбільш поширені та ефективні чисельні методи, що дозволяють отримати результат з необхідною точністю. Отримано вирази для рівнянь руху кілець на пружній основі з урахуванням всіх сил, що діють на них. Наведено результати розрахунку динамічних характеристик гідростатодинамічного підшипника при різних значеннях коефіцієнта жорсткості пружної установки кілець на диску.

Ключові слова: динамічні характеристики, гідростатодинамічний підшипник, теоретична модель, турбулентна течія, пружна установка, коефіцієнт жорсткості, результати розрахунку.

EFFECT OF SETTING STIFFNESS OF RINGS ON DISK THE DYNAMIC CHARACTERISTICS HYDROSTATODINAMIC TYPE DOUBLE BEARING

V. I. Nazin

Mathematical formulas for calculating hydrostatodinamic dual radial bearing with elastic drive installation work surfaces with variable external load. Perfect synthesis of theoretical models to the case of turbulent flow of the working fluid. Applied the most common and efficient numerical methods to get the result with the required accuracy. The expressions for the equations of motion rings on elastic foundation with all the forces acting on them. The results of calculation of dynamic characteristics hydrostatodinamic bearing at different values of the coefficient of elastic stiffness installing rings on the disk.

Keywords: dynamic characteristics, hydrostatodinamic bearing theoretical model for turbulent, resilient installation, stiffness coefficient, the calculation results.

Назин Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доц., доц. каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.