

УДК 621.822.5

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

УПРОЩЕННЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СДВОЕННОГО ТИПА

Приведена система уравнений, позволяющая упрощенным способом определять амплитудно-частотные характеристики гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа. Выполнено обобщение расчетной модели на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Представлена математическая модель, доведенная до вида, приспособленного для численной реализации. Применены наиболее рациональные численные методы для реализации теоретических зависимостей. Приведены нелинейные уравнения движения диска с валом внутри подшипника, позволяющие анализировать зоны резонанса и границы устойчивости движения вала на рассматриваемых подшипниках. Рассмотрен наиболее устойчивый метод численной реализации уравнений движения вала с диском внутри подшипника. Разработана последовательность расчета динамических характеристик гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа.

Ключевые слова: *упрощенный способ, амплитудно-частотные характеристики, гидростатодинамический подшипник, расчетная модель, турбулентное течение, численные методы, уравнения движения, зоны резонанса, границы устойчивости.*

Введение

Области применения подшипников скольжения жидкостного трения постоянно расширяются в связи с ростом скоростей вращения роторов современных быстроходных машин. Среди подшипников жидкостного трения важное место занимают гидростатодинамические подшипники. Они особо хороши в тех случаях, когда в машине или агрегате есть жидкий смазочный материал под большим давлением. Примером таких агрегатов и установок могут быть топливные насосы, центрифуги, турбины атомных электростанций, металлорежущие станции и т.д. Достоинством гидростатодинамических подшипников является также возможность применения в качестве сказочных материалов рабочих тел машин. Это позволяет исключить наличие дополнительной смазочной системы для подшипников и повысить надежность машины. Наличие в гидростатодинамических подшипниках гарантированной смазочной пленки позволяет расширить ассортимент применяемых для изготовления подшипников материалов.

В настоящее время существует большое количество конструктивных вариантов гидростатодинамических подшипников. Наиболее перспективными являются гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа.

Целью данной работы является разработка упрощенного способа определения динамических характеристик принципиально нового гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа.

рошенного способа определения динамических характеристик принципиально нового гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа.

Конструктивная схема радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа приведена в работе [1]. В отличие от обычного втулочного гидростатодинамического подшипника, имеющего одну рабочую поверхность, в сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике применен промежуточный диск, неподвижно установленный на валу, что позволило получить несколько рабочих поверхностей подшипника: одну наружную и две внутренние. На рабочих поверхностях подшипника сдвоенного типа выполнены несущие камеры прямоугольной формы, в которые под большим давлением подается рабочая жидкость. На входе в камеры установлены компенсаторы давления – жиклеры. Наличие нескольких рабочих поверхностей позволяет существенно увеличить несущую способность подшипника и расширить диапазон устойчивой работы ротора на этих подшипниках.

Теоретические зависимости

Основными динамическими характеристиками рассматриваемых подшипников являются амплитудно-частотные характеристики, позволяющие исследовать зоны резонанса и границы устойчивой

работы ротора на исследуемых подшипниках. При определении амплитудно-частотных характеристик вала с дисками на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа использовались нелинейные уравнения движения вала внутри подшипника [2].

Запишем уравнения движения с валом под действием сил веса, неуровновешенности и гидродинамических сил.

$$\begin{aligned} \frac{G}{g} \left[\frac{d^2 e}{dt^2} - e \left(\frac{d\beta_0}{dt} \right)^2 \right] &= -2i_\Sigma + G \cos \beta_0 + \\ &+ q\omega^2 \cos(\omega \cdot t - \beta_0 + \beta_H), \\ \frac{G}{g} \left[e \frac{d^2 \beta_0}{dt^2} + 2 \left(\frac{d\beta_0}{dt} \right) \cdot \frac{de}{dt} \right] &= -2j_\Sigma - \\ &- G \sin \beta_0 + q\omega^2 \sin(\omega \cdot t - \beta_0 + \beta_H), \end{aligned} \quad (1)$$

где $G = mg$ – вес вала с дисками;

g – ускорение свободного падения;

e – эксцентриситет диска в подшипнике, характеризующий расстояние между центрами диска и подшипника;

β_0 – угол положения линии центров диска и подшипника;

i_Σ и j_Σ – гидродинамические силы в проекциях на линию центров диска и подшипника и направление ей перпендикулярное;

q – остаточная неуровновешенность вала;

ω – угловая скорость вращения диска с валом;

β_H – положение оси отсчета углов.

Уравнения (1) записаны в проекциях на подвижные оси, вращающиеся с угловой скоростью $\frac{d\beta_0}{dt}$ вместе с линией центров диска и подшипника.

Запишем выражения (1) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры чертой сверху.

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

Безразмерные параметры в выражениях (2) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{m} = \frac{m \cdot \delta_{01}}{P_{\text{вх}} \cdot R_{D1}^2 \cdot T^2}; \quad \bar{i}_\Sigma = \frac{i_\Sigma}{P_{\text{вх}} \cdot R_{D1}^2};$$

$$\begin{aligned} \bar{j}_\Sigma &= \frac{j_\Sigma}{P_{\text{вх}} \cdot R_{D1}^2}; \quad \bar{t} = \frac{t}{T}; \quad Sh = \frac{1}{\omega t}; \\ \bar{G} &= \frac{m \cdot g}{P_{\text{вх}} \cdot R_{D1}^2}; \quad \bar{q} = \frac{q\omega^2}{P_{\text{вх}} \cdot R_{D1}^2}; \quad \bar{\chi} = \frac{e}{\delta_{01}}. \end{aligned}$$

В основе определения гидродинамических сил, входящих в уравнения движения (2), лежит функция распределения давления по рабочим поверхностям подшипника. В упрощенном способе расчета динамических характеристик гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа при определении функции распределения давления по рабочим поверхностям подшипника решаются уравнения баланса расходов, позволяющие определить давления в камерах. Давление по площади i -й камеры принимается постоянным. На межкамерных и торцевых переменных принимается линейный закон изменения давления.

Запишем баланс расходов рабочей жидкости из условия равенства расходов через входные компенсирующие устройства и по контуру i -й камеры для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника:

$$Q_{\text{bx1}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{V1}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{bx2}} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{V2}, \quad (4)$$

где Q_{bx1} и Q_{bx2} – расходы рабочей жидкости через входные компенсирующие устройства, соответственно для камер, расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

Для жиклеров эти расходы записываем в следующем виде:

$$Q_{\text{bx1}} = \psi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_{\text{ж1}}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}} - P_{k,i})}, \quad (5)$$

$$Q_{\text{bx2}} = \psi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_{\text{ж2}}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}} - P_{k1,i})}, \quad (6)$$

где $\psi_{\text{вх}}$ – коэффициент входа;

$r_{\text{ж1}}$ и $r_{\text{ж2}}$ – радиусы жиклеров;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{\text{вх}}$ – давление рабочей жидкости на входе в камеры;

$P_{k,i}$ и $P_{k1,i}$ – 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:

$$Q_1 = -\frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 \cdot (P_{k,i} - P_{k,i-1}) \cdot l_{k1}}{12 \cdot \mu \cdot l_{mk1} \cdot k_{x11}},$$

$$Q_2 = \frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i+2} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 \cdot (P_{k,i} - P_{k,i+1}) \cdot l_{k1}}{12 \cdot \mu \cdot l_{mk1} \cdot k_{x12}},$$

$$Q_3 = Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 \cdot (P_{k,i} - P_{сл}) \cdot b_{k1}}{12 \cdot \mu \cdot l_{п1} \cdot k_{z1}},$$

$$Q_{v1} = b_{k1} \cdot l_{k1} \cdot V_m,$$

$$Q_{11} = -\frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 \cdot (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) \cdot l_{k2}}{12 \cdot \mu \cdot l_{mk2} \cdot k_{x21}},$$

$$Q_{12} = \frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i+2} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 \cdot (P_{k1,i} - P_{k1,i+1}) \cdot l_{k2}}{12 \cdot \mu \cdot l_{mk2} \cdot k_{x22}},$$

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 \cdot (P_{k1,i} - P_{сл}) \cdot b_{k2}}{12 \cdot \mu \cdot l_{п2} \cdot k_{z2}},$$

$$Q_{v2} = b_{k2} \cdot l_{k2} \cdot V_m,$$

где ω – угловая скорость диска с валом;

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

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

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

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

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

$P_{сл}$ – давление рабочей жидкости на сливе;

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

$l_{п1}$ и $l_{п2}$ – длина торцевых перемычек камер;

Q_{v1} и Q_{v2} – расходы жидкости, обусловленные движением вала с дисками;

V_m – скорость движения вала вдоль линии центров диска и подшипника;

$k_{x11}, k_{x12}, k_{z1}, k_{x21}, k_{x22}, k_{z2}$ – коэффициенты турбулентности.

Коэффициенты турбулентности определяем по методу В. Н. Константинеску [3, 4]. В соответствии с этим методом их определяют следующим образом:

$$K_{x11} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*11}^2 \cdot Re_{11})^{0,725},$$

$$K_{x12} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*12}^2 \cdot Re_{12})^{0,725},$$

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

$$K_{x21} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*21}^2 \cdot Re_{21})^{0,725},$$

$$K_{x22} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*22}^2 \cdot Re_{22})^{0,725},$$

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

где $Re_{11}, Re_{12}, Re_1, Re_{21}, Re_{22}, Re_2$ – числа Рейнольдса.

После подстановки расходов (5), (6) и (7) в исходные уравнения (3) и (4) запишем выражения для определения давлений в камерах в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры чертой сверху.

$$(\bar{P}_{k,i})_{n+1} = \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}, \quad (8)$$

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

Безразмерные параметры в выражениях (8) и (9) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{P}_{k,i} = \frac{P_{k,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{a}_{9,i} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \quad \bar{a}_{11,i} = a_{11,i}; \quad \bar{a}_{12,i} = a_{12,i};$$

$$\bar{a}_{10,i} = \frac{a_{10,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{P}_{k1,i} = \frac{P_{k1,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{b}_{9,i} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}};$$

$$\bar{b}_{11,i} = b_{11,i}; \quad \bar{b}_{12,i} = b_{12,i}; \quad \bar{b}_{10,i} = \frac{b_{10,i}}{P_{вх}}.$$

Выражения (8) и (9) записаны в виде, приспособленном для численной реализации итерационным способом. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности.

Принимая закон изменения давлений на межкамерных перемычках линейным, запишем выражения для грузоподъемностей гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа в проекциях на линию центров диска и подшипника и направление ей перпендикулярное для нужной $W_{нi}$, $W_{нj}$ и внутренней W_{bi} , W_{bj} частей подшипника.

$$W_{нi} = \left(\frac{2l_{mk1} \cdot l_{k1} + 2l_{п1} l_{mk1}}{R_{D1}^2} \right) \cdot \left[\frac{(\bar{P}_{k,1} + \bar{P}_{k,2})}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_0(k2)\right) + \frac{(\bar{P}_{k,2} + \bar{P}_{k,3})}{2} \cdot \cos(\pi - \beta_0(k2)) + \frac{(\bar{P}_{k,3} + \bar{P}_{k,4})}{2} \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \beta_0(k2)\right) + \frac{(\bar{P}_{k,4} + \bar{P}_{k,1})}{2} \cos(2\pi - \beta_0(k2)) \right]$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{(2l_{k1} \cdot b_{k1} + 2l_{п1} \cdot b_{k1})}{R_{D1}^2} [\overline{P_{k,1}} \cos(\frac{\pi}{4} - \beta_0(k2)) + \\
& + \overline{P_{k,2}} \cos(\frac{3\pi}{4} - \beta_0(k2)) + \\
& + \overline{P_{k,3}} \cos(\frac{5\pi}{4} - \beta_0(k2)) + \overline{P_{k,4}} \cos(\frac{7\pi}{4} - \beta_0(k2))].
\end{aligned}$$

Выражение для W_{Hj} записывается аналогично выражению W_{Hi} , только вместо косинуса углов используется синус.

$$\begin{aligned}
W_{Bi} = & \left(\frac{2l_{mk2} \cdot l_{k2} + 2l_{п2} l_{mk2}}{R_{D1}^2} \right) \cdot \\
& \cdot \left[\frac{(\overline{P_{k1,1}} + \overline{P_{k1,2}})}{2} \cos(\frac{\pi}{2} - \beta_0(k2)) + \right. \\
& + \frac{(\overline{P_{k1,2}} + \overline{P_{k1,3}})}{2} \cdot \cos(\pi - \beta_0(k2)) + \\
& + \frac{(\overline{P_{k1,3}} + \overline{P_{k1,4}})}{2} \cos(\frac{3\pi}{2} - \beta_0(k2)) + \\
& + \left. \frac{(\overline{P_{k1,4}} + \overline{P_{k1,1}})}{2} \cos(2\pi - \beta_0(k2)) \right] + \\
& + \frac{(2l_{k2} \cdot b_{k2} + 2l_{п2} \cdot b_{k2})}{R_{D1}^2} [\overline{P_{k1,1}} \cos(\frac{\pi}{4} - \beta_0(k2)) + \\
& + \overline{P_{k1,2}} \cos(\frac{3\pi}{4} - \beta_0(k2)) + \\
& + \overline{P_{k1,3}} \cos(\frac{5\pi}{4} - \beta_0(k2)) + \overline{P_{k1,4}} \cos(\frac{7\pi}{4} - \beta_0(k2))].
\end{aligned}$$

Выражение для W_{Bj} записывается аналогично выражению W_{Bi} , только вместо косинуса углов используется синус.

$$i_{\Sigma} = W_{Hi} - W_{Bi}; \quad j_{\Sigma} = W_{Hj} - W_{Bj}. \quad (10)$$

Уравнения движения диска с валом (1) решаются численно с помощью многошагового метода Адамса [5]. Для получения исходной информации к методу Адамса использовался одношаговый метод Эйлера.

Результаты расчета

Результаты расчета, полученные с помощью упрощенной методики, приведены на рис. 1.

Рассчитываемый подшипник имел следующие параметры:

1. Наружный диаметр подшипника $D_1 = 91$ мм.
2. Внутренний диаметр подшипника $D_2 = 83$ мм.
3. Длина подшипника $L = 50$ мм.
4. Диаметры жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$ мм.

5. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^\circ \text{C}$.

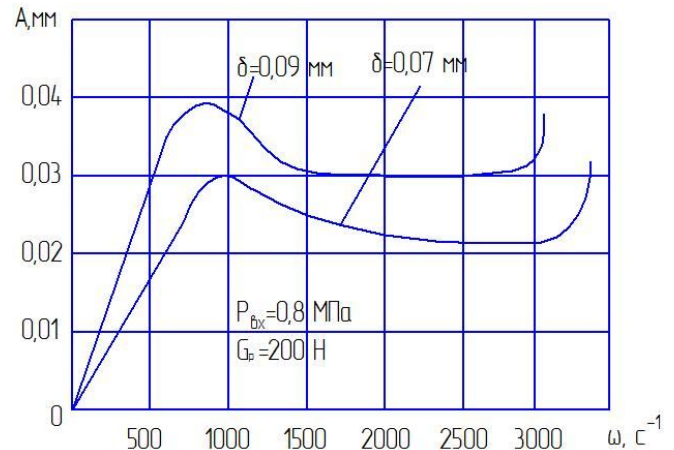


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики вала с дисками на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа

Из приведенных результатов видно, что увеличение зазора в подшипнике приводит к уменьшению частоты вращения, при которой наступает явление резонанса и роста амплитуд колебаний в области резонанса. Граница устойчивости с увеличением зазора в подшипнике уменьшается.

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что разработанная упрощенная методика расчета гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа позволяет анализировать зоны резонанса и границы устойчивости вала с дисками на этих подшипниках.

Литература

1. Назин, В. И. Теория сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника при нестационарной внешней нагрузке [Текст] / В. И. Назин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 8/105. – С. 160-166.
2. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М.: Машиз, 1969. – 403 с.
3. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // *Proceeding of the Institution of mechanical engineers*. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881-899.
4. Константиnescу, В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. Константиnescу // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Техническая механика, сер. Д*. – 1962. – Т. 29, № 1. – С. 168-180.
5. Бахвалов, Н. С. Численные методы [Текст] / Н. С. Бахвалов. – М.: «Наука», 1975. – Т.1. – 631 с.

Reference

1. Nazin, V. I. Teoriya sdvoennogo radialnogo gidrostatodinamicheskogo podshipnika pri nestacionarnoi vneshnei nagruzke [The theory of dual radial bearing hydrostatodinamicheskogo with unsteady external load] *Aviacijno-kosmichna technical i tehnologija – Aerospace technic and technology*, 2013, no. 8/105, pp. 160-166.
2. Korovchinskij, M. V. *Teoreticheskie osnovi raboti podshipnikov skoljeniya* [Theoretical basics of sliding bearings]. Moscow, Mashgiz Publ., 1969. 403 p.
3. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication. *Proceedings of the Institution of mechanical engineers*, 1959, vol. 173, no. 38, pp. 881-899.
4. 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.
5. Bahvalov, N. S. *Chislennye metody* [Numerical methods]. Moscow, Science Publ., 1975, vol. 1. 631 p.

Поступила в редакцию 17.01.2017, рассмотрено на редколлегии 15.02.2017

СПРОЩЕНИЙ СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ЗДВОСНОГО ТИПУ

V. I. Nazin

Наведено систему рівнянь, що дозволяє спрощеним способом визначати амплітудно-частотні характеристики гідростатодинамічних підшипників зведеного типу. Виконано узагальнення розрахункової моделі на випадок турбулентної течії робочої рідини. Представлено математичну модель, яку доведено до виду, пристосованого для чисельної реалізації. Застосовано найбільш раціональні чисельні методи для реалізації теоретичних залежностей. Наведено нелінійні рівняння руху диска з валом усередині підшипника, що дозволяють аналізувати зони резонансу і межі стійкості руху вала на розглянутих підшипниках. Розглянуто найбільш стійкий метод чисельної реалізації рівнянь руху вала з диском всередині підшипника. Розроблено послідовність розрахунку динамічних характеристик гідростатодинамічних підшипників зведеного типу.

Ключові слова: спрощений спосіб, амплітудно-частотні характеристики, гідростатодинамічний підшипник, розрахункова модель, турбулентна течія, чисельні методи, рівняння руху, зони резонансу, межі стійкості.

SIMPLIFIED METHOD FOR DETERMINING DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HYDROSTATODINAMIC BEARING OF THE DOUBLED TYPE

V. I. Nazin

A system of equations, which allows a simplified method to determine the amplitude and frequency characteristics of the bearing hydrostatodynamic double type. The generalization to the case of the calculation model of the turbulent flow of the working fluid. A mathematical model, brought to the form adapted to the numerical implementation. Apply the most rational numerical methods for the realization of the theoretical curves. Results nonlinear equations of motion of the disk with the shaft inside the bearing, allowing to analyze the resonance zone and boundary of the stability of the shaft movement in the bearings under consideration. Considered the most sustainable method of numerical implementation of the equations of motion of the shaft with the disc inside the bearing. A sequence of calculation of dynamic characteristics of bearing hydrostatodynamic double type.

Keywords: simplified way, the amplitude-frequency characteristics, hydrostatodynamic bearing, calculation model, turbulent flow, numerical methods, the equations of motion, the resonance zone, the stability boundary.

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

Nazin Vladimir Iosifovich – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and robotic Systems, National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovsky “KHAU” Kharkov, Ukraine, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.