

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

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

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СДВОЕННОГО ТИПА

Приведены математические зависимости для определения динамических характеристик упругодемпферных конструкций гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа. Выполнено обобщение на случай турбулентного течения рабочей жидкости в гидродинамической части работы. Рассмотрено совместное решение уравнений движения вала с дисками и уравнений движения колец, упругоустановленных на дисках. Разработан алгоритм решения поставленной задачи, в котором применены наиболее рациональные численные методы. Приведены амплитудно-частотные характеристики упругодемпферного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при различных значениях коэффициента демпфирования упругой установки колец на диске. Рассмотрен анализ полученных динамических характеристик и приведены выводы по проведенному исследованию.

Ключевые слова: математические зависимости, динамические характеристики, упругодемпферная конструкция, турбулентное течение, гидростатодинамический подшипник, алгоритм решения, амплитудно-частотные характеристики, коэффициент демпфирования.

Введение

Традиционные конструкции втулочных гидростатодинамических подшипников не обеспечивают требуемый диапазон устойчивой работы роторов современных быстроходных машин. Возникает необходимость в разработке новых конструкций гидростатодинамических подшипников, обладающих повышенной демпфирующей способностью и более широким диапазоном устойчивости. Такими подшипниками являются упругодемпферные конструкции гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа, в которых на поверхности диска установлены кольца, опирающиеся на упругое основание. Установка рабочих поверхностей колец на упругое основание позволяет существенно улучшить динамические характеристики подшипника.

Применение упругодемпферных опор является наиболее эффективным способом подавления автоколебаний. Возможны два подхода в использовании упругодемпферных опор для подавления автоколебаний.

Первый подход предусматривает введение упругодемпферных опор с целью сдвига пороговой частоты, на которой возникают автоколебания, в сторону более высоких частот вращения.

Второй подход, связанный с применением упругодемпферных опор, предусматривает возможность перехода ротором через зону автоколебаний [1] в диапазон частот вращения ротора, свободный

от автоколебаний.

Целью данной работы является разработка математической модели упругодемпферного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, получение результатов расчета динамических характеристик подшипника и выполнение анализа полученных результатов расчета.

Конструктивная схема рассматриваемого подшипника приведена в работе [2]. В этом подшипнике несущая способность создается его внешней и двумя внутренними частями. Давление в слое рабочей жидкости создается как за счет подачи смазки под большим давлением, так и за счет вращения или гидродинамических эффектов. На наружной и двух внутренних поверхностях диска установлены кольца, опирающиеся на диск посредством упругих элементов. Основными динамическими характеристиками таких подшипников являются амплитудно-частотные характеристики, позволяющие исследовать зоны резонанса и границы устойчивой работы ротора на исследуемых подшипниках.

Теоретические зависимости

Для определения амплитудно-частотных характеристик ротора на упругодемпферных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа необходимо совместно решать уравнения движения вала с дисками и уравнения движения колец, упругоустановленных на наружной и двух внутренних

поверхностях диска. Уравнения движения вала с дисками применялись в нелинейном виде [3], чтобы можно было исследовать зоны резонанса и границы устойчивости вала с дисками на рассматриваемых подшипниках.

Запишем уравнения движения вала с дисками под действием сил веса, неуравновешенности 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 диском;

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 неуравновешенность 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 уравнения перемещений колец, упруго установленных на диске, используя закон механики, в котором говорится, что произведение массы тела на его ускорение равно сумме всех сил, действующих на это тело.

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= G_1 \cdot \cos \beta_0 - i_H - \\ &- C_{ж1} \cdot y_1 - C_{D1} \cdot \dot{y}_1, \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 &= G_3 \cdot \cos \beta_0 - \frac{1}{2} j_B - \\ &- C_{ж3} \cdot y_3 - C_{D3} \cdot \dot{y}_3, \end{aligned} \quad (2)$$

где \bar{m}_1 и \bar{m}_3 – массы колец;

\ddot{y}_1 и \ddot{y}_3 – ускорения колец;

G_1 и G_3 – веса колец;

i_H и i_B – гидродинамические силы наружной и внутренней частей подшипника;

$C_{ж1} \cdot y_1$ и $C_{ж3} \cdot y_3$ – силы упругости эластичных элементов;

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

$C_{D1} \cdot \dot{y}_1$ и $C_{D3} \cdot \dot{y}_3$ – силы демпфирования упругих элементов;

C_{D1} и C_{D3} – коэффициенты демпфирования упругих элементов;

\dot{y}_1 и \dot{y}_3 – скорости перемещения колец на упругом основании.

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

$$\begin{aligned} \bar{m} \left(\ddot{\bar{\chi}} - \bar{\chi} \cdot \dot{\beta}_0^2 \right) &= -2i_{\Sigma} + \bar{G} \cdot \cos \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \end{aligned} \quad (3)$$

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

$$\begin{aligned} \bar{m}_1 \cdot \ddot{\bar{y}}_1 &= \bar{G}_1 \cdot \cos \beta_0 - \bar{i}_H - \\ &- \bar{C}_{ж1} \cdot \bar{y}_1 - \bar{C}_{D1} \cdot \dot{\bar{y}}_1, \\ \bar{m}_3 \cdot \ddot{\bar{y}}_3 &= \bar{G}_3 \cdot \cos \beta_0 - \bar{i}_B - \\ &- \bar{C}_{ж3} \cdot \bar{y}_3 - \bar{C}_{D3} \cdot \dot{\bar{y}}_3. \end{aligned} \quad (4)$$

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

$$\bar{m} = \frac{m \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2 \cdot T^2}; \quad \bar{i}_{\Sigma} = \frac{i_{\Sigma}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2};$$

$$\bar{j}_{\Sigma} = \frac{j_{\Sigma}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{G} = \frac{m \cdot g}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2};$$

$$\bar{q} = \frac{q\omega^2}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{t} = \frac{t}{T}; \quad Sh = \frac{1}{\omega t}; \quad \bar{\chi} = \frac{e}{\delta_{01}};$$

$$\bar{m}_1 = \frac{m_1 \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2 \cdot T_1^2}; \quad \bar{G}_1 = \frac{G_1}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2};$$

$$\bar{i}_H = \frac{i_H}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{C}_{ж1} = \frac{C_{ж1} \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{y}_1 = \frac{y_1}{\delta_{01}};$$

$$\bar{C}_{D1} = \frac{C_{D1} \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2 \cdot T_1};$$

$$\bar{t}_1 = \frac{t_1}{T_1}; \quad \bar{m}_3 = \frac{m_3 \cdot \delta_{02}}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2 \cdot T_2^2}; \quad \bar{G}_3 = \frac{G_3}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2};$$

$$\bar{i}_B = \frac{i_B}{2 \cdot P_{вх} \cdot R_{K2}^2};$$

$$\bar{C}_{ж3} = \frac{C_{ж3} \cdot \delta_{02}}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2}; \bar{y}_3 = \frac{y_3}{\delta_{02}}; \bar{t}_2 = \frac{t_2}{T_2};$$

$$\bar{C}_{D3} = \frac{C_{D3} \cdot \delta_{02}}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2 \cdot T_2},$$

где δ_{01} и δ_{02} - радиальные зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

$P_{вх}$ - давление питания рабочей жидкости;

R_{K1} и R_{K2} - радиусы колец, установленных на наружной и внутренней поверхностях диска;

T , T_1 и T_2 - периоды колебаний диска с валом, наружного кольца и двух внутренних колец.

В основе определения гидродинамических сил, входящих в уравнения движения (3) и (4), лежит функция распределения давления по рабочим поверхностям подшипника. Последняя определяется из совместного решения уравнений Рейнольдса и баланса расходов.

Запишем уравнения баланса расходов для наружной и внутренней частей подшипника в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры чертой сверху.

$$(\bar{P}_{k,i})_{n+1} = \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}, \quad (5)$$

$$(\bar{P}_{kl,i})_{n+1} = \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{kl,i})_n} + \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{kl,i-1})_n + \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{kl,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}. \quad (6)$$

Безразмерные параметры в выражениях (5) и (6) связаны с размерными следующими соотношениями:

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

$$\bar{a}_{12,i} = a_{12,i}; \bar{a}_{10,i} = \frac{a_{10,i}}{P_{вх}};$$

$$\bar{P}_{kl,i} = \frac{P_{kl,i}}{P_{вх}}; \bar{b}_{9,i} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \bar{b}_{11,i} = b_{11,i};$$

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

В процессе итерации по давлениям в камерах коэффициенты $a_{9,i}, a_{10,i}, a_{11,i}, a_{12,i}$ и $b_{9,i}, b_{10,i}, b_{11,i}, b_{12,i}$ остаются постоянными и вычисляются с помощью исходных геометрических и рабочих параметров подшипника. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности по давлениям в камерах.

Давления на межкамерных перемычках определяем из решения уравнений Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника, кото-

рые в безразмерном виде запишем следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) =$$

$$= \Omega_1 \frac{\partial (\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_{11} \cdot \bar{V}_1, \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) =$$

$$= \Omega_2 \frac{\partial (\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_{21} \cdot \bar{V}_2. \quad (8)$$

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

$$\varphi_1 = \frac{X_1}{R_{K1}}; \varphi_2 = \frac{X_2}{R_{K2}}; \bar{z}_1 = \frac{Z_1}{R_{K1}}; \bar{z}_2 = \frac{Z_2}{R_{K2}};$$

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

$$\Omega_1 = \frac{6\mu \cdot \omega \cdot R_{K1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{вх}}; \Omega_2 = \frac{6\mu \cdot \omega \cdot R_{K2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{вх}};$$

$$\Omega_{11} = \frac{12\mu \cdot R_{K1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{вх} \cdot T}; \Omega_{21} = \frac{12\mu \cdot R_{K2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{вх} \cdot T};$$

$$\bar{U}_1 = \frac{U_1}{\omega \cdot R_{K1}}; \bar{U}_2 = \frac{U_2}{\omega \cdot R_{K2}};$$

$$\bar{V}_1 = (V_1 - \dot{y}_1) \cdot \frac{T}{\delta_{01}}; \bar{V}_2 = (V_2 - \dot{y}_3) \cdot \frac{T}{\delta_{02}}.$$

где μ - динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω - угловая скорость вала с дисками;

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

h_1, h_2 - текущее значение зазоров.

Коэффициенты турбулентности определялись методом В. Н. Константиныску [4-6].

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

$$K_{z1} = 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,65}, \quad (9)$$

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

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

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

$$Re_1 = \frac{U_1 \cdot h_1}{\nu} \quad \text{и} \quad Re_2 = \frac{U_2 \cdot h_2}{\nu}$$

- числа Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника;

ν - кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Уравнения (7) и (8) решались численно с помощью метода конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки.

Грузоподъемность подшипника определялась численным интегрированием сеточной функции распределения давления.

Анализ результатов расчета

На рис. 1 приведены амплитудно-частотные характеристики вала с дисками, установленными на упругодемпферных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа.

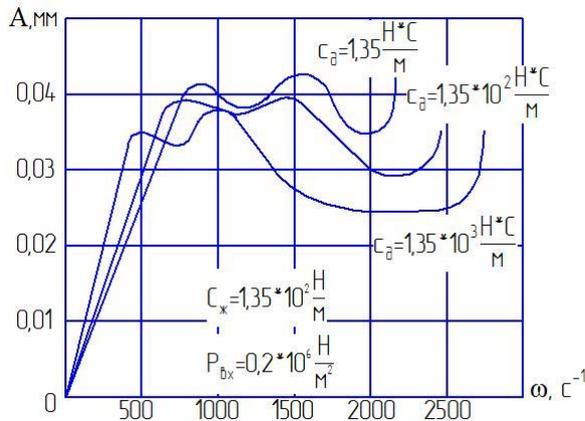


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики вала на упругодемпферных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа

Рассчитываемый подшипник имел следующие параметры:

1. Наружный диаметр подшипника $D_1 = 0,091$ м.
2. Внутренний диаметр подшипника $D_2 = 0,083$ м.
3. Наружный и внутренний радиальный зазор $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,00009$ м.
4. Длина подшипника $L = 50$ мм.
5. Диаметры жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 0,0012$ м.
6. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^\circ\text{C}$.
7. Вес ротора на одну опору $G = 28,5$ Н.

Из полученных результатов видно, что вал, установленный на упругодемпферные подшипники, имеет двойной резонанс. Первый резонанс, полученный при меньших оборотах вала, имеет меньшие амплитуды колебаний в сравнении со вторым резонансом, обнаруженным на больших частотах вращения. Диапазон устойчивости вала на рассматриваемых подшипниках с увеличением коэффициента

демпфирования увеличивается в исследуемом диапазоне примерно в 1,3 раза.

Литература

1. Кельзон, А. С. Переход через зону автоколебаний вертикального вала с учетом сил инерции смазки [Текст] / А. С. Кельзон, В. И. Яковлев. – ДАН СССР, 1971. – С. 289-292.
2. 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.
3. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М.: Машиз, 1969. – 403 с.
4. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // *Proceeding of the Institution of mechanical engineers*. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881-899.
5. КонстантINESКУ, В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. КонстантINESКУ // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Техническая механика, сер. Д*. – 1962. – Т. 29, № 1. – С. 168-180.
6. КонстантINESКУ, В. Н. Гидродинамическая смазка: турбулентность и родственные явления [Текст] / В. Н. КонстантINESКУ // *Материалы общей дискуссии на симпозиуме ASME 1973. Тр. америк. общ. инж.-мех. Проблемы трения и смазки. Сер. Ф*. – 1974. – Т. 96, № 1. – С. 198-208.

Reference

1. Kelzon, A. S., Yakovlev, V. I. *Perehod cherez zony avtokolebanij vertikalnogo vala s ychetom sil inercij smazki* [Go through the zone of oscillation of the vertical shaft, taking into account inertia forces grease]. DAN SSSR Publ., 1971, pp. 289-292.
2. Nazin, V. I. *Teoriya gidrostatodinamicheskogo podshipnika sdvoennogo tipa s uprygoj ustanovkoj rabochih poverhnoستي diska* [The theory of the hydrodynamic bearing type double elastic installing the disc surface]. *Aviacijno-kosmicna technical i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2014, no. 7/114, pp. 100-104.
3. Korovchinskij, M. V. *Teoreticheskie osnovi raboti podshipnikov skoljeniya* [Theoretical basics of sliding bearings]. Moscow, Mashgiz Publ., 1969. 403 p.
4. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication. *Proceedings of the Institution of mechanical engineers*, 1959, vol. 173, no. 38, pp. 881-899.

5. 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.

6. Constantinescu, V. N. *Gidrodinamicheskaya smazka: tyrbylentnost I rodstvennie yavleniya* [Hydro-

dynamic lubrication: turbulence and related phenomena]. *Materiali obshej diskussii na simpoziume ASME 1973. The works of the American Society of Mechanical Engineers. The problems of friction and lubrication, ser. F*, 1974, vol. 96, no. 1, pp. 198-208.

Поступила в редакцию 14.11.2016, рассмотрено на редколлегии 07.12.2016

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНОДЕМПФЕРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ЗДВОЄНОГО ТИПУ

V. I. Nazin

Наведено математичні залежності для визначення динамічних характеристик пружнодемпферних конструкцій гідростатодинамічних підшипників зведеного типу. Виконано узагальнення на випадок турбулентної течії робочої рідини в гідродинамічній частині роботи. Розглянуто спільне рішення рівнянь руху вала з дисками і рівнянь руху кілець, пружновстановлених на дисках. Розроблено алгоритм вирішення поставленого завдання, в якому застосовані найбільш раціональні чисельні методи. Наведено амплітудно-частотні характеристики пружнодемпферного гідростатодинамічного підшипника зведеного типу при різних значеннях коефіцієнта демпфірування пружної установки кілець на диску. Розглянуто аналіз отриманих динамічних характеристик і наведено висновки по проведеним дослідженням.

Ключові слова: математичні залежності, динамічні характеристики, пружнодемпферна конструкція, турбулентна течія, гідростатодинамічний підшипник, алгоритм вирішення, амплітудно-частотні характеристики, коефіцієнт демпфірування.

FEATURES OF DYNAMIC CHARACTERISTICS ELASTICDAMPER STRUCTURES OF HYDROSTATODYNAMIC BEARING OF THE DOUBLED TYPE

V. I. Nazin

Mathematical formulas for the determination of the dynamic characteristics elasticdamper bearing structures hydrostatodynamic double type. The generalization to the case of a turbulent flow of the working fluid in the hydrodynamic part of the work. Let us consider, but joint solution of equations of motion of the shaft with the disks and the equations of motion of the rings, with flexible installation on the disks. An algorithm for solving the problem, which employs the most rational numerical methods. It shows amplitude frequency characteristics of elasticdamper hydrostatodynamic double bearing type with different values of the damping coefficient, to install the elastic rings in the disc. Considered analysis of the dynamic characteristics and presents the findings on the study.

Keywords: mathematical relationships, the dynamic characteristics, elasticdamper structures, turbulent flow, hydrostatodynamic bearing solution algorithm, the amplitude frequency response, damping factor.

Назін Володимир Іосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри 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.