

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***РАДИАЛЬНЫЕ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ СДВОЕННОГО ТИПА С РАЗЛИЧНОЙ ЖИКЛЁРНОЙ КОМПЕНСАЦИЕЙ**

Рассмотрены преимущества и возможные области применения гидростатодинамических подшипников с различной жиклёрной компенсацией. Приведены основные уравнения, описывающие работу рассматриваемых подшипников с учетом общепринятых в гидродинамической теории смазки допущений. Применены наиболее распространенные и эффективные численные методы при решении основных уравнений математической модели. Получены расчетным способом критические скорости и границы устойчивости ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа с различной жиклёрной компенсацией.

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник, жиклёрная компенсация, математическая модель, теория смазки, критические скорости, границы устойчивости, численные методы.

Введение

Большинство применяемых в настоящее время гидростатодинамических подшипников имеют равномерно распределенные по рабочей поверхности камеры и одинаковые размеры жиклёров, установленных на входе в них. Однако в некоторых машинах и агрегатах, где действуют большие односторонние нагрузки, появляется возможность неравномерно по окружности размещать камеры и на входе в них ставить жиклёры различного диаметра. Примерами таких агрегатов являются топливные и масляные насосы. Применение различных диаметров жиклёров в нагруженной и ненагруженной зонах позволяет уменьшить расход рабочей жидкости и увеличить грузоподъемность подшипника. Однако с уменьшением диаметра жиклёра возрастает вероятность его засорения и поэтому необходимо уделять внимание на тщательность очистки рабочей жидкости от примесей.

Тенденция роста скоростей вращения роторов современных быстроходных машин приводит к увеличению виброперемещений и виброперегрузок. Оценка динамических характеристик машины становится все более актуальной.

Целью работы является сравнение амплитудно-частотных характеристик ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа с одинаковой и различной жиклёрной компенсацией в нагруженной и ненагруженной зонах.

1. Математическая модель объекта

Определение амплитудно-частотных характе-

ристик ротора на рассматриваемых подшипниках связано с совместным решением уравнений баланса расходов, Рейнольдса и уравнений движения ротора внутри подшипника. 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 подшипника, схема которого приведена в работе [1].

$$Q_{вх1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{V1}, \quad (1)$$

$$Q_{вх2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{V2},$$

где $Q_{вх1}$ и $Q_{вх2}$ – расходы через входные компенсирующие устройства для камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника. Для жиклёров эти расходы записываются в следующем виде:

$$Q_{вх1} = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k1,i})}, \quad (2)$$

$$Q_{вх2} = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k2,i})},$$

где $\psi_{вх}$ – коэффициент входа, равный 0,62...0,82;

$r_{ж1}$ и $r_{ж2}$ – радиусы жиклёров, установленных на входе в камеры;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{вх}$ – давление питания от насоса на входе в камеры перед жиклёром;

$P_{k1,i}$ и $P_{k2,i}$ – давления в i -х камерах, располо-

женных 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:

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

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

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

$$Q_{V1} = b_{k1} \cdot l_{k1} \cdot V_m,$$

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

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

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

$$Q_{V2} = b_{k2} \cdot l_{k2} \cdot V_m,$$

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} – длины камер на наружной и внутренней поверхностях подшипника;

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

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

Q_{V1} и Q_{V2} – расходы рабочей жидкости, обусловленные движением вала с диском;

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

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

Записанные выражения для расходов рабочей жидкости подставляем в исходные уравнения (1) и получаем выражения для определения давлений в

камерах, которые представим в виде, приспособленном для численной реализации:

$$(P_{k1,i})_{n+1} = a_{9,i} \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k1,i})_n} + a_{11,i} (P_{k1,i-1})_n + a_{12,i} (P_{k1,i+1})_n + a_{10,i}, \quad (3)$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} = b_{9,i} \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k2,i})_n} + b_{11,i} (P_{k2,i-1})_n + b_{12,i} (P_{k1,i+1})_n + b_{10,i}.$$

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 тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения ε_1 , т.е.

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

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

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:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1} + 12 \cdot \mu \cdot V, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_2 \cdot h_2)}{\partial x_2} + 12 \cdot \mu \cdot V,$$

где x_1, z_1 и x_2, z_2 – окружные и осевые координаты в подшипнике;

h_1, h_2 – зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

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

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

K_{x1}, K_{z1} и K_{x2}, K_{z2} – коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н. Константинову [2];

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

V – скорость сближения диска с валом и подшипника.

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках можно определить грузоподъемность подшипника. Полученные гидродинамические силы используются при решении уравнения движения диска внутри подшипника. В данной работе за основу были взяты уравнения движения, приведенные в работе [3]. Внешними силами в этих уравнениях являются гидродинамические силы, вес ротора и его неуравновешенность. Запишем уравнения движения диска с валом в безразмерном виде

$$\begin{aligned} \bar{m}(\ddot{\bar{\chi}} - \bar{\chi} \cdot \dot{\beta}_0^2) &= -2\bar{j}_\Sigma + \bar{G} \cdot \cos \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \cdot \cos\left(\frac{\bar{t}}{\text{sh}} - \beta_0 + \beta_H\right), \end{aligned} \quad (5)$$

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

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

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

где $G = mg$ – вес вала с дисками;

g – ускорение свободного падения;

e – эксцентриситет диска в подшипнике;

j_Σ и j_Σ – гидродинамические силы в проекциях на линию центров диска и подшипника и направленные ей перпендикулярно;

q – остаточная неуравновешенность вала;

β_H – положение оси отсчета углов.

2. Результаты численного эксперимента исследуемого объекта

При численном решении уравнений (5) использовался многошаговый метод Адамса. Для получения исходной информации для метода Адамса использовался одношаговый метод Эйлера.

Рассчитываемый подшипник имел следующие геометрические и рабочие параметры:

1. Диаметр подшипника наружный $D_1 = 91$ мм.
2. Диаметр подшипника внутренний $D_2 = 83$ мм.

3. Диаметр диска наружный $D_{D1} = 90,86$ мм.
4. Диаметр диска внутренний $D_{D2} = 83,14$ мм.
5. Наружный и внутренний радиальный зазор $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$ мм.
6. Длина подшипника $L_\Sigma = 50$ мм.
7. Вес ротора на одну опору $G_p = 200$ Н.
8. Коэффициент входа $\psi_{\text{вх}} = 0,62$.
9. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^\circ \text{C}$.

Амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических подшипниках двояного типа для одинаковых и различных диаметров жиклёров в нагруженной и ненагруженной зонах приведены на рис. 1.

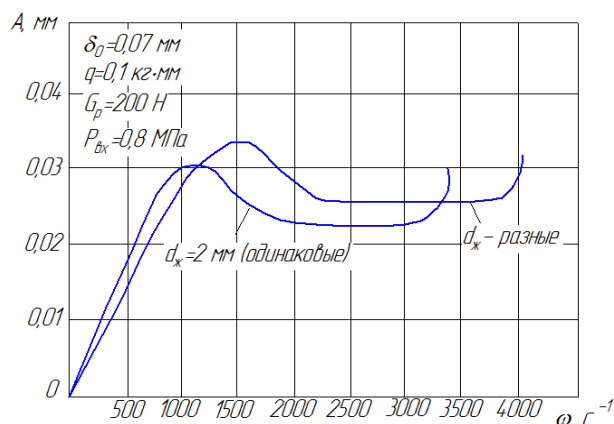


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических подшипниках двояного типа для одинаковых и различных диаметров жиклёров в нагруженной и ненагруженной зонах

Одна из характеристик, приведенных на рис. 1, получена для случая с одинаковыми диаметрами жиклёров во всех камерах $d_{\text{ж}} = 2$ мм, а вторая с переменными диаметрами жиклёров в нагруженной зоне $d_{\text{ж}} = 2$ мм и ненагруженной $d_{\text{ж}} = 1$ мм.

Вывод

Полученные результаты (см. рис. 1) показывают, что в подшипнике с различными диаметрами жиклёров (уменьшенными в ненагруженной зоне) диапазон устойчивой работы больше, нежели в подшипнике с одинаковыми диаметрами жиклёров во всех камерах. В рассмотренном диапазоне параметров граница устойчивости для подшипника с различными диаметрами жиклёров возросла примерно в 1,2 раза. Следовательно, подбором соответствующих диаметров жиклёров в подшипнике можно существенно увели-

чить диапазон устойчивой работы ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа.

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. 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. : Машигиз, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 6.02.2015, рассмотрена на редколлегии 20.03.2015

РАДІАЛЬНІ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНІ ПІДШИПНИКИ ЗДВОЄНОГО ТИПУ З РІЗНОЮ ЖИКЛЕРНОЮ КОМПЕНСАЦІЄЮ

В. І. Назін

Розглянуто переваги і можливі сфери застосування гідростатодинамічних підшипників з різною жиклерною компенсацією. Приведено основні рівняння, що описують роботу даних підшипників з урахуванням загальноприйнятих в гідродинамічній теорії мастила допущень. Застосовано найбільш поширені й ефективні чисельні методи при вирішенні основних рівнянь математичної моделі. Отримано розрахунковим способом критичні швидкості і межі стійкості ротора на гідростатодинамічних підшипниках здвоенного типу з різною жиклерною компенсацією.

Ключові слова: гідростатодинамічний підшипник, жиклерна компенсація, математична модель, теорія мастила, критичні швидкості, межі стійкості, чисельні методи.

RADIAL GIDROSTATODINAMIC BEARINGS OF THE DOUBLED TYPE WITH DIFFERENT ORIFICE INDEMNIFICATION

V. I. Nazin

Advantages and possible application of the gidrostatodinamic bearings domains are considered with different orifice indemnification. Basic equalizations, describing work of the examined bearings taking into account the assumptions generally accepted in the hydrodynamic theory of greasing, are resulted. The most widespread and effective numeral methods are applied at the decision of basic equalizations of mathematical model. Stalling speeds and scopes of stability of rotor are got by a calculation method on the gidrostatodinamic bearings of the doubled type with different orifice indemnification.

Keywords: gidrostatodinamic bearing, orifice indemnification, mathematical model, theory of greasing, stalling speeds, scopes of stability, numeral methods.

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.