

УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРА НА ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ ОПОРАХ

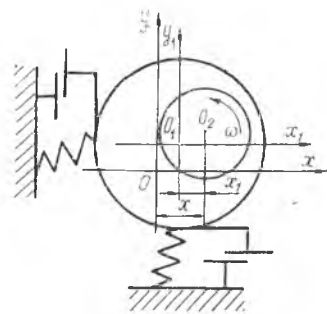
У роторов на гидростатических подшипниках при повышении оборотов выше определенного значения и заданном перепаде давления на подшипниках наблюдаются интенсивные колебания ротора с необоротной частотой, которые отождествляются с динамической потерей устойчивости движения или автоколебаниями [1].

Одним из средств борьбы с колебаниями роторов на опорах скольжения является постановка подшипников на упругие опоры с демпферами жидкостного трения. Неустойчивость движения ротора связана с вращением в корпусе с малыми зазорами или на гидродинамических подшипниках скольжения. Возможность стабилизации движения ротора с помощью демпферов жидкостного трения показана в работах [2, 3]. В настоящей работе возможность борьбы с автоколебаниями с помощью гидравлических демпферов рассматривается для ротора на гидравлических подшипниках.

Рассмотрим невесомый, жесткий, симметричный, идеально сбалансированный ротор с массой M в середине пролета на двух одинаковых гидростатических подшипниках. Каждый подшипник установлен на упругую опору с гидравлическим демпфером (рис. 1). Задача состоит в выборе значений жесткости k_0 и коэффициента демпфирования c_0 демпфера, обеспечивающих устойчивую работу ротора при таких заданных сочетаниях оборотов и перепадах давления на подшипниках, которые делают невозможной устойчивую работу подшипников с жестким закреплением.

Обозначим проекции смещения центра массы ротора относительно начала координат, совпадающего с центрами подшипников и демпферов в состоянии покоя, через x и y , а проекции смещения центра шипа — x_1 , y_2 . Если силы, действующие в гидростатическом подшипнике на тип ротора, считать линейно зависимиыми от смещений (x_1, y_2) и скоростей смещения (\dot{x}_1, \dot{y}_1) шипа, то они могут быть выражены следующим образом (1):

$$\left. \begin{aligned} P_x &= -k_1 x_1 - k_2 \omega y_1 - k_3 x_1 \\ P_y &= -k_1 y_1 + k_2 \omega x_1 - k_3 y_1 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



O_1 - центр подшипника
 O_2 - центр шипа

Рис. 1

Уравнения движения ротора и демпфера при пренебрежении силами инерции демпфера могут быть записаны в виде

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + 2k_1x_1 + 2k_2\omega y_1 + 2k_3\dot{x}_1 &= 0 \\ M\ddot{y} + 2k_1y_1 - 2k_2\omega x_1 + 2k_3\dot{y}_1 &= 0 \\ k_1x_1 + k_2\omega y_1 + k_3\dot{x}_1 &= k_0(x - x_1) + c_0(\dot{x} - \dot{x}_1) \\ k_1y_1 - k_2\omega x_1 + k_3\dot{y}_1 &= k_0(y - y_1) + c_0(\dot{y} - \dot{y}_1) \end{aligned} \quad (2)$$

Вводя обозначения

$$\begin{aligned} z = x + iy; \quad z_1 = x_1 + iy_1; \quad z = z_1 + z_2; \quad i = \sqrt{-1}; \\ \omega_1^2 = \frac{2k_1}{M}; \quad \delta_1 = \frac{2k_2}{M}; \quad \delta = \frac{2k_3}{M}; \quad c = \frac{2c_0}{M}; \quad \omega_0^2 = \frac{2k_0}{M}, \end{aligned} \quad (3)$$

можно представить уравнения (2) в виде

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 - i\omega\delta_1 \dot{z}_1 + \delta \dot{z}_1 + z_2 &= 0 \\ \omega_1^2 z_1 - i\omega\delta_1 \dot{z}_1 + \delta \dot{z}_1 - \omega_0^2 z_2 &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Полагая $z_1 = A_1 e^{ist}$ и $z_2 = A_2 e^{ist}$, получим характеристическое уравнение

$$\begin{aligned} -s^2(\omega_1^2 + \omega_0^2 + c\delta) + s c \delta_1 \omega - \omega_0^2 \omega_1^2 + \\ + i[-s^3(c + \delta) + s^2 \delta_1 \omega + s(c\omega_1^2 + \delta\omega_0^2) - \omega_0^2 \delta_1 \omega] = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Условие устойчивости по Раусу-Гурвицу сводится к требованию, чтобы матрица характеристического уравнения и диагональные миноры четного порядка матрицы были положительны [4]. Применительно к уравнению (5) условия устойчивости имеют вид

$$\begin{aligned} (\omega_0^2 + \omega_1^2)(c + \delta) + c\delta(c + \delta) > 0 \\ (c + \delta)\{c\delta_1^2 \omega^2(\omega_0^2 + \omega_1^2 - c^2) + (c\delta + \omega_0^2 + \omega_1^2)[c\omega_1^2(c\delta + \omega_1^2) + \\ + \delta\omega_0^2(c\delta + \omega_0^2)]\} > 0 \\ A\omega^4 + B\omega^2 + D > 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \omega_0^2 c^2 \delta_1^4 (\omega_0^2 + \omega_1^2 - c^2), \\ B &= \omega_0^2 \delta_1^2 [2c\delta(-\omega_0^4 \omega_1^2 - \omega_0^2 \omega_1^2 c^2 - \omega_0^6 + c^2 \omega_1^4) + c^2 \delta^2(-\omega_0^4 - \\ - 2\omega_0^2 \omega_1^2 + c^2 \omega_1^2) - \omega_0^4(\omega_0^2 \omega_1^2 + 2c^2 \omega_1^2 + \omega_0^4) + c^2 \omega_1^4(-\omega_0^4 + 2\omega_1^2 - c^2)], \\ D &= \omega_0^2 \omega_1^2 [c\omega_1^2(c\delta + \omega_1^2) + \delta\omega_0^2(c\delta + \omega_0^2)]^2. \end{aligned}$$

Для некоторых предельных случаев условия (6) приводятся к простым выражениям. Так, для случая жесткого закрепления подшипников условие устойчивости получается при $\Omega_0 \rightarrow \infty$. Ротор в этом случае устойчив при скоростях вращения

$$\omega < \frac{\delta}{\delta_1} \omega_1. \quad (7)$$

Такой же результат получается и в случае очень больших коэффициентов демпфирования в демпфере ($c \rightarrow \infty$). При отсутствии демпфирования ($c=0$), то есть при постановке гидростатических подшипников просто на упругие опоры, ротор устойчив при скоростях вращения

$$\omega < \frac{\delta}{\delta_1} \sqrt{\frac{\omega_0^2 \omega_1^2}{\omega_0^2 + \omega_1^2}}. \quad (8)$$

Области устойчивости ротора при различных сочетаниях параметров ω_0 и c могут быть определены путем численного исследования условий (6).

Пусть, например, имеем ротор с массой $M=15 \cdot 10^{-3}$ кг.сек²/см, а подшипники ротора характеризуются коэффициентами

$$k_1 = 1,265 \cdot 10^3 \cdot \Delta p \frac{\text{кг}}{\text{см}}; \quad k_2 = 1,55 \sqrt{\Delta p} \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}; \quad k_3 = 3,25 \sqrt{\Delta p} \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}},$$

где перепад давления на подшипниках Δp имеет размерность кг/см².

В соответствии с обозначениями (3) находим

$$\omega_0 = 410 \sqrt{\Delta p} \frac{1}{\text{сек}}; \quad \delta = 433 \sqrt{\Delta p} \frac{1}{\text{сек}}; \quad \delta_1 = 207 \sqrt{\Delta p} \frac{1}{\text{сек}}.$$

Область устойчивой работы при жестком закреплении подшипников определяется в соответствии с (7) $\omega < 858 \sqrt{\Delta p}$.

Задаваясь различными значениями ω_0 и c , можно из условий (6) определить области устойчивой работы ротора при различных параметрах демпфера. Результаты расчетов для рассматриваемого ротора приведены на рис. 2. В качестве дополнительного условия при назначении параметров демпфера примем, например, требование, чтобы перепад давления Δp на подшипниках, необходимый для устойчивой работы данного ротора, не превышал 3 кг/см². Из рис. 2 следует, что жесткость и коэффициент демпфирования должны назначаться, исходя из соотношений

$$\frac{\omega_0}{\omega_1} \approx 0,5 \text{ --- } 0,7; \quad \frac{c}{\omega_1} \approx 0,25 \text{ --- } 1,0.$$

Принимая $\frac{\omega_0}{\omega_1} = 0,7$ и $\frac{c}{\omega_1} = 0,25$ при $\Delta p = 3$ кг/см², находим жесткость демпфера $k_0 = 1,8 \cdot 10^3$ кг/см и коэффициент демпфирования $c_0 = 1,335$ кг.сек/см. Область устойчивой работы ротора с гидростатическими подшипниками, установленными на демп-

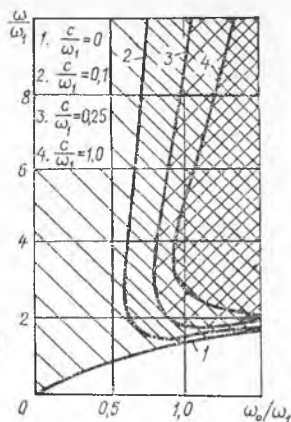


Рис. 2

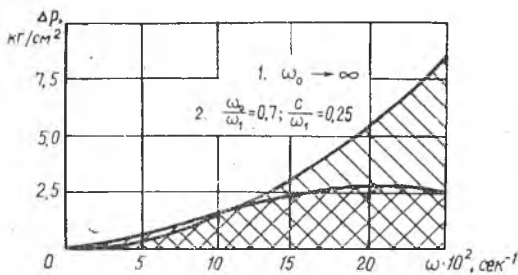


Рис. 3

феры с выбранными параметрами, представлена на рис. 3 вместе с границей устойчивости ротора на гидростатических подшипниках с жестким закреплением. Сопоставление двух границ устойчивости показывает, что постановкой подшипников на упругие опоры с демпфированием можно существенно расширить диапазон устойчивой работы ротора на гидростатических подшипниках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Быков В. И. Теоретические и экспериментальные исследования автоколебаний роторов на гидростатических подшипниках. Исследование гидростатических подшипников. Сборник статей. М., «Машиностроение», 1973.
2. Канина П. Л. Устойчивость и переход через критические числа оборотов быстровращающихся роторов при наличии трения. «Журнал технической физики», 1939, вып. 2, т. IX.
3. Сергеев С. И. Демпфирование колебаний ненагруженных роторов с опорами скольжения. Известия АН СССР, ОТН. Механика и машиностроение, 1962, № 4.
4. Гантмахер Ф. Р. Теория матриц. Гостехиздат, 1954.

Ю. И. Байбородов

ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕРИАЛА МР В ОПОРАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Известно, что работоспособность и долговечность опор скольжения в основном определяются наличием жидкостного трения между контактирующими поверхностями. Вместе с тем, исследованием уруго-деформирующих подшипников скольжения [1, 2, 3, 4, 5], проведенных в НИГ «Авиационные подшипники» КуАИ, показали, что грузоподъемность смазочного слоя зависит от формы зазора, которая при прочих равных условиях является функцией модуля упругости трущихся поверхностей. Однако неметаллические материалы (капрон, полиэтилен, смола П-68, АК-7, текстолит, ДСП, фторопласты), пригодные для изготовления подшипников скольжения, имеют весьма узкий диапазон значений модуля упругости, что ограничивает создание подшипников с наперед заданными оптимальны-