

# ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

УДК 621.822.5.032

И. П. АРТЕМЕНКО, В. Г. ЗОРЯ,  
Ф. Ф. КУЗЬМИНОВ, А. И. ПОДДУБНЫЙ

## ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ УПОРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

В работе приводятся результаты исследований упорных гидростатических подшипников (УГСП) с подачей рабочей жидкости в камеры через радиальные щели (рис. 1).

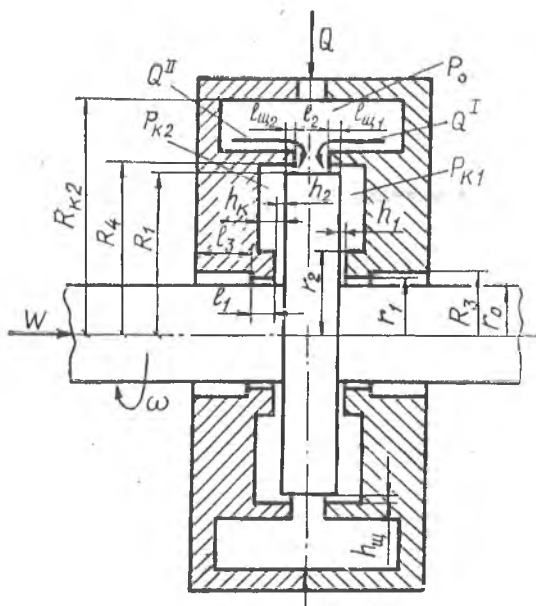


Рис. 1. Схема двустороннего УГСП с радиальным подводом рабочей жидкости

Независимо от режима течения в кольцевой радиальной щели расход через нее определяем как

$$Q_{ш} = \frac{2\pi R_1 h_{ш}^3 \Delta P}{12\mu l_{ш} k_{ш}}; \quad (1)$$

где  $R_1, R_4$  — наружные радиусы диска, пяты и подпятника;

$h_{ш} = R_4 - R_1$  — радиальный зазор;

$\Delta P = P_0 - P_k$  — перепад давления в радиальной щели;

$P_0, P_k$  — давление питания на входе в подшипник и в камере подпятника;

$l_{ш}$  — длина радиальной щели;

$\mu$  — коэффициент динамической вязкости;

$k_{ш}$  — безразмерный коэффициент, учитывающий режим течения в щели.

При ламинарном течении, когда  $Re_{ш} < Re_{кр}$   $k_{ш} = 1 + \frac{Re_{ш} h_{ш}}{32 l_{ш}}$ ;

при  $Re_{ш} > Re_{кр}$   $k_{ш} = \left(\frac{Re_{ш}}{Re_{кр}}\right)^{3/4} + \frac{Re_{ш} h_{ш}}{32 l_{ш}}$ ;

$Re_{ш}$  и  $Re_{кр}$  — осевое число Рейнольдса в щели и его критическое значение.

Применяя метод, изложенный в [1], окончательно получим выражения расхода через весь подшипник и грузоподъемности:

$$Q = Q^I + Q^{II} = \frac{\pi R_1 h_{ш}^3 P_0}{6\mu} \left[ \frac{(1 - k_{p1})}{l_{ш1} k_{ш1}} + \frac{(1 - k_{p2})}{l_{ш2} k_{ш2}} \right]; \quad (2)$$

$$W = W^I - W^{II} = \frac{\pi P_0}{2 l_n \frac{r_2}{r_1}} \left( 2 R_1^2 l_n \frac{r_2}{r_1} - r_2^2 + r_1^2 \right) (k_{p1} - k_{p2}), \quad (3)$$

$$\text{где } k_{p1} = \frac{P_{k1}}{P_0} = \frac{1 + a_1 c}{1 + a_1}, \quad a_1 = \frac{h_1^3 l_{ш1}}{R_1 h_{ш}^3 l_n \frac{r_2}{r_1}} k_{ш1},$$

$$c = \frac{3\rho\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{20 P_0}, \quad h_1 = h_0 (1 - \varepsilon), \quad h_2 = h_0 (1 + \varepsilon),$$

$Q^I$  и  $Q^{II}$  — расход жидкости через внутренние перемычки УГСН с правой и левой сторон подшипника.

$h_1$  — толщина слоя смазки между пятой и подпятником;

$r_1, r_2$  — радиусы подпятника;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$  — угловая скорость вращения ротора-пяты;

$k_{p1}, k_{p2}$  — относительные давления в камерах подшипника;

$\rho$  — плотность жидкости;

$\varepsilon$  — эксцентриситет.

Значения параметров  $a, h, l_{ш}, k_{ш}, P_k, k_p, Re_{кр}, Re_{ш}$  с индексом 1 внизу относятся к нагруженной (правой) стороне, с индексом 2 — к ненагруженной (левой) стороне подшипника (рис. 1).

Для определения момента трения в подшипнике воспользуемся методом, предложенным в работе [1]. Касательные напряжения на роторе-пяте при турбулентном течении рабочей жидкости

$$\tau = \mu \frac{\omega r}{h} k(\text{Re}), \quad (4)$$

где  $k(\text{Re}) = 1 + 0,0525 (\sigma^{*2} \text{Re} \omega)^{0,75}$ .

Уравнение (4) отличается от соответствующего выражения для ламинарного режима только множителем  $k(\text{Re})$ . Момент трения, препятствующий вращению пяты,

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{раб}} + M_{\text{пр}}, \quad (5)$$

где  $M_{\text{раб}}$  — момент трения в рабочем зазоре упорного подшипника;

$M_{\text{пр}}$  — момент трения нерабочих поверхностей упорного диска и вала о жидкость.

Для УГСП с центральной кольцевой камерой (схема подшипника представлена в [1]),  $M_{\text{раб}}$  и  $M_{\text{пр}}$  могут быть представлены в виде

$$M_{\text{раб}} = 2 M_{\text{трк}} + M_{\text{тр1}}^I + M_{\text{тр1}}^{II} + M_{\text{тр2}}^I + M_{\text{тр2}}^{II}. \quad (6)$$

Момент трения  $M_{\text{пр}}$  равен сумме моментов трения на торцовых  $M_{\text{т}}$  и цилиндрических  $M_{\text{ц}}$  поверхностях:

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{т}} + M_{\text{ц}}. \quad (7)$$

Используя выводы Т. Кармана [4], получим

$$2 M_{\text{т}} = 0,073 \rho \omega^2 \left( \frac{\nu}{\omega R^2} \right)^{\frac{1}{5}} (R^5 - r_4^5), \quad (8)$$

где  $r_4$  — максимальный радиус наружной перемычки подпятника;

$R$  — максимальный радиус нерабочей части диска ( $R > r_1$ ),

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости.

Момент трения

$$M_{\text{ц}} = 2\pi \tau_{\omega} r^3 l = \pi C_{f\omega} r^2 \rho \omega^2 l, \quad (9)$$

где  $\tau_{\omega}$  — напряжение сил трения;

$l, r$  — длина и радиус цилиндрической нерабочей части вала-пяты;

$C_{f\omega}$  — коэффициент трения.

В области турбулентного режима при  $\text{Re} > 2000$  для гладких цилиндров  $C_{f\omega}$  определяется по формуле Ютаки [3]:

$$C_{f\omega} = \frac{0,0018}{\text{Re}_{\omega}^{0,24} \left[ 1 + 5,22 \left( \frac{\text{Re}_{\omega\text{ос}}}{\text{Re}_{\omega}} \right)^2 \right]^{0,38}}; \quad (10)$$

$$Re_{oc} = \frac{2}{\nu};$$

$$Re_{\omega} = \frac{hr_{\omega}}{\nu},$$

где  $V_{oc}$  — средняя скорость жидкости в осевом направлении;  
 $h = R_k - r$  — зазор между корпусом (радиус  $R_k$ ) и цилиндрической поверхностью нерабочей части вала-пяты (радиус  $r$ ).

На ЭЦВМ БЭСМ-4 по разработанной программе выполнен расчет характеристик двустороннего УГСН с радиальным подводом рабочей жидкости для следующих геометрических и рабочих параметров:

$$\begin{aligned} r_1 &= 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & r_2 &= 17 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & R_1 &= 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ R_1 &= 25,07 \cdot 10^{-3}; & l_{ш} &= 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & h_0 &= 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ \varepsilon &= 0-0,95 \text{ с шагом } 0,05; & h_k &= 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & r_0 &= 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ l_1 &= 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & l &= 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & R &= 15 \cdot 10^{-3}; & l_2 &= 11,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ R_{к2} &= 69 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \varepsilon^* &= 0,27; & \mu &= 0,801 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}; \\ \nu &= 0,804 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; & P_0 &= 0,4-1,2 \frac{\text{Мн}}{\text{м}^2} \text{ с шагом } 0,4; \\ n &= 0-30 \cdot 10^3 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \text{ с шагом } 5 \cdot 10^3. \end{aligned}$$

Отдельные результаты расчетов и экспериментов, проведенных на установке, описанной в [2], представлены на рис. 2 и 3.

Как показали эксперименты, с увеличением давления питания от 0,4 до 1,2 Мн/м<sup>2</sup> при постоянной угловой скорости вращения растет расход рабочей жидкости и грузоподъемность подшипника.

С увеличением скорости вращения при постоянном эксцентриситете и  $P_0 = 0,8$  Мн/м<sup>2</sup> наблюдалось увеличение расхода рабочей жидкости через подшипник (рис. 2). Теоретические значения расходов уменьшаются с ростом скорости вращения ротора-пяты.

Грузоподъемность подшипника с ростом скорости вращения при постоянном эксцентриситете незначительно уменьшается. Это подтверждают и данные эксперимента, приведенные на рис. 3. С ростом эксцентриситета от 0 до 1 при прочих равных условиях наблюдается уменьшение расхода  $Q$  через подшипник и увеличение грузоподъемности. Характер экспериментальных кривых, представленных на рис. 2 и 3, такой же, как и теоретических.

Расхождение результатов теоретических и экспериментальных значений расходов и грузоподъемности свидетельствует о

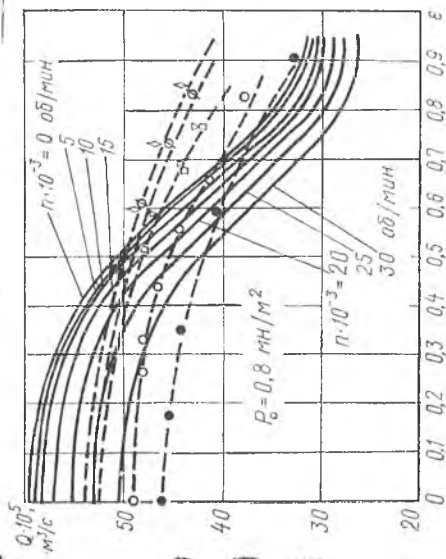


Рис. 2. Влияние скорости вращения ротора-пяти (об/мин) на расход рабочей жидкости  $Q$  через подшипник при  $P_0 = 0,8 \text{ МН/м}^2$  и  $\epsilon = 0-0,9$ :

— теоретическая линия; —●— экспериментальная линия; —○—  $0$ ; —○—  $5 \cdot 10^3$ ; —□—  $15 \cdot 10^3$ ; —▽—  $25 \cdot 10^3$ ; —◇—  $3 \cdot 10^4$

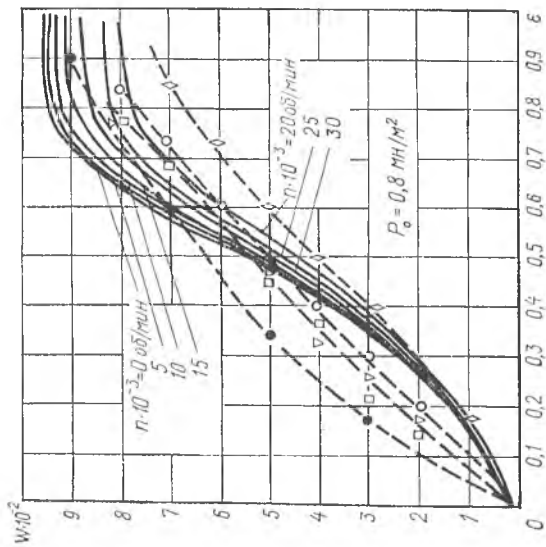


Рис. 3. Влияние скорости вращения ротора-пяти (об/мин) на грузоподъемность подшипника при  $P_0 = 0,8 \text{ МН/м}^2$  и  $\epsilon = 0-0,9$ :

— теоретическая линия; —●— экспериментальная линия; —○—  $0$ ; —○—  $5 \cdot 10^3$ ; —□—  $15 \cdot 10^3$ ; —▽—  $25 \cdot 10^3$ ; —◇—  $3 \cdot 10^4$

наличии неламинарного режима течения рабочей жидкости на перемычках подпятника и значительном влиянии центробежных сил, забирающих входную (питающую) радиальную щель подпятника на больших скоростях вращения ( $n = 25 \cdot 10^3$  об/мин) при  $P_0 = 0,4$  Мн/м<sup>2</sup>.

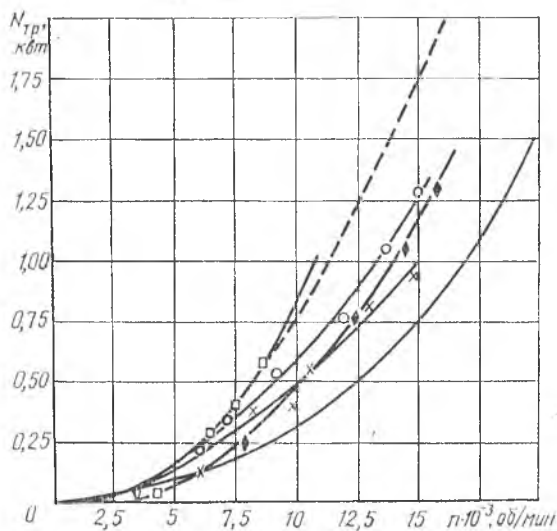


Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение  $N_{тр}$  от оборотов ротора-пятя  $n$  при  $\epsilon = 0,2-0,4$  и  $h_0 = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м:

-----  $N_{тр}$  — теоретическая кривая (нижняя), учитывающая потери трения на рабочих поверхностях ротора-пятя; — — — — —  $(N_{тр} + N_{тр пр})$  — теоретическая кривая, учитывающая потери трения на нерабочих поверхностях ротора-пятя;  $\circ$  —  $P_0 = 0,3$  Мн/м<sup>2</sup>,  $\epsilon = 0,2$ ;  $\square$  —  $P_0 = 0,2$  Мн/м<sup>2</sup>,  $\epsilon = 0,4$ ;  $\blacklozenge$  —  $P_0 = 0,5$  Мн/м<sup>2</sup>,  $\epsilon = 0,4$ ;  $\times$  —  $P_0 = 0,3$  Мн/м<sup>2</sup>,  $\epsilon = 0,4$

Эксперименты по определению потерь мощности на трение показали (рис. 4):

а) в теоретических расчетах следует учитывать потери мощности трения на всех нерабочих поверхностях подпятника;

б) с увеличением давления питания наблюдается увеличение потерь мощности;

в) изменение эксцентриситета незначительно влияет на из-

менение потерь мощности трения, что следует из теоретических данных.

Опыты показали надежность и работоспособность двусторонних УГСП с указанными выше системами подачи маловязкой рабочей жидкости в камере при  $n = 0-30 \cdot 10^3$  об/мин и давлений питания выше  $0,4 \text{ Мп/м}^2$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Артеменко П. П., Кузьминов Ф. Ф.* Расчет характеристик высокооборотных упорных гидростатических подшипников. — В кн.: «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин». Харьков, 1973.

2. *Кузьминов Ф. Ф.* Установка для исследования упорных гидростатических подшипников. — В кн. «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин». Харьков, 1973.

3. *Yutaka Yamada*, Torque Resistance of aflow between Rotating Co-Axial Cylinders having axial flow Bulletin of JSME, 1962, vol 5, № 20, p. 634—642.

4. *Karman Th.*, Über laminare und turbulente Reibung. ZAMM 1, 233—252 (1921); NASA TM 1092 (1946).

УДК 62—762.001.5

*А. Н. БЕЛОУСОВ, В. А. ЗРЕЛОВ*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ

В последние годы все большее применение получают бесконтактные торцовые уплотнения с гидростатической разгрузкой. Основные причины их распространения состоят в том, что использование гидростатической разгрузки повышает ресурс и расширяет область применения такого типа уплотнений, а утечки в них на порядок меньше, чем в традиционных лабиринтных уплотнениях.

Пленка жидкости толщиной 5—30 мкм, находящаяся между рабочими торцами, создает необходимую несущую способность уплотнения и предотвращает износ. Такой тип разгрузки подробно изучен в теории гидростатических опор, что позволяет эффективно использовать имеющиеся результаты для проекти-