чем наибольшее влияние оказывает величина магнитной индукции в зазоре между ротором и статором.

2. Получены соотношения между параметрами силы одностороннего притяжения и коэффициентами влияния системы, позволяющие прогнозировать режимы, на которых механический контакт в подшипниках отсутствует.

3. Влияние магнитной силы на динамические характеристики системы может быть уменьшено за счет соответствующей регулировки упругих и демпфирующих характеристик гидростатических опор. Регулировку целесообразно производить путем изменения перепада давления жидкости и соответствующего подбора геометрии подшипников.

4. Поверхность ротора на участках воздушных зазоров желательно увеличивать. Благодаря этому уменьшается плотность магнитного потока и, соответственно, уменьшается жесткость магнитной силы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кожешник Я. Механика вращающихся электрических машин. М., Госэнергоиздат, 1962.

2. Бертинов А. И. Электрические машины авиационной автоматики. М., Оборонгиз. 1961.

3. Алиевский Б. Л., Бертинов А. И., Варлей В. В. Расчет силы одностороннего магнитного притяжения некоаксиальных цилиндров при униполярном намагничивании. «Электричество», 1964, № 2.

4. Белоусов А. И. Динамическая жесткость гидростатических подшипников. Труды МАИ, «Машиностроение», 1968, вып. 180.

5. Штернлихт В., Льюис Р. Проблемы вибрации высокоскоростных турбомашин. Труды амер. о-ва инж.-мех. 1968, № 3, серия В.

6. Шейнберг Е. А. Полускоростной вихрь в аэродинамических подшипниках. «Станки и инструмент», 1965, № 2.

В. Л. АНДРЕЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ В ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ

Мощность трения — одна из основных характеристик гидростатических подшипников, позволяющая оценить величину потерь энергии в подшипнике, а также нагрев жидкости.

В качестве объекта исследования принят подпятник с кольцевой камерой (рис. 1).

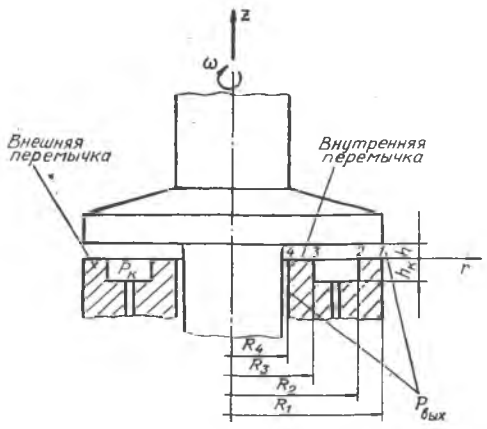

Рис. 1

Исследование течения рабочей жидкости в камере упорного гидростатического подшипника представляет собой задачу о движении вязкой жидкости в замкнутом пространстве вблизи вращающихся плоских поверхностей. Приближенное решение задачи для цилиндрического сосуда с вращающейся крышкой (центральная камера) на основе упрощенной схемы течения впервые получил Шульц-Грунов [5], а впоследствии с помощью ЦВМ — Дорфман Л. А. [1].

Для установившегося осесимметричного течения вязкой несжимаемой жидкости уравнения движения и неразрывности в цилиндрической системе координат имеют вид [2]:

$$\left.\begin{aligned} U\frac{\partial u}{\partial r}+w\frac{\partial u}{\partial z}-\frac{v^2}{r}&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial r}-\frac{u}{r^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)\\ u\frac{\partial v}{\partial r}+w\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{vu}{r}&=\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial v}{\partial r}-\frac{v}{r^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)\\ u\frac{\partial w}{\partial r}+w\frac{\partial w}{\partial z}&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)\\ \frac{\partial u}{\partial r}+\frac{u}{r}+\frac{\partial w}{\partial z}&=0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где u, v, w — соответственно радиальная, окружная и осевая составляющие вектора скорости;

p — давление;

ν — кинематическая вязкость;

ρ — плотность.

Момент трения в рабочем зазоре упорного подшипника может быть представлен в виде суммы трех слагаемых

$$M_{тр}=M_{тр_к}+M_{тр_1}+M_{тр_2}, \quad (2)$$

где $M_{тр_к}$ — момент трения на площади камеры;

$M_{тр_1}$, $M_{тр_2}$ — моменты трения соответственно на внешней и внутренней кольцевых перемычках.

Для нахождения момента $M_{тр_к}$ необходимо определить из системы (1) окружную составляющую v вектора скорости.

Исключим давление P из первого и третьего уравнений системы (1) и введем безразмерные величины:

$$\bar{u} = \frac{u}{V}; \quad \bar{v} = \frac{v}{V}; \quad \bar{w} = \frac{w}{V} \cdot \frac{R}{h_к}; \quad \bar{r} = \frac{r}{R}; \quad \bar{z} = \frac{z}{h_к}, \tag{3}$$

где $R = R_2 - R_3$; $V = \omega r$; ω — угловая скорость упорного диска, $h_к$ — глубина камеры.

Введя функцию тока ψ, можно записать:

$$\bar{u} = -\frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \bar{z}}; \quad \bar{w} = \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \bar{r}}\ ^*). \tag{4}$$

Тогда, используя функции $\bar{f}(\bar{z})$ и $\bar{G}(\bar{z})$,

$$\bar{\psi} = \bar{r}^2 \bar{f}(\bar{z}) \quad \text{и} \quad \bar{v} = \bar{r} \cdot \bar{G}(\bar{z}), \tag{5}$$

систему (1) можно преобразовать к виду:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{2\bar{r} \cdot Re_к} \bar{f}^{IV} - \bar{f}''' \bar{f} - \bar{G} = 0 \\ \frac{1}{\bar{r} \cdot Re_к} \bar{G}'' - \bar{G}' + 2\bar{f}' \bar{G} = 0 \end{aligned}\right\}, \tag{6}$$

где $Re_к = \frac{\omega \cdot h_к^2}{\nu}$ — число Рейнольдса в камере.

Граничные условия задачи определяются условиями прилипания рабочей жидкости к твердым стенкам:

на корпусе подшипника (дно камеры, $\bar{z} = 0$)

$$\bar{f}(0) = \bar{f}'(0) = \bar{G}(0) = 0; \tag{7}$$

на вращающемся диске ($\bar{z} = 1$)

$$\bar{f}(1) = \bar{f}'(1) = 0; \quad \bar{G}(1) = 1 \tag{8}$$

Радиальная и осевая составляющие скорости течения жидкости определяются через функцию $\bar{f}(\bar{z})$ по формулам:

$$u = -\omega r \bar{f}'; \quad w = 2 \cdot \omega h_к \bar{f} \tag{9}$$

---

*) Черточками обозначены безразмерные величины.

Касательные напряжения определяются выражением

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial z} = \mu \frac{\omega r}{h_к} \bar{G}'(\bar{z}). \qquad (10)$$

Используя метод вариации произвольной постоянной, сведем систему из двух нелинейных дифференциальных уравнений (6) к одному интегро-дифференциальному уравнению

$$\frac{1}{2A} \bar{f}^{IV} - \bar{f}''' \bar{f} + \frac{1}{A} \left(e^{A\bar{z}} \int_0^{\bar{z}} e^{-A\bar{z}} \bar{f}^{IV} \bar{f}' d\bar{z} - \int_0^{\bar{z}} \bar{f}^{IV} \bar{f}' d\bar{z} \right) +$$

$$+ 2 \left(\int_0^{\bar{z}} \bar{f}''' \bar{f}' \bar{f} d\bar{z} - e^{A\bar{z}} \int_0^{\bar{z}} e^{-A\bar{z}} \bar{f}''' \bar{f}' \bar{f} d\bar{z} \right) - \gamma_1 - \gamma_2 e^{A\bar{z}} = 0, \qquad (11)$$

где $A = \bar{r} \cdot Re_к$; γ_1 и γ_2 — постоянные интегрирования.

Для приближенного решения уравнения (11) с граничными условиями (7) и (8) используем метод осциллирующих функций, предложенный С. И. Мельником [3].

По этому методу решение уравнения (11) будем искать в виде ломаной из N звеньев:

$$\bar{f}_N(\bar{z}) = \frac{a_к}{4!}(\bar{z} - \bar{z}_к)^4 + \frac{b_к}{3!}(\bar{z} - \bar{z}_к)^3 + \frac{C_к}{2}(\bar{z} - \bar{z}_к)^2 +$$

$$+ d_к(\bar{z} - \bar{z}_к) + g_к \qquad (12)$$

$$\bar{z}_к \leqslant \bar{z} \leqslant z_{к+1}, \ (k = 0, 1, 2, \ldots, N-1), \ \max |\bar{z}_{к+1} - z_к| = l,$$

l — шаг интегрирования; $0 = \bar{z}_0 < z_1 < \ldots < z_к = 1$. Постоянные $g_к$, $d_к$, $C_к$, $b_к$ $(k = 1, 2, \ldots, N-1)$ вычисляются через g_0, d_0, C_0 и b_0 из условия непрерывности приближенного решения $\bar{f}_N(\bar{z})$ и из условий непрерывности первой $\bar{f}'_N(\bar{z})$, второй $\bar{f}''_N(\bar{z})$ и третьей $\bar{f}'''_N(\bar{z})$ производных приближенного решения. Постоянные $a_к$ вычисляются через g_0, d_0, C_0, b_0, γ_1 и γ_2 путем интегрирования (11) в пределах от $\bar{z}_{к-1}$ до $\bar{z}_к$ после подстановки в него $\bar{f}_N(\bar{z})$, $\bar{f}'_N(\bar{z})$, $\bar{f}''_N(\bar{z})$, $\bar{f}'''_N(\bar{z})$.

Постоянные g_0, d_0, C_0, b_0, γ_1 и γ_2 определяются при помощи граничных условий (7) и (8).

Распределение безразмерных радиальной $\bar{f}'$, окружной $\bar{G}$ и осевой $\bar{f}$ скоростей в зависимости от безразмерной глубины камеры $\bar{z} = \frac{z}{h_к}$ при $Re_к = 100$ изображено на рис. 2.

Момент трения на участке камеры с учетом вращательного течения жидкости в ней определяется выражением

$$M_{\text{тр}_\text{к}} = 2\pi \int_{R_3}^{R_2} \mu \frac{\omega \cdot r^3}{h_\text{к}} \overline{G'}(z)\, dr. \qquad (13)$$

Таким образом, полный момент трения (2) в упорном гидростатическом подшипнике с кольцевой камерой с учетом (12) и материалов работы [4] определяется выражением

$$M_{\text{тр}} = \frac{1}{2}\, \pi\mu\omega \left\{ \frac{1}{h_\text{к}} \overline{G'}(\bar{z})(R_2^4 - R_3^4) + \frac{1}{h}\left[(R_1^4 - R_2^4) + (R_3^4 - R_4^4)\right] \right\}. \qquad (14)$$

Экспериментальные исследования проводились на специально спроектированной и изготовленной установке, представляющей собой промышленный образец шлифовальной головки. Во время эксперимента единственной нагрузкой, действующей на подшипники, был вес шпинделя с закрепленными на нем деталями; осевая нагрузка отсутствовала. Момент трения определялся методом выбега и подсчитывался по формуле:

$$M_{\text{тр}} = \frac{\pi}{30} I \frac{dn_i}{dt}, \qquad (15)$$

где I — приведенный момент инерции вращающихся частей;
n — число оборотов шпинделя.

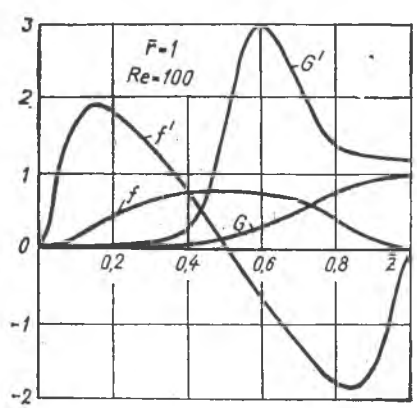

Рис. 2

Приведенный момент инерции I подвижной системы (шпиндель с закрепленными на нем деталями) определялся методами падающего груза и бифилярного подвеса.

Замер чисел оборотов шпинделя при его свободном выбеге после сбрасывания специальным устройством приводного ремня производился бесконтактным способом с помощью индукционного датчика и шлейфового осциллографа К-9-21. Во время эксперимента все уплотнения шпинделя

были сняты. Мощность трения определялась по формуле

$$N_{тр} = M_{тр}\,\omega. \qquad (16)$$

Для распределения суммарной мощности трения по каждому подшипнику применялся метод последовательного исключения из работы упорного подшипника. Для этой цели постепенно увеличивался рабочий зазор в упорном подшипнике: h=0,07; 0,12; 0,27; 0,36, 0,42 и 0,5 мм.

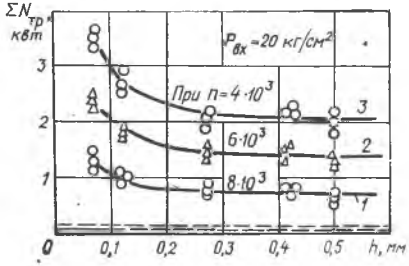

Рис. 3

Результаты экспериментального исследования в виде графических зависимостей суммарной мощности трения $\Sigma N_{тр}$ по всем трем подшипникам от общего зазора в упорном подшипнике для различных чисел $n\frac{об}{мин}$ шпинделя приведены на рис. 3. Здесь же пунктирными линиями изображены дисковые потери мощности в упорном подшипнике, подсчитанные по методике, изложенной в работе [2], (верхний пунктир соответствует n=8000 об/мин, нижний — n=6000 об/мин). В качестве рабочей жидкости использовалось масло «веретенное 3». Подобные зависимости были получены и при других давлениях масла на входе в подшипники. Из рис. 3 видно, что начиная с зазора h=0,42 мм, кривые $\Sigma N_{тр}=f(h)$ при n=const располагаются почти параллельно оси абсцисс. Это говорит о том, что при дальнейшем увеличении зазора потери мощности на трение в упорном подшипнике практически ничтожны. Расстояние от пунктирной линии до горизонтального участка соответствующей кривой представляет собой мощность трения двух радиальных подшипников. Вычитая эти потери из суммарных, найдем потери мощности на трение в упорном подшипнике.

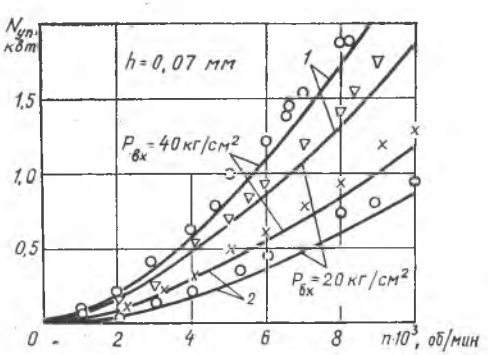

Рис. 4

Наряду с методом выбега применялся также электрический метод, который заключался в следующем. Привод шпинделя осуществлялся от электродвигателя постоянного тока с параллельным возбуждением через ременную передачу с разгруженным шкивом на шпинделе. Измерялись напряжение и ток якоря, произведение которых равно мощности, развиваемой электродвигателем. Мощность трения гидростатических подшипников определялась вычитанием из замеренной мощности всего агрегата затрат мощности в ременной передаче. Несовпадение результатов по двум примененным методам не превышает 3%.

На рис. 4 показана зависимость мощности трения упорного подшипника, имеющего размеры $R_1=30$ мм, $R_2=27$ мм, $R_3=24$ мм, $R_4=21$ мм, $h_к=3$ мм, от числа оборотов вала для двух сортов масел: «веретенного-3» (кривые 1) с коэффициентом динамической вязкости $\mu=37{,}3\ 10^{-4}\ \frac{кг\ сек}{м^2}$ и «вазелинового» (кривые 2) с $\mu=14{,}9\ 10^{-4}\frac{кг\ сек}{м^2}$ при $t=30°C$.

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрен упорный гидростатический подшипник с кольцевой камерой. Сделан вывод уравнений вращательного течения рабочей жидкости в камере подшипника.

2. Для решения уравнения вращательного течения жидкости применен метод осциллирующих функций, дающий хорошие результаты при сравнительно небольшой затрате труда, а также легко поддающийся программированию. Получена формула для определения полного момента трения.

3. Спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой шлифовальную головку на гидростатических подшипниках.

4. Результаты эксперимента показали хорошее совпадение с расчетными данными, полученными на основании теоретического решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Романенко Ю. Б., Дорфман Л. А. Течение вязкой жидкости в цилиндрическом сосуде с вращающейся крышкой. МЖГ, 1966, № 5.

2. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. Физматгиз, 1960.

3. Некоторые вопросы вычислительной математики [сборник статей по осциллирующим функциям]. Ученые записки Пермского госуниверситета, 1959, т. XIII, вып. 2.
4. Андреев В. Л. К расчету плоских гидростатических упорных подшипников с учетом инерционных сил. ЛМИ, 1968, № 68.
5. Schultz-Grunow F., Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen, ZAMM, 1935, т. 15, № 4.

Н. А. ПРОШИНА

К ВОПРОСУ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО МНОГОКАМЕРНОГО ПОДПЯТНИКА

Современная литература, посвященная расчетам гидростатических подпятников, располагает ограниченными сведениями о материалах, полученных экспериментальным путем. Поэтому при разработке инженерной методики расчета многокамерных гидростатических опор возникла острая необходимость в получении указанных сведений в условиях, гарантирующих достаточную степень их точности и надежности. В связи с этим была спроектирована и изготовлена модель подпятника значительных размеров (внешний диаметр составляет 400 мм) и экспериментальная установка, с помощью которой при использовании тензоусилительной станции оказалось возможным получить не только записи необходимых параметров опоры, но и их изменения во времени.

В результате эксперимента были определены поля давлений, возникающих в зазоре гидростатического многокамерного упорного подшипника, исследованы вопросы влияния температуры смазывающего вещества, давления питающей сети, типа дросселирующих устройств на жесткостные и расходные характеристики опоры.

Исследуемая опора представляла собой плоский сплошной подпятник (7) ∅ 400 *мм* с четырьмя камерами в виде секторов с центральным углом 37,5° и стороной 72 *мм,* расположенных по окружности ∅ 222 *мм*. В качестве дросселей использовались капилляры длиной 28 *мм* с отверстиями ∅ 1÷1,5 *мм*, а также диафрагмы с отверстиями тех же диаметров.

Давления питания в камерах и на рабочей поверхности опоры измерялись с помощью специально выполненных датчиков давления, представляющих собой полые тонкостенные сталь-