

выше 10 МПа величины сил трения для обжатых и необжатых манжет практически одинаковы. Некоторое уменьшение сил трения для обжатых манжет при низких давлениях объясняется, по-видимому, их приработкой и тем, что сила предварительного поджатия, которая при малых давлениях играет основную роль, исчезает или ничтожно мала.

Несмотря на большой разброс в результатах экспериментов, они позволяют четко представить качественную картину влияния внешних условий на работу узла уплотнения рассматриваемой конструкции, что позволяет моделировать поведение проектируемых изделий, в состав которых узел входит. Появилась также возможность определить диапазон, в котором будет находиться сила трения. Ввиду того, что сила трения по своей природе дает значительный разброс значений при одинаковых условиях эксперимента, четкое количественное

описание процессов можно получить, проведя серию замеров для набора статистики и последующую статистическую обработку результатов.

INVESTIGATION OF FRICTION FORCES IN SMALL-SIZES FLUOROPLASTIC COLLARS

O. L. Ivchenko

Results of experimental investigation for a sealing unit containing small-sized collar made from fluoroplastic-4 are presented. In the course of experiments the collar's serviceability has been verified within a temperature range from -50°C to 200°C at working medium (liquids, gases) pressure of up to 700 kgf/cm^2 . Dependences of both static and dynamic frictional forces versus collar delta pressure, temperature and velocity of the sealed part movement have been determined. The results obtained may be used for both static and dynamic analyses during phase of the sealing unit designing.

УДК 822.621.572

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ЭНЕРГОПОТЕРИ В ОПОРНЫХ УЗЛАХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© Ф. Ф. Кузьминов, Р. Р. Аликперов

Державний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського (ХАІ)

Розглянуто деякі принципи дії гідростатичних підшипників. Досліджувався вплив режимів течії мастильного матеріалу на енерговтрати в опорних вузлах енергоустановок літальних апаратів. Зроблено висновок про величину втрат потужності на тертя і прокачування, побудовано графічні залежності енерговтрат від кутової швидкості обертання та від величини відносного ексцентриситету. Ці дослідження важливі та актуальні для проектування роторів швидкохідних машин, бо при великих швидкостях ресурс інших видів підшипників вкрай обмежений.

При высоких скоростях вращения в опорных узлах энергосиловых установок летательных аппаратов (ЛА) ресурса подшипников качения не хватает, поэтому перспективным для продления сроков службы является использование гидростатодинамических подшипников, смазочным материалом которых может быть рабочее тело энергоустановки. В данной работе представляются результаты исследования двухсторонних упорных (осевых) гидростатических подшипников УГСП (ОГСП) с центральной кольцевой камерой и жиклерной компенсацией давления (рис. 1). Геометрические и рабочие параметры подшипника: радиусы кромок подпятника $r_1 - r_4$ равны 14, 22, 32 и 40 мм, высота камеры $h_k = 4$ мм, $h_0 = 0.1$ мм, эксцентриситеты $\varepsilon = 0, 0.2, 0.4, 0.6$, $r_0 = 12.5$ мм, толщина диска $l_2 = 15$ мм,

$R_1 = 45$ мм, $R_2 = 69$ мм. Рабочая жидкость — вода при температуре $T = 298...303$ К, угловая скорость вращения $\omega = 210...2100$ рад/с, давление рабочей жидкости на входе $P_0 = 0.2, 0.3, 0.5$ МПа. Указаны также толщина слоя смазки h_1, h_2 , радиальная и окружная скорости v_r, v_φ , текущий радиус подпятника r , длина цилиндрической щели l_1 , расход рабочей жидкости через внутренние перемычки Q_1^1, Q_1^2 , расход рабочей жидкости через наружные перемычки Q_2^1, Q_2^2 , давление рабочей жидкости на входе в подшипник, в камерах и на выходе $P_{к1}, P_{к2}, P_{вых}$.

Кроме этих обозначений, ниже будут использоваться также: Re_ω — число Рейнольдса сдвигового течения, $Re_{\omega B}$ — число Рейнольдса сдвигового течения внутренней перемычки, $Re_{\omega K}$ — число Рей-

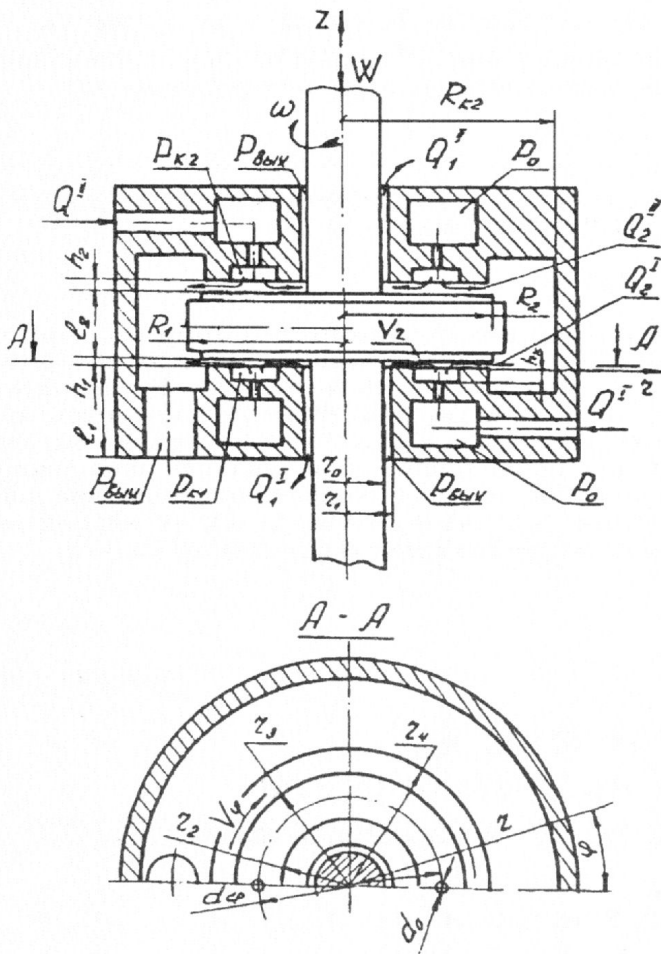


Рис. 1. Схема двустороннего упорного гидростатического подшипника с кольцевыми камерами (см. текст)

нольда от сдвигового течения в камере подшипника, \bar{b}_k — относительная ширина камеры, $Z_{ж}$ — количество жиклеров, μ — коэффициент динамической вязкости, ν — коэффициент кинематической вязкости, K_s — энергетический коэффициент, $N_{пр}$ — энергопотери на прокачку.

С изменением угловой скорости вращения ротора-пяты и нагрузке в несущем слое опорной поверхности подшипника могут иметь место ламинарный и турбулентный режимы течения смазки или тот и другой одновременно (смешанный) на разных участках подпятника. Мощность $N_{тр}$, потребляемую ротором-пятой со стороны привода на преодоление сил трения в гидростатическом подпятнике, равна сумме потерь на внутренней перемычке (1), внешней перемычке (2) и в камере (к) на нагруженной (I) и ненагруженной (II) сторонах:

$$N_{тр} = N_{тр1}^I + N_{тр2}^I + N_{трк}^I + N_{тр1}^{II} + N_{тр2}^{II} + N_{трк}^{II} \quad (1)$$

Выражение (1) можно записать также в другом виде:

$$N_{тр} = \omega \int_S \tau r ds = \omega \int_S (\tau_1^I + \tau_2^I + \tau_k^I + \tau_1^{II} + \tau_2^{II} + \tau_k^{II}) r ds,$$

где τ_i^I и τ_i^{II} — касательные напряжения в i -м слое смазки на нагруженной и ненагруженной сторонах.

Рассмотрим три случая течения смазки в несущем слое подшипника: ламинарный, турбулентный, смешанный.

ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ СМАЗКИ

Касательные напряжения, согласно гипотезе Ньютона, при ламинарном течении рабочей жидкости в несущем слое подшипника определяются по формуле

$$\tau_{\varphi z} = \mu (dv_{\varphi} / dz).$$

Найдем выражение для касательных напряжений на перемычках и в камерах УГСП. Представим каждую из перемычек и зону камер на нагруженной и ненагруженной стороне подшипника как конечный подшипник скольжения [1, 4]. Касательные напряжения на диске ротора-пяты определяем по известной в гидродинамической теории смазки формуле [3].

$$\tau = \frac{\mu \omega r}{h} + 0.5 h \frac{dp}{d\varphi}. \quad (2)$$

Входящая в это соотношение функция распределения давления по углу, как следует из условий работы подшипника и допущений, равна нулю, так как поверхности пяты и подпятника параллельны. Касательные напряжения, возникающие на диске ротора-пяты в зоне перемычек и камер, определяются выражением (2), в котором второе слагаемое равно нулю. Расчет энергетических потерь на трение при ламинарном режиме течения смазки в несущем слое УГСП представлен в работе [1].

ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ СМАЗКИ

Расчет потерь на трение при турбулентном течении смазки в рабочем зазоре проводится в той же последовательности, что и при ламинарном течении [1]. В общем случае момент трения равен

$$M = \int \tau r ds.$$

Согласно [4] касательные напряжения в рабочем зазоре при турбулентном течении смазки в щеле-

вом тракте

$$\tau = \mu \frac{dv_p}{dz} K(\text{Re}) = \mu \frac{d}{dz} \left(\frac{\omega r z}{h} \right) K(\text{Re}) = \mu \frac{\omega r}{h} K(\text{Re}), \quad (3)$$

где

$$K(\text{Re}) = 1 + 0.0525(\sigma^{*2} \text{Re}_w)^{0.75}, \quad (4)$$

$$\sigma^* = 0.27 \dots 0.3, \text{Re}_w = \omega r h / \nu. \quad (5)$$

Уравнение (3) отличается от соответствующего выражения для ламинарного режима [1] множителем $K(\text{Re})$, поэтому схема построения расчетов остается такой же, как и при ламинарном режиме течения смазочного материала. Величина энергетических потерь на трение $N_{\text{тр}}$ при турбулентном течении смазки в зазоре для двустороннего УГСП с кольцевыми камерами в той же последовательности, как и в выражении (1), но с учетом зависимостей (3)–(5) может быть представлена в виде суммы шести слагаемых:

$$\begin{aligned} N_{\text{тр}} = & \omega \int_{ds} \tau r ds = \omega \int_0^{r_3} \int_{r_2}^{r_3} \frac{\mu \omega r^3}{h_k + h_1} \times \\ & \times \left\{ 1 + 0.0525 \left[\frac{\sigma^{*2} \omega r (h_k + h_1)}{\nu} \right]^{0.75} \right\} dr d\varphi + \\ & + \omega \int_0^{r_3} \int_{r_2}^{r_3} \frac{\mu \omega r^3}{h_k + h_2} \left\{ 1 + 0.0525 \left[\frac{\sigma^{*2} \omega r (h_k + h_2)}{\nu} \right]^{0.75} \right\} dr d\varphi + \\ & + \omega \int_0^{r_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\mu \omega r^3}{h_1} \left\{ 1 + 0.0525 \left[\frac{\sigma^{*2} \omega r h_1}{\nu} \right]^{0.75} \right\} dr d\varphi + \\ & + \omega \int_0^{r_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\mu \omega r^3}{h_2} \left\{ 1 + 0.0525 \left[\frac{\sigma^{*2} \omega r h_2}{\nu} \right]^{0.75} \right\} dr d\varphi + \\ & + \omega \int_0^{r_3} \int_{r_3}^{r_4} \frac{\mu \omega r^3}{h_1} \left\{ 1 + 0.0525 \left[\frac{\sigma^{*2} \omega r h_1}{\nu} \right]^{0.75} \right\} dr d\varphi + \\ & + \omega \int_0^{r_3} \int_{r_3}^{r_4} \frac{\mu \omega r^3}{h_2} \left\{ 1 + 0.0525 \left[\frac{\sigma^{*2} \omega r h_2}{\nu} \right]^{0.75} \right\} dr d\varphi. \quad (6) \end{aligned}$$

Проинтегрировав уравнение (6), представим его в виде суммы двух слагаемых на нагруженной и ненагруженной сторонах, каждое из которых в свою очередь состоит из трех слагаемых, представляющих собой потери на внутренней и наружной перемычках и в камере:

$$\begin{aligned} N_{\text{тр}} = & N_{\text{тр}}^I + N_{\text{тр}}^{II} = N_{\text{тр1}}^I + N_{\text{тр2}}^I + \\ & + N_{\text{трк}}^I + N_{\text{тр1}}^{II} + N_{\text{тр2}}^{II} + N_{\text{трк}}^{II}. \quad (7) \end{aligned}$$

В безразмерных величинах это будет выглядеть так. Энергетические потери на трение на внутренней перемычке нагруженной части подшипника:

$$N_{\text{тр1}}^I = \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3 \bar{N}_{\text{тр1}}^I}{\Psi} = \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3}{\Psi} (\bar{N}_{\text{тр1}}^I + \bar{N}_{\text{тр1}}^{I*}), \quad (8)$$

где

$$\bar{N}_{\text{тр1}}^I = \frac{\pi(\bar{r}_2^4 - \bar{r}_1^4)}{2(1 - \varepsilon)}, \quad (9)$$

$$\bar{N}_{\text{тр1}}^{I*} = \frac{0.5\pi}{1 - \varepsilon} \frac{0.84}{19} \left(\frac{\sigma^{*2} \text{Re}_{\text{об1}}}{\bar{r}_b} \right)^{0.75} (\bar{r}_2^{4.75} - \bar{r}_1^{4.75}). \quad (10)$$

Энергетические потери на трение на наружной перемычке

$$\bar{N}_{\text{тр2}}^I = \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3 \bar{N}_{\text{тр2}}^I}{\Psi} = \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3}{\Psi} (\bar{N}_{\text{тр2}}^I + \bar{N}_{\text{тр2}}^{I*}), \quad (11)$$

где

$$\bar{N}_{\text{тр2}}^I = \frac{\pi(\bar{r}_4^4 - \bar{r}_3^4)}{2(1 - \varepsilon)}, \quad (12)$$

$$\bar{N}_{\text{тр2}}^{I*} = \frac{0.5\pi}{1 - \varepsilon} \frac{0.84}{19} \left(\frac{\sigma^{*2} \text{Re}_{\text{он1}}}{\bar{r}_n} \right)^{0.75} (\bar{r}_4^{4.75} - \bar{r}_3^{4.75}). \quad (13)$$

Энергетические потери на трение в камере

$$\bar{N}_{\text{трк}}^I = \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3 \bar{N}_{\text{трк}}^I}{\Psi} = \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3}{\Psi} (\bar{N}_{\text{трк}}^I + \bar{N}_{\text{трк}}^{I*}), \quad (14)$$

где

$$\bar{N}_{\text{трк}}^I = \frac{0.5\pi(\bar{r}_3^4 - \bar{r}_2^4)}{1 - \varepsilon + 1/\bar{h}_k}, \quad (15)$$

$$\bar{N}_{\text{трк}}^{I*} = \frac{0.5\pi}{1 - \varepsilon + 1/\bar{h}_k} \frac{0.84}{19} (\sigma^{*2} \text{Re}_{\text{ок}})^{0.75} (\bar{r}_3^{4.75} - \bar{r}_2^{4.75}). \quad (16)$$

Число Рейнольдса от сдвигового течения в камере подшипника будет иметь вид

$$\text{Re}_{\text{ок1}} = \frac{\omega r_{\text{cp}}^2 \bar{h}_1}{\nu} \left[1 + \frac{1}{\bar{h}_k(1 - \varepsilon)} \right]. \quad (17)$$

Энергетические потери на трение с нагруженной стороны определим по зависимости

$$\begin{aligned} N_{\text{тр}}^I = & \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3 \bar{N}_{\text{тр}}^I}{\Psi} = \\ = & \frac{\mu \omega^2 r_{\text{cp}}^3}{\Psi} (\bar{N}_{\text{тр1}}^I + \bar{N}_{\text{тр2}}^I + \bar{N}_{\text{трк}}^I). \quad (18) \end{aligned}$$

Другой частью общих энергетических потерь в подшипнике являются энергетические потери на

прокачку. Если рассматривать потери на прокачку $N_{пр}$ дифференцированно, то следует иметь в виду, что

$$N_{пр} = N_{пр}^I + N_{пр}^{II} = P_0(Q^I + Q^{II}), \quad (19)$$

где Q^I и Q^{II} — расход жидкости на нагруженной и ненагруженной сторонах. Для внутренних перемычек энергетические потери на прокачку через безразмерные параметры равны

$$\begin{aligned} N_{пр1}^I &= (\pi r_{ср} \nu g K_{Q1}^I P_0) / 6, \\ N_{пр1}^{II} &= (\pi r_{ср} \nu g K_{Q1}^{II} P_0) / 6. \end{aligned} \quad (20)$$

Для наружных перемычек

$$\begin{aligned} N_{пр2}^I &= (\pi r_{ср} \nu g K_{Q2}^I P_0) / 6, \\ N_{пр2}^{II} &= (\pi r_{ср} \nu g K_{Q2}^{II} P_0) / 6, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} N_{пр}^I &= N_{пр1}^I + N_{пр2}^I = P_0(Q_1^I + Q_2^I) = \\ &= [\pi r_{ср} \nu g (K_{Q1}^I + K_{Q2}^I) P_0] / 6, \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} N_{пр}^{II} &= N_{пр1}^{II} + N_{пр2}^{II} = P_0(Q_1^{II} + Q_2^{II}) = \\ &= [\pi r_{ср} \nu g (K_{Q1}^{II} + K_{Q2}^{II}) P_0] / 6. \end{aligned} \quad (23)$$

Энергетические потери на трение на ненагруженной стороне подшипника при турбулентном течении смазки в зазоре определяем поэлементно из зависимостей (8)—(18), заменив в них безразмерный зазор \bar{h}_1 на \bar{h}_2 .

Потери на трение в подшипнике равны

$$N_{тр} = \frac{\mu \omega^2 r_{ср}^3 \bar{N}_{тр}}{\Psi} = \frac{\mu \omega^2 r_{ср}^3}{\Psi} (\bar{N}_{тр}^I + \bar{N}_{тр}^{II}). \quad (24)$$

Безразмерные величины $\bar{N}_{тр}^I$ и $\bar{N}_{тр}^{II}$ определяем по уравнениям (8)—(18).

СМЕШАННЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

При определении энергетических потерь на трение в несущем слое границей режимов течения смазки является критическое число Рейнольдса от сдвигового течения Re_{ω}^* .

Как и в работах [4—6], принимаем $Re_{\omega}^* = 1000$. При значениях $Re_{\omega b}$, $Re_{\omega n}$, $Re_{\omega k}$ на средних радиусах внутренней, наружной перемычек и камеры соответственно, меньших Re_{ω}^* , все расчеты будем производить по зависимостям, приведенным в [1], при $Re_{\omega} > Re_{\omega}^*$ — по формулам, учитывающим режим течения смазки введением в исходные уравнения коэффициента турбулентности.

Таким образом, возможны случаи ламинарного течения на внутренней перемычке и турбулентного на наружной или ламинарного течения на нагруженной стороне двухстороннего УГСП и турбулентного — на ненагруженной стороне, где будет больший зазор при постоянной вязкости рабочей жидкости. За исходные при этом будем принимать уравнения, в которых учитывается режим течения смазки в рабочем зазоре подшипника. Рассмотрим нагруженную сторону двустороннего подшипника. В этом случае воспользуемся выражением (7). Безразмерная величина энергетических потерь на трение будет принимать определенные значения, в зависимости от того, какой режим течения в щели, ламинарный или турбулентный.

При $Re_{\omega b1} \leq Re_{\omega}^*$ величина $\bar{N}_{тр1}$ равна $\bar{N}_{тр1}^I$ и определяется по (9), при $Re_{\omega b1} > Re_{\omega}^*$ величину $\bar{N}_{тр1}$ находим как сумму выражений (9) и (10). Энергетические потери на трение для наружной перемычки находим по (11). Безразмерная величина энергетических потерь на трение ($N_{тр2}^I$ определяется по зависимости (12) при $Re_{\omega n1} \leq Re_{\omega}^*$, а при $Re_{\omega n1} > Re_{\omega}^*$ — как сумма выражений (12) и (13).

Энергетические потери на трение в камере вычислим по (14). В этом случае $N_{трk}^I$ определим по (15) при $Re_{\omega k1} \leq Re_{\omega}^*$ и как сумму выражений (15) и (16) — при $Re_{\omega k1} > Re_{\omega}^*$. Аналогично вычисляем потери на ненагруженной стороне подшипника.

Энергетические потери на прокачку при смешанном режиме будут определяться режимом напорного течения в гидравлических трактах, величиной расхода рабочей жидкости через подшипник и величиной давления питания. Их значение можно найти из выражений (19)—(23) при соответствующем вычислении величины расхода смазочного материала. Из рассмотрения подшипника при смешанном режиме течения смазки видно, что в процессе работы и изменения рабочих параметров возможны самые разнообразные комбинации течения по перемычкам подшипника и в камере в случае одностороннего подшипника и тем более в случае двустороннего подшипника. Формулы для определения основных характеристик подшипника включают в себя конструктивные и рабочие параметры опоры. Выбор оптимальных геометрических и рабочих параметров подшипников, обладающих минимальными энергетическими потерями при максимальной грузоподъемности, привел к необходимости использования ЭВМ для расчета характеристик УГСП. Решается задача по определению расходов рабочей жидкости, энергетических потерь на трение и прокачку при различных значениях безразмерных параметров b , h_k , Ψ , g , ρ , ε , φ .

Для решения задачи составлена программа расчета характеристик УГСП. Программа предусматривает возможность расчета характеристик в широком диапазоне изменения безразмерных величин, ответственных за геометрические и рабочие параметры. Составленная программа исследования позволяет определить влияние геометрических и рабочих параметров подшипника на энергетические потери. В частности, исследовано влияние на $N_{тр}$ и $\bar{N}_{тр}(K_N)$ угловой скорости вращения ротора, зазора (относительного эксцентриситета), ширины камер, давления питания рабочей жидкости, режима течения смазки внутри подшипника.

Поскольку режим течения смазки в несущем слое высокоскоростных упорных ГСП на эксплуатационных скоростях в основном турбулентный, то необходимо выбрать зависимость, по которой следует вести расчет энергетического коэффициента K_3 , учитывающего степень турбулентности в зазоре:

$$K(Re_\omega) = 1 + 0.0525(\sigma^{*2} Re_\omega)^{0.75}.$$

Принимаем в расчетных зависимостях $\sigma^* = 0.3$. Кривая 4 на рис. 2 дает наглядное представление о том, что выбранная зависимость (кроме кривой 5) имеет тот же характер изменения, что и кривая 1, вычисленная по [8]. Кривые 2, 3, 5, имея тот же характер изменения с увеличением Re_ω , незначительно отличаются от кривой 4.

Результаты экспериментов, проведенных Уилкоком [8] и Абрамовицем [6] по $Re_\omega = 14000$, удовлетворительно согласуются с теоретическими зависимостями и отличаются большим углом наклона экспериментальной кривой к абсциссе Re_ω .

Расчетные зависимости влияния скорости вращения ротора-пяты и эксцентриситетов на энергетические потери на трение в одностороннем и двустороннем УГСП представлены кривыми на рис. 2, 3. Как видно из рис. 2, с увеличением эксцентриситета при повышении скорости вращения вала-пяты в одностороннем УГСП наблюдается значительное увеличение энергетических потерь $\bar{N}_{тр}$ на трение (при $\bar{\omega} = 2625$ рад/с и $\varepsilon = 0.3$ и 0.9 разница составляет 100 %).

Анализ расчетных зависимостей показал, что с уменьшением относительной ширины камер (увеличением ширины перемычки) при равных прочих геометрических и рабочих параметрах подшипника энергетические потери на трение увеличиваются. В двустороннем УГСП с $b_k = 0.154$ при $\bar{\omega} = 2625$ рад/с, $\varepsilon = 0.8$ и $\psi = 0.0037$ потери $\bar{N}_{тр}$ на 34 % больше, чем при тех же условиях у подшипника с $b_k = 0.385$, $\bar{r}_{cp} = 27$ мм.

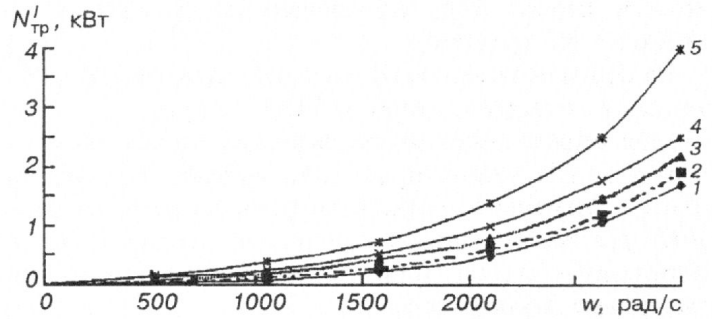


Рис. 2. Энергетические потери трения в одностороннем подшипнике в зависимости от угловой скорости ω ротора-пяты: кривые 1—5 соответствуют значениям $\varepsilon = 0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ при $r_{cp} = 27$ мм, $\bar{b} = 0.482$, $\bar{b}_k = 0.385$, $\bar{\psi} = 0.0074$, $\sigma^* = 0.27$

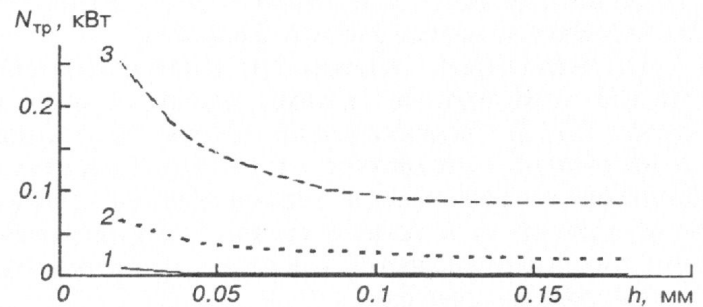


Рис. 3. Влияние угловой скорости вращения ротора на энергетические потери в упорном ГСП: кривые 1—3 соответствуют значениям $\omega = 525, 1575, 2625$ рад/с при $r_{cp} = 27$ мм, $\bar{b} = 0.482$, $\bar{b}_k = 0.385$, $r_{ж} = 1.5$ мм, $\bar{z}_{ж} = 2$. Расчет $N_{тр}$ произведен по [1] в одностороннем УГСП при $T = 303$ К

При определении суммарных потерь на трение в подшипниковом узле следует учитывать непроизводительные энергетические потери на трение всех нерабочих поверхностей вала-пяты, омываемого смазкой. Сравнение расчетных значений энергетических потерь на трение, полученных без учета режима течения смазки (рис. 3, кривая 3) показало, что $N_{тр}^I$, посчитанное без учета режимов течения, в 13 раз меньше, посчитанного с учетом турбулентности. Уже при $\bar{\omega} = 1575$ рад/с значение параметров, характеризующих сдвиговое течение, составляет для внутренней перемычки

$$Re_{ob} = hr_b \omega / \nu = 0.01 \cdot 1.8 \cdot 1575 / 0.01 = 2835,$$

для наружной перемычки — 5670. Видно, что режим течения в несущем слое — турбулентный, так как $Re_\omega > Re_\omega^* = 1000$.

Суммарные потери в подшипнике, как указыва-

лось в работе [1], складываются из потерь на трение и на прокачку.

На основании выполненных исследований энергетических потерь в упорном ГСП следует:

— при определении энергетических потерь на трение в УГСП важно правильно выбрать расчетную схему, дающую возможность оценить действительный режим течения в щелях подшипника и на основании этого назначить соответствующие расчетные зависимости;

— при инженерных расчетах потерь мощности на трение в УГСП с достаточной степенью точности можно пользоваться зависимостью (6);

— для уменьшения потерь трения необходимо стремиться к уменьшению длины перемычек ($l_n = r_2 - r_1 = r_4 - r_3$) при заданных среднем радиус r_{cp} и ширине подшипника ($b = r_4 - r_1$). Но с уменьшением длины перемычек возрастают затраты мощности на прокачку и расход рабочей жидкости;

— с увеличением скорости вращения ротора-пят при турбулентном течении смазки в рабочих щелях УГСП энергетические потери на трение существенно увеличиваются (рис. 2). Повышение давления питания ведет к незначительному увеличению потерь мощности на трение в рассматриваемом диапазоне скоростей ввиду неизотермичности протекающего процесса.

1. Артеменко Н. П., Кузьминов Ф. Ф. Расчет характеристик упорных гидростатических подшипников узлов вращения КЭУ // Тр. второй межвузовской конференции по исследованию и проектированию электрореактивных двигателей средней мощности. — Харьков, 1973.—С. 1024—1040.

2. Константинову В. Н. Анализ работы подшипников в тур-

булентном режиме // Техническая механика: Пер. с англ. — М.: Мир, 1962.—Т. 1.—С. 168—180.

3. Коровчинский Н. В. Теоретические основы подшипников скольжения. — М.: Машгиз, 1959.—404 с.

4. Кузьминов Ф. Ф. Теоретическое и экспериментальное исследование потерь мощности в высокоскоростных упорных гидростатических подшипниках // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. — Харьков: ХАИ, 1976.—Вып. 3.—С. 83—97.

5. Сыч А. Н. Некоторые вопросы исследования и проектирования гидростатических опор агрегатов космических энергетических установок: Дис. ... канд. техн. наук. — Харьков: ХАИ, 1972.—173 с.—Машинопись.

6. Abramowitz S., Turbulence in a Filting-Pad Thrust Bearing // ASME.—1956.—78.—P. 7—11.

7. O'Donoghue J. P. Design of annular multirecess hydrostatic thrust bearings // Mach. and Prod. Eng.—1970.—117, N 3027.—P. 830—834.

8. Wilcock D. F., Turbulent lubrication-Its Genesis and Role in Modern Design // J. of Lubrication Technology. Trans. of the ASME.—1974.—96, Ser. F, N 1.

9. Wilcock D. F., Booser E. R. Bearing Design and Applications. — New-York: Mc. Graw-Hill, 1957.—357 p.

INFLUENCE OF FLOW CONDITIONS OF LUBRICATING MATERIAL ON ENERGY LOSSES IN REFERENCE UNITS OF POWER INSTALLATIONS OF FLIGHT VEHICLES

F. F. Kuz'minov, R. R. Alikperov

The questions of hydrostatic bearing activity are considered. An influence of flow conditions of lubricating material on power losses in reference units of power installations of flight vehicles is investigated. The conclusions about value of power losses on abrasion and scavenging are made. The graphic relations of energy losses from angular rate of rotation and from value of relative eccentricity are constructed. These investigations are important and actual for projection of fast-running machines curls, because on high speeds the resource of other kinds of bearings is extremely limited.