

РАСЧЁТ СКОЛЬЖЕНИЯ В МЕЖВАЛЬНЫХ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ ГТД

© 2014 В.В. Макаrchук¹, Е.П. Жильников²

¹ОАО “ЕПК Самара”, Россия, г. Самара

²Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 23.01.2014

В работе приводятся методика и результаты расчётов скольжения в высокоскоростных межвальных роликовых подшипниках. Приводятся сравнения результатов экспериментальных исследований проскальзывания роликовых подшипников на стенде, имитирующем условия работы подшипников опор авиационных ГТД, с расчётами по компьютерной модели межвального роликового подшипника.

Ключевые слова: Подшипники роликовые, скольжение, изнашивание.

Проскальзывание комплекта тел качения и связанные с ним дефекты рабочих поверхностей являются наиболее распространенной причиной потери работоспособности межвальных подшипников авиационных газотурбинных двигателей [1].

В работе В.И. Акифьева и А.И. Данильченко [2] предложена методика расчёта проскальзывания высокоскоростного роликоподшипника. Однако расчёт кинематики подшипника выполняется из предположения, что силы трения в контактах роликов с кольцами определяются на базе эластогидродинамики, без учета шероховатости поверхностей. Вместе с тем подшипники авиационных двигателей работают, как правило, в условиях, когда наблюдается не полное разделение рабочих поверхностей сплошным смазочным слоем. В этом случае, как показано в [3], силы трения будут определяться как свойствами эластогидродинамического смазочного слоя, так и взаимодействием вершин микронеровностей шероховатых поверхностей.

Нами разработана методика расчёта кинематики и скольжения в высокоскоростном межвальном роликовом подшипнике с учётом шероховатости рабочих поверхностей деталей подшипника [4].

Геометрические характеристики и радиальные зазоры подшипника в рабочих условиях будут зависеть от рабочих температур деталей, расширения под действием центробежных сил и посадочных натягов. При этом величины посадочных натягов в свою очередь зависят от температурного и центробежного расширения деталей.

Диаметральный зазор в подшипнике в рабочих условия изменяется в зависимости от посадочных натягов колец, температурного, а также

Макаrchук Владимир Владимирович, кандидат технических наук, исполнительный директор дивизиона специальных подшипников.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор. E-mail: okm@ssau.ru

центробежного расширения колец подшипника и деталей подшипникового узла.

Увеличение наружного диаметра центрирующей поверхности сепаратора определяется температурным расширением и центробежным расширением вращающегося сепаратора. Тогда зазор “плавания” сепаратора $g_{пл}$ в рабочих условиях будет равен разности диаметров центрирующих поверхностей.

Экспериментальные исследования показывают существенное влияние формы контакта торцов роликов и направляющих бортиков на проскальзывание в роликовых подшипниках. В настоящей работе рассмотрим стандартный вариант – контакт плоских торцов ролика и направляющего бортика.

На кинематику подшипника оказывает влияние также момент трения торца ролика в контакте с гнездом сепаратора. Рассмотрим также простейший вариант сепаратора в виде кольца с гнездами для роликов.

Геометрические характеристики контактов бомбинированных роликов с беговыми дорожками колец рассмотрены в [4]. В настоящей работе рассмотрим характеристики контактов колец с роликами, образующая которых описывается радиусом.

По рекомендациям [4] **расчёт толщин эластогидродинамических смазочных слоев** в контактах выполняется по формуле

$$h_0 = 1,864 P_S^{0,723} P_U^{0,558} P_N^{0,167} R_{np} / K_p,$$

где $K_p = 1 + P_T^{0,65} \lg(0,9 P_S^{0,114} P_U^{0,285} P_N^{0,085})$.

Безразмерные параметры в приведенных формулах определяются соотношениями

$$P_S = \mu_0 U_{\Sigma} / (E_{np} R_{np}); \quad P_U = \alpha E_{np}; \\ P_N = E_{np} R_{np} \Delta l / F_m(i); \quad P_T = \mu_0 \beta / \lambda_c.$$

Здесь $\mu_0 = \mu_0(t_c)$ – динамическая вязкость смазки; $\alpha = \alpha(t_c)$ – пьезокоэффициент вязкости смазки; $\lambda_c = \lambda_c(t_c)$ – коэффициент теплопроводности смазки; β – коэффициент зависимости вязкости от температуры; E_{np} – приведенный модуль упругости в контакте; $F_m(i)/\Delta l$ – нагрузка на единицу длины в среднем сечении линии контакта; t_c – температура смазки в зоне контакта; U_Σ скорость качения в зоне трения.

Степень жидкостного трения, характеризующая наличие металлического контакта микронеровностей шероховатых поверхностей, определяется критерием, предложенным Т. Тальяном:

$$\lambda = h_0 / \sqrt{R_{aw}^2 + R_{al}^2}.$$

Здесь R_{aw} – среднее арифметическое отклонение микронеровностей поверхности ролика. В качестве R_{al} принимается среднее арифметическое отклонение микронеровностей поверхности беговой дорожки внутреннего R_{av} или наружного R_{an} колец соответственно.

С использованием критерия λ относительная площадь металлического контакта микронеровностей вычисляется по формуле [3] $\eta = 0,25 - \Phi(\lambda)/2$.

Здесь $\Phi(\lambda)$ – интеграл вероятности.

Коэффициент трения в контакте с учетом металлического контакта определим суммой $f = f_{мет} \eta + f_{см} (1 - \eta)$.

Коэффициент трения $f_{мет}$ в контактах микронеровностей принимается по рекомендациям [5].

Коэффициент трения, определяемый сдвигом смазочного слоя, рассчитывается по отношению $f_{см} = W \Delta l / F_m(i)$.

Здесь W – сила трения, отнесенная к единице длины линии контакта, определяемая по формуле

$$W = 2\mu_0 U_\Sigma J / h_0 \pm p_0 h_0.$$

Выражение для интеграла J имеет вид

$$J = b_m \Phi(x_\alpha) \exp(\alpha p_0) \sqrt{\pi / \alpha p_0},$$

где $\Phi(x_\alpha)$ – интеграл вероятности, в котором предел интегрирования определяется по формуле $x_\alpha = \sqrt{2\alpha p_0}$.

При расчётах для контакта с внутренним кольцом принимаем $p_0 = \sigma_e(i)$, для контакта с наружным кольцом – $p_0 = \sigma_n(i)$.

В формуле для расчёта W знак “+” принимается для поверхности, имеющей большую величину окружной скорости.

В приведенных расчётах вязкость смазки зависят от температуры. В этой связи расчёт коэффициента трения выполняется итерационным методом.

Температура смазки принимается равной температуре соответствующего кольца. Определяются вязкость смазки, толщина смазочного слоя и коэффициент трения. С использованием формулы Блока определяется приращение температуры в зоне трения:

$$\Delta t = 0,83 f (F_m(i) / \Delta l) U_\Sigma / (\sqrt{b_m(i)} \times (\sqrt{\lambda_n \gamma_n c_n V_n} + \sqrt{\lambda_w \gamma_w c_w V_w})).$$

Здесь λ_n и λ_w – коэффициенты теплопроводности, γ_n и γ_w – плотность, c_n и c_w – удельная теплоемкость материалов колец подшипника и роликов соответственно; V_n и V_w – скорости поверхностей беговых дорожек колец и роликов; U_Σ скорость скольжения.

Уточнённое значение температуры смазки определяется суммированием

$$t_{cv} = t_n + 2\Delta t / 3.$$

Расчёт повторяется до сходимости с заданной точностью принятого и уточнённого значений температуры смазки.

После уточнений температуры смазки и коэффициента трения определяется сила трения скольжения в контакте

$$F_f = fF(i),$$

где $F(i)$ – нагрузка в контакте ролика с внутренним или наружным кольцом.

При расчете **сил трения в контакте торца ролика с направляющим бортиком** наружного кольца учитываем, что между торцами ролика и направляющего бортика предусмотрен зазор Δ_σ . Величина зазора $\Delta_{\sigma p}$ в рабочих условиях определяется с учётом температурного расширения.

Принимаем, что между каждым из торцов ролика и гнезда сепаратора устанавливается смазочный слой толщиной

$$h_\sigma = \Delta_{\sigma p} / 2.$$

При вращении ролика касательные напряжения в слое смазки определяются по формуле Ньютона $\tau = \mu_0 V_{s\sigma} / h_\sigma$, где $V_{s\sigma}$ – скорость скольжения.

При расчётах вязкость смазки принимаем в зависимости от температуры наружного кольца подшипника.

Скорость скольжения $V_{s\sigma}$ определяем для среднего сечения площадки контакта. При этом, если скорость торца бортика V_σ больше скорости ролика $V_{w\sigma}$, то сила трения в контакте является ведущей для ролика, иначе – тормозящей и имеющей отрицательный знак.

Усилие взаимодействия роликов с перемычкой сепаратора определяется суммой

$$F_S(i) = \pm F_{f\sigma} \pm F_{fn} \pm 2F_{f\bar{\sigma}}.$$

Здесь $F_{f\sigma}$, F_{fn} и $F_{f\bar{\sigma}}$ силы трения в контакте ролика с внутренним и наружными кольцами

и бортиком. Знак “+” выбирается, если скорость поверхности ролика меньше скорости соответствующей поверхности колец в контакте.

С полученным значением усилия взаимодействия определяется напряжение в контакте и полуширина площадки контакта.

Расчёт толщины эластогидродинамического смазочного слоя и силы трения в контакте выполняется как для контакта ролика с кольцом. Приращение температуры в зоне трения определяем при одной не движущейся относительно источника тепловыделения поверхности.

Момент трения между торцами ролика и гнезда сепаратора определяем, принимая, что между каждым из торцов ролика и гнезда сепаратора в рабочих условиях устанавливается смазочный слой толщиной, равный половине зазора между торцами.

При расчётах вязкость смазки принимаем в зависимости от средней температуры подшипника.

Расчёт контакта сепаратора с центрирующей поверхностью бортика наружного кольца выполним как узкого подшипника скольжения [6].

Усилие прижатия сепаратора к центрирующей поверхности определим по формуле

$$F_{RS} = F_{cs} + \sqrt{F_{SB}^2 + F_{ST}^2}.$$

Здесь F_{cs} – центробежная сила при смещении сепаратора.

Составляющие усилия прижатия роликами по координатным осям определяются суммированием проекций усилий взаимодействия роликов с перемычкой сепаратора:

$$F_{SB} = \sum_{i=1}^z (F_s(i) \sin(\varphi) - F_{fs}(i) \cos(\varphi));$$

$$F_{ST} = \sum_{i=1}^z (F_s(i) \cos(\varphi) + F_{fs}(i) \sin(\varphi)).$$

Определяются вязкость смазки, толщина смазочного слоя и коэффициент трения при температуре, равной температуре наружного кольца подшипника.

Приращение температуры в зоне трения определяем при одной не движущейся относительно источника тепловыделения поверхности.

После уточнений температуры смазки и коэффициента трения определяется момент трения скольжения сепаратора по центрирующей поверхности.

При расчёте кинематики ролика скорости поверхностей колец (рис.1) в обращенном движении (при остановленном сепараторе) определяются по формулам:

$V_g = d_{gp} (\omega_0 - \omega_g) / 2$ – для внутреннего кольца;

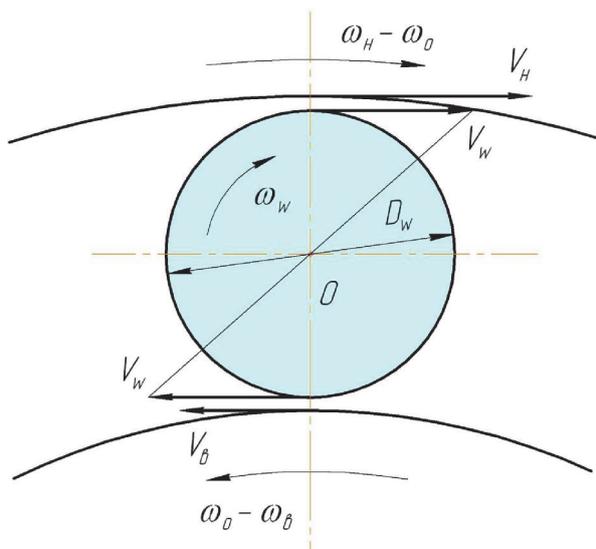


Рис. 1. Схема скоростей поверхностей межвального подшипника

$V_n = D_{np} (\omega_n - \omega_0) / 2$ – для наружного кольца.

Ведущим в межвальном подшипнике является наружное кольцо. В этой связи поверхность ролика будет иметь проскальзывание некоторой величины относительно кольца. Тогда принимаем $V_w = V_n (1 - \epsilon_w)$, где ϵ_w – относительная величина проскальзывания ролика в контакте с наружным кольцом. При этом угловая скорость вращения ролика относительно собственной оси будет равна $\omega_w = 2V_w / D_{wp}$.

Скорости скольжения ролика в контактах с кольцами будут равны:

$V_{sg} = V_w - V_g$ – для внутреннего кольца;
 $V_{sn} = V_n - V_w$ – для наружного кольца.

На рис. 2 приведена схема сил, действующих на ролик в нагруженной зоне.

Здесь F_S и F_{fS} – нормальное усилие и сила трения в контакте ролика с перемычкой сепаратора; F_c – центробежная сила ролика.

Условие равновесия сил в радиальном направлении определяется выражением

$$F_n = F_g + F_{fS} + F_c.$$

Здесь F_g , F_n – усилия в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами.

В связи с малостью величины силы трения F_{fS} уравнение равновесия в радиальном направлении можно привести к виду

$$F_n = F_g + F_c.$$

Это упрощение позволяет решать задачу о распределении нагрузки по телам качения без учёта сил трения в контактах.

Силы трения F_{fg} и F_{fn} определяются, как показано ранее. Центробежная сила ролика определяется по формуле:

$$F_c = m_w (D_{np} - D_{wp}) \omega_0^2 / 2.$$

Как показано ранее, все силы трения опреде-

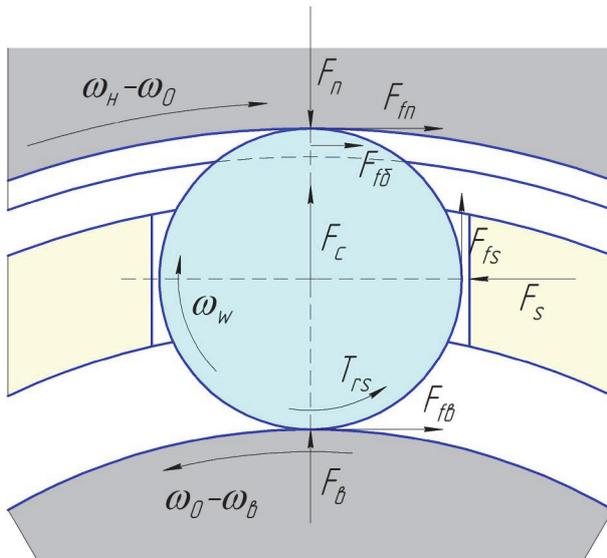


Рис. 2. Схема сил в контактах ролика в нагруженной зоне

ляются скоростями скольжения в контактах, которые в свою очередь определяются скоростью вращения ролика относительно собственной оси.

Третьим уравнением равновесия является уравнение моментов

$$\sum T(\varepsilon_w) \equiv (F_{fn} - F_{fb} - F_{fs}) D_{wp} / 2 + F_{fc} (D_{wp} - (D_{np} - D_{o1}) / 2) - T_{sc} - T_{kn} - T_{kb} = 0.$$

Здесь моменты сопротивления качению ролика определим по приближенным зависимостям $T_{kn} = f_k F_n$ и $T_{kb} = f_k F_b$, где f_k – коэффициент трения качения.

Разделив на радиус ролика, получим

$$\sum T(\varepsilon_w) \equiv F_{fn} - F_{fb} - F_{fs} + 2F_f (1 - (D_{np} - D_{o1}) / 2D_{wp}) - 2(T_{sc} + T_{kn} + T_{kb}) / D_{wp} = 0.$$

Полученное уравнение является функцией одной переменной ε_w . Его решение выполняется итерационным методом Ньютона. При этом производную функции заменяем отношением приращений функции и аргумента.

В результате получаем величину угловой скорости вращения ролика ω_w и усилие F_s – нагрузки в контакте ролика с перемычкой сепаратора.

Рассматривается также кинематика ролика в не нагруженной зоне.

Таким образом, в межвальном подшипнике все ролики являются “ведущими” по отношению к сепаратору. В то же время в подшипнике с вращающимся внутренним и не вращающимся наружным кольцами ролики в разгруженной зоне являются “тормозящими” и “толкаются” сепаратором. Это объясняет установленное эксперимен-

тально небольшое по величине скольжение сепаратора в межвальном подшипнике. Однако при этом наблюдается повышенное скольжение в контактах ролика с кольцами, что может привести к повышенному изнашиванию.

Расчёт сопротивления движению сепаратора в воздушно-масляной среде подшипника выполним по рекомендациям [7].

Температуру воздушно-масляной среды примем равной средней температуре подшипника

$$t_{см} = (t_в + t_n) / 2.$$

Масло в подшипнике не полностью заполняет весь свободный объем. В этой связи расчётное значение плотности воздушно-масляной среды рекомендуется в зависимости от объемной доли смазки $O_{дсм}$ в полости подшипника по формуле

$$\gamma_{cp} = \gamma_{см} O_{дсм}^2 / (0,4 + 0,6 \cdot O_{дсм}).$$

Характер движения сепаратора в воздушно-масляной среде определяется числом Рейнольдса, которое в данном случае вычисляется по формуле

$$Re = R_c^2 \omega_s / \nu.$$

Момент сопротивления движению сепаратора в воздушно – масляной среде рекомендуется определять по формуле:

$$T_{ts} = C_n \gamma_{cp} \omega_s^2 (R_c^5 - r_c^5 + 2,5 B_s (R_c^4 + r_c^4)).$$

Здесь: R_c и r_c – радиусы боковой поверхности сепаратора, характеризующего сопротивление вращению его в масляной среде; B_s – ширина наружной поверхности сепаратора; C_n – коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса.

Как показано выше, усилия взаимодействия роликов с перемычками сепаратора являются “ведущими”, обеспечивающими вращение сепаратора. Величина момента сил взаимодействия роликов с перемычками сепаратора определится по формуле

$$T_s = \sum_{i=1}^z (F_s(i) (D_{np} - D_{wp}) / 2 - F_{fs} D_{wp} / 2).$$

Кроме того “ведущим” для сепаратора межвального подшипник является момент от силы трения сепаратора в контакте с центрирующими поясками вращающегося наружного кольца. Его величина определяется по формуле:

$$T_{sб} = f F_{RS} D_{s1}.$$

Здесь F_{RS} – усилия прижатия сепаратора и f – коэффициент трения в контакте, определяемые, как показано ранее.

Сопротивление вращению сепаратора межвального подшипника будет только от момента трения T_{ts} от перемешивания воздушно-масляной среды в полости подшипника.

Величины всех моментов T_S , $T_{s\bar{o}}$ и T_{RS} зависят от угловой скорости вращения сепаратора.

Величину угловой скорости сепаратора в свою очередь можно определить по формуле

$$\omega_0 = \omega_{00} (1 - \varepsilon_0).$$

Здесь ε_0 – коэффициент скольжения а ω_{00} – теоретическое (при отсутствии скольжения) значение угловой скорости вращения сепаратора, величина которого определяется по известной формуле

$$\omega_{00} = (d_{ep} \omega_{\varepsilon} + D_{np} \omega_n) / (2(D_{np} - D_{wp})).$$

Принимаем условие $\omega_0 \leq \omega_n$. Тогда с использованием выражений для ω_0 и ω_{00} получим

$$\varepsilon_0 \geq \frac{(\omega_{\varepsilon} - \omega_n)(1 - D_{wp}/D_{np})}{2\omega_{00}}.$$

Условие равновесия при равномерном вращении сепаратора будет иметь вид:

$$\Phi(\varepsilon_0) \equiv T_S + T_{s\bar{o}} - T_{RS} = 0.$$

Получено уравнение являющееся функцией одной переменной ε_0 . Его решение выполняется итерационным методом Ньютона. При этом производную функции заменяем отношением приращений функции и аргумента.

В результате получаем величину угловой скорости вращения сепаратора ω_0 , величину скольжения ε_0 и усилие и температуры в контактах роликов с кольцами и сепаратором.

Исследование проскальзывания выполним для межвального подшипника 55-2672919P5 изделия “99В”.

При расчетах скольжения сепаратора принята минимальная радиальная нагрузка $F_r = 50 \text{ Н}$. Перекос колец принят равным нулю. Скорости вращения колец приняты соответствующими режимам работы подшипника в двигателе.

Температура наружного кольца принята равной 43°C , внутреннего – $47,3^\circ\text{C}$. Монтажный радиальный зазор в подшипнике принят равным

$g = 0,043 \text{ мм}$. На рис. 3 и 4 приведены зависимости скольжения сепаратора от разности частот вращения наружного и внутреннего колец (скольжения роторов) при постоянной частоте вращения наружного или внутреннего колец.

При этом постоянная частота вращения наружного кольца (рис. 3) принята равной $n_n = 13067 \text{ об/мин}$, а частота вращения внутреннего кольца (рис. 4) соответственно – $n_{\varepsilon} = 8152 \text{ об/мин}$.

Зависимость на рис. 3 показывает, что скольжение сепаратора увеличивается с увеличением скольжения роторов. Эта зависимость монотонная, так как при постоянной частоте вращения наружного кольца с увеличением частоты вращения внутреннего кольца уменьшается не только скольжение роторов, но и рабочее значение радиального зазора вследствие центробежного расширения внутреннего кольца.

Зависимость на рис. 4 не монотонная. При постоянной частоте вращения внутреннего кольца с увеличением частоты вращения наружного кольца увеличивается рабочее значение радиального зазора от центробежного расширения наружного кольца. Вследствие этого уменьшается число роликов в зоне нагружения, что должно привести к отставанию сепаратора, т.е. к увеличению проскальзывания. Одновременно увеличивается скольжение роторов. Для случая, когда скорость вращения наружного кольца больше скорости вращения внутреннего, это может, как показали результаты эксперимента, привести к увеличению скорости вращения сепаратора.

Следовательно, уменьшается скольжение (увеличивается отрицательное значение проскальзывания).

Таким образом, зависимость скольжения сепаратора от частоты вращения наружного кольца имеет сложный характер.

На рис. 5 приведена зависимость скольжения сепаратора от одно-временного увеличения частот вращения внутреннего и наружного колец при постоянной разности скоростей.



Рис. 3. Зависимость проскальзывания от скольжения роторов при $n_n = 13067 \text{ об/мин}$



Рис. 4. Зависимость проскальзывания от скольжения роторов при $n_g = 8152$ об/мин

Результаты расчётов показывают, что скольжение сепаратора зависит как от величины скольжения роторов, но и от величин скоростей вращения колец.

На рис. 6 приведена зависимость скольжения сепаратора от радиальной нагрузки при температуре наружного кольца 33°C и частотах вращения колец: $n_g = 5180$ об/мин и $n_n = 11313$ об/мин. Результаты расчётов показывают известное уменьшение скольжения сепаратора с увеличением радиальной нагрузки на подшипник.

На рис. 7 приведены результаты испытаний подшипника 55-2672919P5 при различных значениях радиального зазора при смазке маслом ИПМ – 10 [8]. Величины проскальзывания сепаратора приведены в зависимости от частоты вращения наружного кольца. При этом частоты вращения внутреннего кольца соответствовали режимам работы подшипника в изделии.

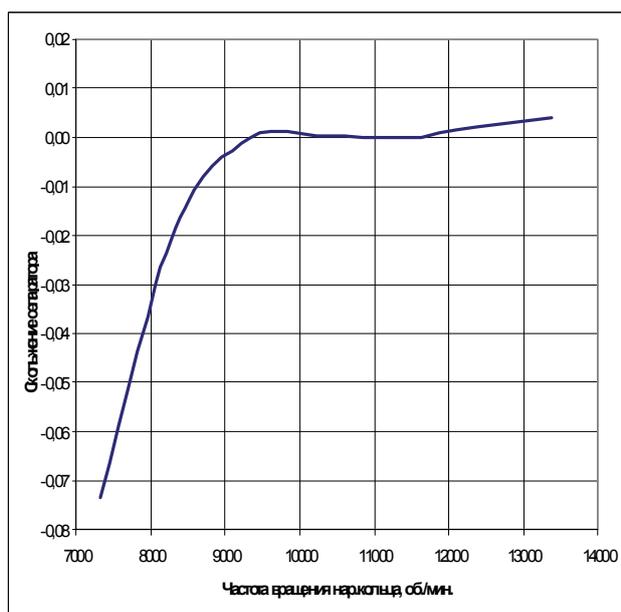


Рис. 5. Зависимость проскальзывания от частоты вращения наружного кольца при $n_n - n_g = 4300$ об/мин

Получено уменьшение проскальзывания с выходом оборотов колец на режим полного газа. Это противоречит общепринятым представлениям об увеличении проскальзывания с увеличением частоты вращения подшипника. Однако по нашему мнению в межвалльных подшипниках проскальзывание зависит не от абсолютных значений скоростей вращения внутреннего и наружного колец, а от разности их скоростей (от “скольжения роторов”).

Экспериментальные зависимости проскальзывания в подшипнике от разности скоростей вращения колец при нагрузке $F_r = 50$ Н и различных значениях радиального зазора приведены на рис. 8. Видно увеличение проскальзывания с увеличением “скольжения роторов”.

Приведенные результаты экспериментов показали, что на всех режимах испытаний частота вращения сепаратора была выше эциклической, рассчитанной без учета сил трения в контакт-

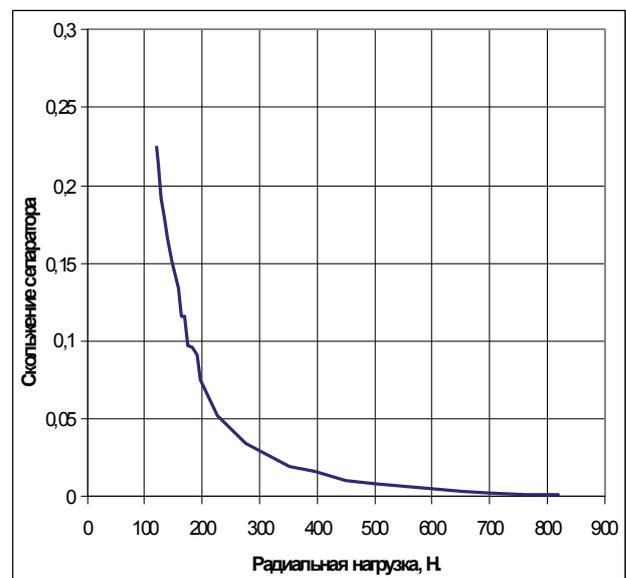


Рис. 6. Зависимость скольжения сепаратора от радиальной нагрузки

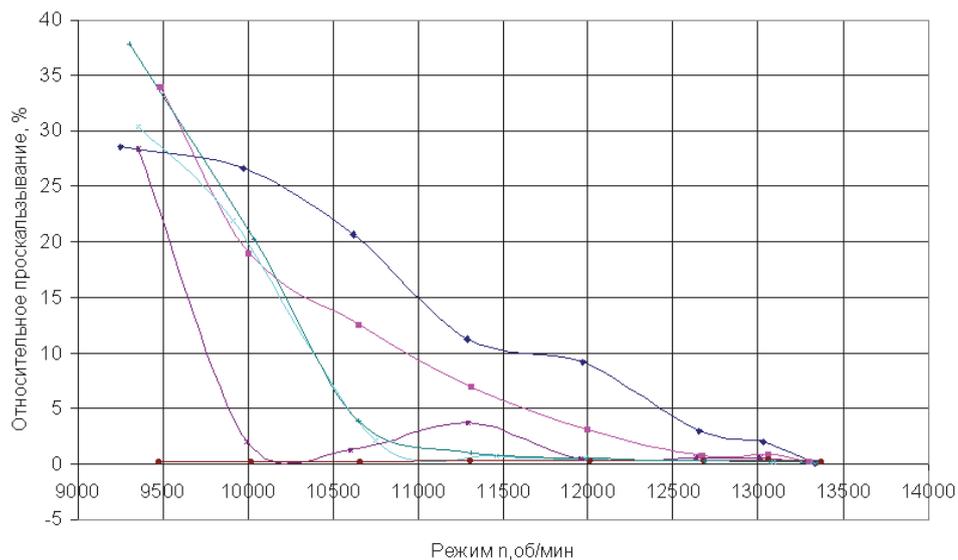


Рис. 7. Зависимость проскальзывания комплекта роликов в подшипнике при $F = 50$ Н от частоты вращения и величины радиального зазора

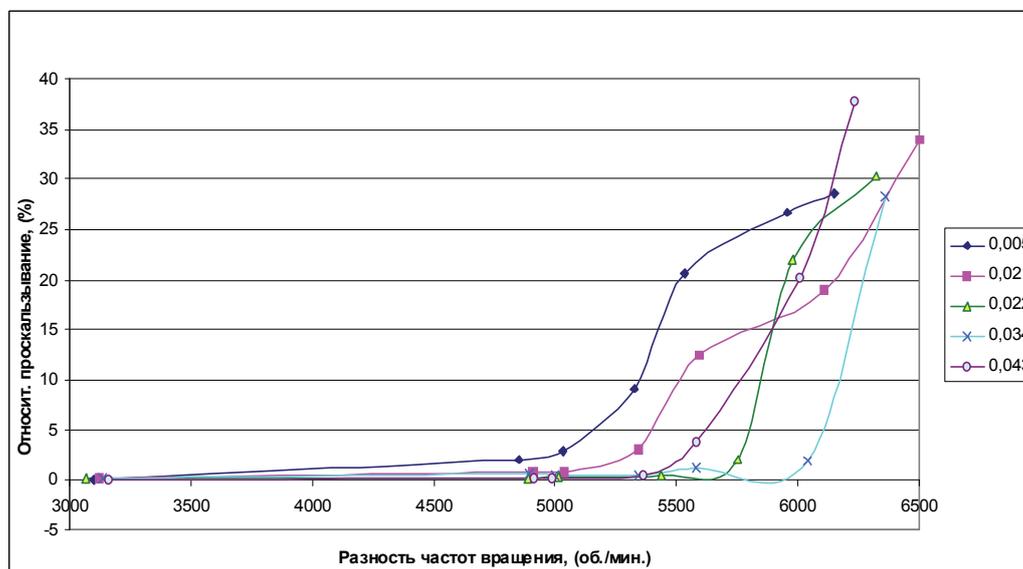


Рис. 8. Зависимость проскальзывания комплекта роликов от разности частот вращения колец при различных значениях радиального зазора

тах и сопротивления вращению сепаратора.

На рис. 9 приведены результаты расчёта проскальзывания сепаратора на режимах испытаний при радиальном зазоре в сборе $0,043$ мм и радиальной нагрузке 50 Н.

При выполнении расчётов температуры смазки принимались по экспериментальным данным. Для сравнения там же приведены экспериментальные значения проскальзывания комплекта роликов. Результаты расчётов имеют удовлетворительное соответствие с экспериментальными в связи с многофакторностью зависимости проскальзывания: от радиальной нагрузки, радиального зазора, как от скоростей вращения колец, так и от “скольжения” роторов, температуры не только наружного, но и внутреннего колец, температуры смазки, ее свойств, объема и способа подачи в подшипник и другое.

К сожалению, многие факторы сложно оценить и учесть в расчётах.

Вместе с тем результаты экспериментов и теоретических расчётов позволяют сделать некоторые выводы о работоспособности межвалльных подшипников.

Прежде всего, установлено, что термин “проскальзывание” для межвалльных подшипников является условным, так как скорость вращения сепаратора оказывается не ниже, а выше теоретической (эпициклической). Это объясняется тем, что в межвалльном подшипнике большинство роликов (даже в разгруженной зоне) являются “ведущими” так как прижимаются значительными по величине центробежными силами к вращающемуся наружному кольцу. Теоретический анализ показывает, что вследствие этого скольжение роликов относительно наружного кольца мини-

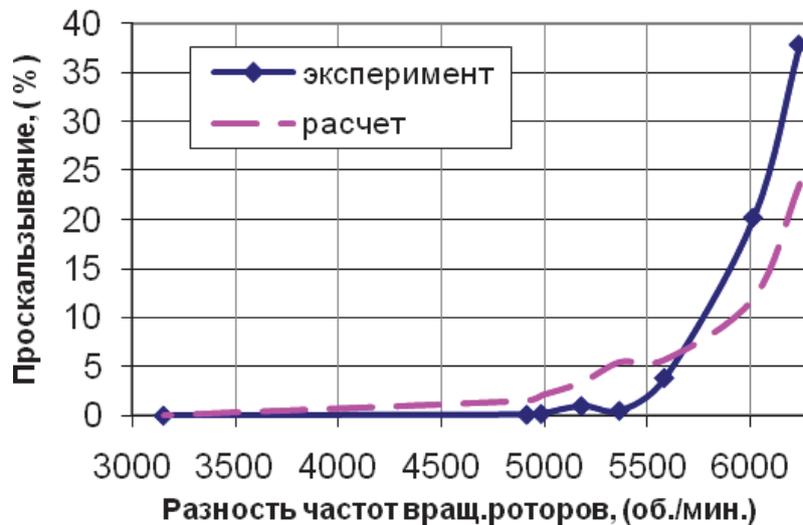


Рис. 9. Зависимость проскальзывания комплекта роликов от разности частот вращения колец при $g = 43 \text{ мкм}$ и $F_r = 50 \text{ Н}$

мально и близко к нулю. В то же время наблюдается значительное по величине скольжение роликов относительно внутреннего кольца.

Это говорит о высокой теплонапряженности в контактах роликов с внутренним кольцом и, как следствие, возможности значительного изнашивания и заедания.

Уменьшение скольжения сепаратора и изнашивания на внутреннем кольце может быть обеспечено не только подбором оптимальной величины радиального зазора, но и предварительным нагревом масла, подаваемого в подшипник.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. М.: Наука, 1986. С.51-68.
2. Акифьев В.И. Разработка методики расчета роликовых подшипников опор ГТД с учетом проскальзывания:

Дисс. ... канд. техн. наук. Самара, Самарск. гос. аэрокосм. ун-т, 1998. 165 с., ил.

3. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н., Макаrchук В.В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.: ил.
4. Макаrchук В.В. Разработка методов расчета и проектирования высокоскоростных межвальных роликовых подшипников: дисс. ... канд. техн. наук. Самара, Самарск. гос. аэрокосм. ун-т, 2009. 165 с.
5. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М: Машиностроение, 1997. 526 с.: ил.
6. Жильников Е.П., Самсонов В.Н. Трение и изнашивание в узлах авиационной техники: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 144 с.: ил.
7. Силаев Б.М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах: монография. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. 264 с.
8. Исследование проскальзывания межвального подшипника 55 -2672919P5 изделия 99В: Технический отчет / Руковод.: Г.М. Косинов, Н.И. Петров/ ЦИАМ Москва, 2002. 18 с.

CALCULATION OF SKIDDING IN INTERSHAFT ROLLER BEARINGS OF GAS TURBINE ENGINES

© 2014 V.V. Makarchuk¹, E.P. Zhilnikov²

¹JSC ZAP (Aviation Bearing Plant), Samara

²Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University)

The study provides methods and results of calculations of sliding in high-speed intershaft roller bearings. It presents comparison of results of experimental research of skidding of roller bearings at a test bench, imitating operating conditions of rolling bearings in supports of aircraft gas turbine engines with calculations based on the computer model of an intershaft roller bearing.

Key words: Roller bearing, sliding, wear

Vladimir Makarchuk, Candidate of Technical Science, the Chief Executive of Special Bearings Division.

Evgeniy Zhilnikov, Candidate of Technical Science, Professor at the Design Basics machines Department.

E-mail: okm@ssau.ru