

УДК 621.431.75+621.82

РАСЧЁТ СКОЛЬЖЕНИЯ В МЕЖВАЛЬНЫХ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ ГТД

© 2012 В. В. Макаrchук¹, Е. П. Жильников²¹ОАО «Завод авиационных подшипников», г. Самара²Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

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.

Подшипники роликовые, скольжение, изнашивание.

Проскальзывание комплекта тел качения и связанные с ним дефекты рабочих поверхностей являются наиболее распространённой причиной потери работоспособности межвальных подшипников авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) [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 учёта шероховатости поверхностей. Вместе с тем подшипники авиационных двигателей работают, как правило, в условиях, когда наблюдается неполное 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.

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 условиях изменяется в зависимости от посадочных натягов колец, температурного, а также центробежного расширения колец подшипника и деталей подшипникового узла.

Увеличение наружного диаметра центрирующей поверхности сепаратора определяется температурным расширением и центробежным расширением вращающегося сепаратора. Тогда зазор «плавления» сепаратора g_{nl} 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 комбинированных 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:

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

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

Безразмерные параметры в приведенных формулах определяются соотношениями:

$$P_S = m_0 U_{\Sigma} / (E_{np} R_{np}); \quad P_U = a E_{np};$$

$$P_N = E_{np} R_{np} \Delta l / F_m(i); \quad P_T = m_0 b / I_c.$$

Здесь $m_0 = m_0(t_c)$ - динамическая вязкость смазки; $a = a(t_c)$ - пьезокоэффициент вязкости смазки; $I_c = I_c(t_c)$ - коэффициент теплопроводности смазки; b - коэффициент зависимости вязкости от температуры; E_{np} - приведённый 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, определится критерием, предложенным Т. Тальяном:

$$I = h_0 / \sqrt{R_{av}^2 + R_{a1}^2}.$$

Здесь R_{av} - среднее арифметическое отклонение микронеровностей поверхности ролика. В качестве R_{a1} принимается среднее арифметическое отклонение микронеровностей поверхности

беговой дорожки внутреннего $R_{ав}$ или наружного $R_{ан}$ колец, соответственно.

С использованием критерия I относительная площадь металлического контакта микронеровностей вычисляется по формуле [3]:

$$h = 0,25 - \Phi(I)/2.$$

Здесь $\Phi(I)$ - интеграл вероятности.

Коэффициент трения в контакте с учётом металлического контакта определим суммой

$$f = f_{мет} h + f_{см} (1-h).$$

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

Коэффициент трения, определяемый сдвигом смазочного слоя, рассчитывается по соотношению:

$$f_{см} = W \Delta l / F_m(i).$$

Здесь W - сила трения, отнесённая к единице длины линии контакта и определяемая по формуле:

$$W = 2 m_0 U_S J / h_0 \pm p_0 h_0.$$

Выражение для интеграла J имеет вид

$$J = b_m \Phi(x_a) \exp(a p_0) \sqrt{p/a p_0},$$

где $\Phi(x_a)$ - интеграл вероятности, в котором предел интегрирования определяется по формуле:

$$x_a = \sqrt{2 a p_0}.$$

При расчётах для контакта с внутренним кольцом принимаем $p_0 = s_{в}(i)$, для контакта с наружным кольцом - $p_0 = s_{н}(i)$.

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

В приведённых расчётах вязкость смазки зависит 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 Бло-

ка определяется приращение температуры в зоне трения:

$$\Delta t = 0,83 f (F_m(i) / \Delta l) U_S / (\sqrt{b_m(i)} \times (\sqrt{I_n g_n c_n V_n} + \sqrt{I_w g_w c_w V_w}))$$

Здесь I_n и I_w - коэффициенты теплопроводности; g_n и g_w - плотность; c_n и c_w - удельная теплоёмкость материалов колец подшипника и роликов, соответственно; V_n и V_w - скорости поверхностей беговых дорожек колец и роликов; U_S 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 расчёте сил трения в контакте торца ролика с направляющим бортиком наружного кольца учитываем, что между торцами ролика и направляющего бортика предусмотрен зазор Δ_{δ} . Величина зазора $\Delta_{\delta p}$ в рабочих условиях определяется с учётом температурного расширения.

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

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

При вращении ролика касательные напряжения в слое смазки определяются по формуле Ньютона:

$$t = m_0 V_{s\delta} / h_{\delta},$$

где $V_{s\delta}$ - скорость скольжения.

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

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

Усилие взаимодействия роликов с перемычкой сепаратора определяется суммой

$$F_S(i) = \pm F_{fe} \pm F_{fn} \pm 2F_{f\delta}.$$

Здесь F_{fe} , F_{fn} и $F_{f\delta}$ - силы трения в контактах ролика с внутренним и наружным 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, равной 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:

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

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

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 обратном движении (при остановленном сепараторе) определяются по формулам:

$$V_e = d_{ep} (w_0 - w_e)/2 \text{ - для внутреннего кольца;}$$

$$V_n = D_{np} (w_n - w_0)/2 \text{ - для наружного кольца.}$$

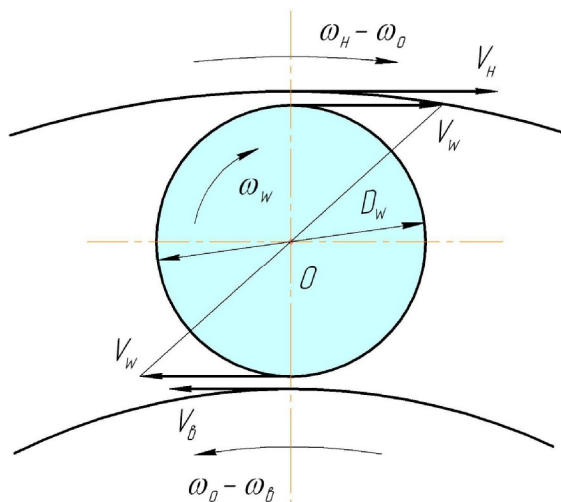


Рис. 1. Схема скоростей поверхностей межвального подшипника

Ведущим в межвальном подшипнике является наружное кольцо. В этой

связи поверхность ролика будет иметь проскальзывание некоторой величины относительно кольца. Тогда принимаем $V_w = V_n(1 - e_w)$, где e_w - относительная величина проскальзывания ролика в контакте с наружным кольцом. При этом угловая скорость вращения ролика относительно собственной оси будет равна $w_w = 2V_w/D_{wp}$.

Скорости скольжения ролика в контактах с кольцами будут равны:

$$V_{se} = V_w - V_e \text{ - для внутреннего кольца;}$$

$$V_{sn} = V_n - V_w \text{ - для наружного кольца.}$$

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.

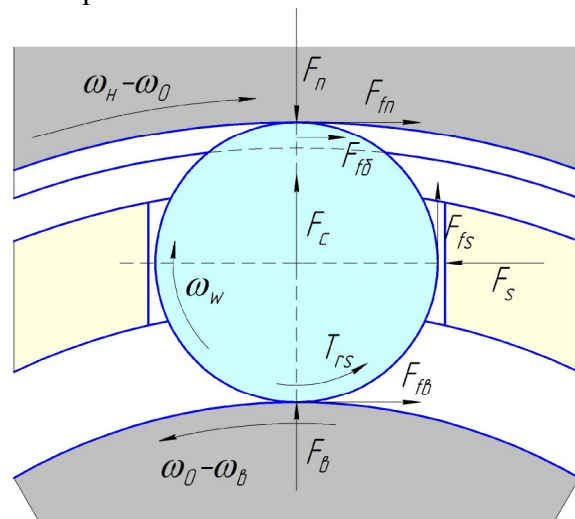


Рис. 2. Схема сил в контактах ролика в нагруженной зоне

Условие равновесия сил в радиальном направлении определяется выражением:

$$F_n = F_e + F_{fs} + F_c.$$

Здесь F_e , 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 $F_{f\sigma}$ и F_{fs} определяются, как показано ранее. Центробежная сила ролика определяется по формуле:

$$F_c = m_w (D_{np} - D_{wp}) w_0^2 / 2.$$

Как показано ранее, все силы трения определяются скоростями скольжения в контактах, которые, в свою очередь, определяются скоростью вращения ролика относительно собственной оси.

Третьим уравнением равновесия является уравнение моментов:

$$\sum T(\epsilon_w) \equiv (F_{fn} - F_{f\sigma} - F_{fs}) D_{wp} / 2 + F_{f\sigma} (D_{wp} - (D_{np} - D_{\sigma 1}) / 2) - T_{sc} - T_{kn} - T_{kb} = 0.$$

Здесь моменты сопротивления качению ролика определим по приближённым зависимостям: $T_{kn} = f_k F_n$ и $T_{kb} = f_k F_g$, где f_k - коэффициент трения качения.

Разделив на радиус ролика, получим

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

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 w_w и усилие F_s - нагрузки в контакте ролика с перемычкой сепаратора.

Рассматривается также кинематика ролика в ненагруженной 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 наруж-

ным кольцами ролики в разгруженной зоне являются «тормозящими» и «толкаются» сепаратором. Это объясняет установленное экспериментально 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

$$t_{см} = (t_g + t_n) / 2.$$

Масло в подшипнике не полностью заполняет весь свободный объём. В этой связи расчётное значение плотности воздушно–масляной среды рекомендуется в зависимости от объёмной 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:

$$Re = R_c^2 w_s / \eta.$$

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

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

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 подшипника является момент от силы трения сепаратора в контакте с центрирующими поясками вращающегося наружного кольца. Его величина определяется по формуле:

$$T_{sб} = fF_{RS}D_{s1}.$$

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

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

Величины всех моментов T_S , $T_{sб}$ и T_{RS} зависят от угловой скорости вращения сепаратора.

Величину угловой скорости сепаратора, в свою очередь, можно определить по формуле:

$$\omega_0 = \omega_{00}(1 - \epsilon_0).$$

Здесь ϵ_0 - коэффициент скольжения; W_{00} - теоретическое (при отсутствии скольжения) значение угловой скорости вращения сепаратора, величина которого определяется по известной формуле:

$$W_{00} = (d_{ep} w_{\epsilon} + D_{np} w_n) / (2(D_{np} - D_{wp})).$$

Принимаем условие $W_0 \leq W_n$. Тогда с использованием выражений для W_0 и W_{00} получим

$$\epsilon_0 \geq \frac{(w_{\epsilon} - w_n)(1 - D_{wp}/D_{np})}{2W_{00}}.$$

Условие равновесия при равномерном вращении сепаратора будет иметь вид

$$\Phi(\epsilon_0) \equiv T_S + T_{sб} - T_{RS} = 0.$$

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 W_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 расчётах скольжения сепаратора принята минимальная радиальная нагрузка $F_r = 50$ 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 $g = 0,043$ 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 $n_n = 13067$ об/мин, а частота вращения внутреннего кольца (рис.4) соответственно - $n_{\epsilon} = 8152$ об/мин.



Рис.3. Зависимость проскальзывания от скольжения роторов при $n_n = 13067$ 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).



Рис. 4. Зависимость проскальзывания от скольжения роторов при $n_6 = 8152$ об./мин.

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

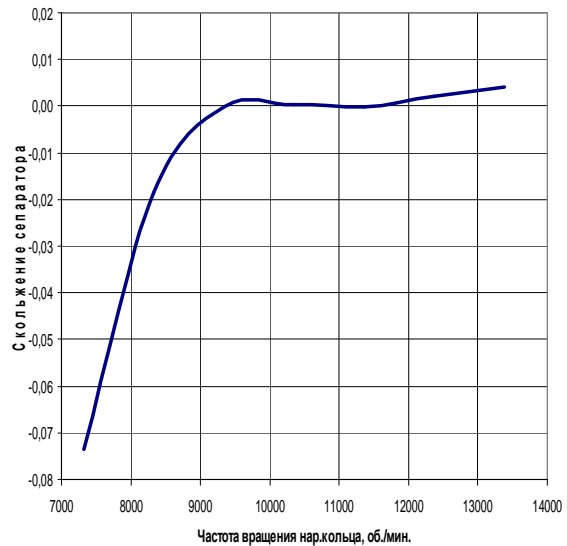


Рис. 5. Зависимость проскальзывания от частоты вращения наружного кольца при $n_n - n_6 = 4300$ об./мин

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

Результаты расчётов показывают, что скольжение сепаратора зависит как от величины скольжения роторов, так 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: $n_6 = 5180$ об./мин и $n_n = 11313$ об./мин. Результаты расчётов показывают известное уменьшение скольжения сепаратора с увеличением радиальной нагрузки на подшипник.

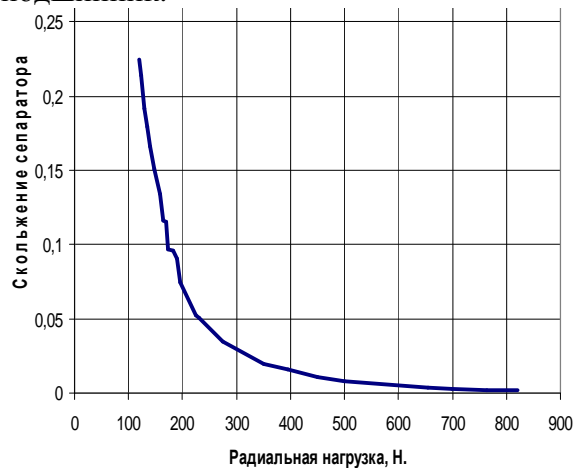


Рис. 6. Зависимость скольжения сепаратора от радиальной нагрузки

На рисунке 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.

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 межвальных подшипниках проскальзывание зависит не от аб-

солютных 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».

Приведённые результаты экспериментов показали, что на всех режимах испытаний частота вращения сепаратора была выше эпициклической, рассчитанной без учёта сил трения в контактах и сопротивления вращению сепаратора.

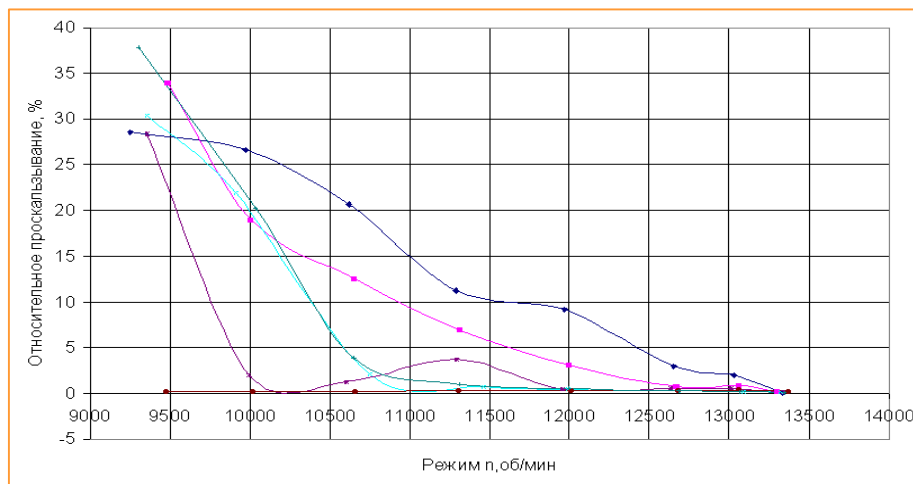


Рис.7. Зависимость проскальзывания комплекта роликов в подшипнике при $F_r=50$ Н от частоты вращения и величины радиального зазора

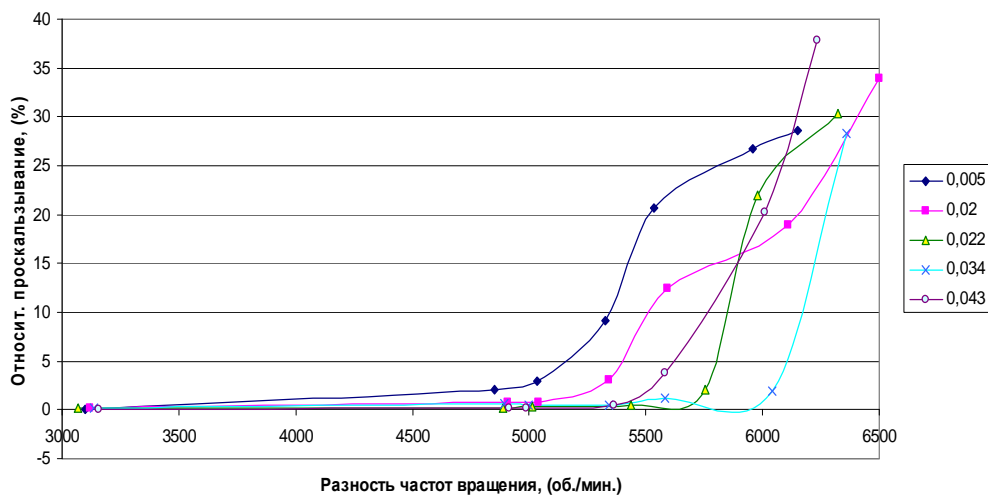


Рис.8. Зависимость проскальзывания комплекта роликов от разности частот вращения колец при различных значениях радиального зазора

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, её свойств, объёма и способа подачи в подшипник и другое.

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

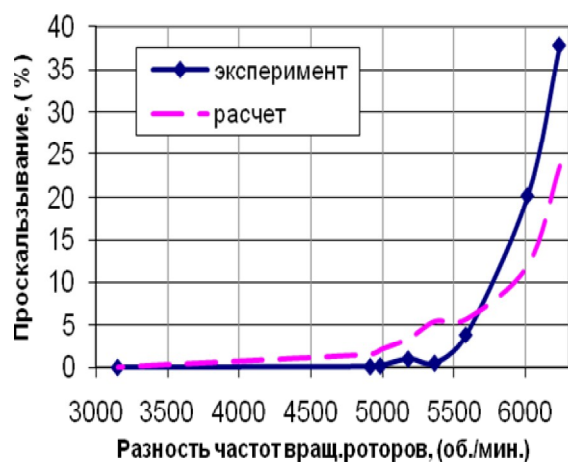


Рис. 9. Зависимость проскальзывания комплекта роликов от разности частот вращения колец при $g = 43$ мкм и $F_r = 50$ Н

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

Прежде всего, установлено, что термин «проскальзывание» для межвальных подшипников является условным, так как скорость вращения сепаратора оказывается не ниже, а выше теоретической (эпиклической). Это объясняется тем, что в

межвальном 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 минимально 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.

Библиографический список

1. Кузнецов, Н. Д. Обеспечение надёжности современных авиадвигателей [Текст] / Н. Д. Кузнецов // Проблемы надёжности и ресурса в машиностроении. – М.: Наука, 1986. – С. 51-68.
2. Акифьев, В. И. Разработка методики расчёта роликовых подшипников опор ГТД с учётом проскальзывания [Текст]: диссертация на соискание учёной степени канд. техн. наук. – Самара, Самарск. гос. аэрокосм. ун-т, 1998. – 165 с.
3. Балякин, В. Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД [Текст] / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, В. Н. Самсонов, В. В. Макаручук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.
4. Макаручук, В. В. Разработка методов расчёта и проектирования высокоскоростных межвальных роликовых подшипников [Текст]: диссертация на соискание учёной степени канд. техн. наук. – Самара, Самарск. гос. аэрокосм. ун-т, 2009. – 165 с.

5. Крагельский, И. В. Основы расчётов на трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М: Машиностроение, 1997. – 526 с.

6. Жильников, Е. П. Трение и изнашивание в узлах авиационной техники [Текст]: учеб. пособие/ Е. П. Жильников, В. Н. Самсонов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 144 с.

7. Силаев, Б. М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах [Текст]: монография / Б. М. Силаев. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 264 с.

8. Исследование проскальзывания межвального подшипника 55 -2672919P5 изделия 99В: Технический отчёт / Руковод.: Г. М. Косинов, Н. И. Петров / ЦИАМ – Москва , 2002г. – 18 с.

CALCULATION OF SKIDDING IN INTERSHAFT ROLLER BEARINGS OF GAS TURBINE ENGINES

© 2012 V. V. Makarchuk¹, E. P. Zhilnikov²

¹Aviation Bearing Plant, Samara, Russia

²Samara State Aerospace University

named after academician S. P. Korolyov (National Research University)

The paper describes methods and results of calculations of sliding in high-speed intershaft roller bearings. It presents the comparison of the results of experimental research in skidding of roller bearings on 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.

Roller bearing, sliding, wear.

Информация об авторах

Макарчук Владимир Владимирович, кандидат технических наук, исполнительный директор дивизиона специальных подшипников, ОАО «Завод авиационных подшипников». Область научных интересов: авиационные подшипники.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) Область научных интересов: авиационные подшипники.

Makarchuk Vladimir Vladimirovich, candidate of technical science, chief executive of Special Bearings Division, Aviation Bearing Plant. Area of research: aircraft, bearings.

Zhilnikov Evgeniy Petrovich, candidate of technical science, professor, the department of machine design basics, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: aircraft bearings.