

Методика выбора радиального зазора межвального подшипника для устранения дефекта типа «проскальзывание»

Лаврентьев Ю.Л.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

e-mail: yllavrentev@ciam.ru

Выбор величины радиального зазора, при котором подшипник может работать без дефектов, зависит от частоты вращения колец, их температуры и нагрузок, действующих на подшипник. Правильный выбор радиального зазора особенно важен для межвальных подшипников, в которых вращаются и внутреннее, и наружное кольца. В статье рассмотрено изменение радиального зазора межвального подшипника для трех разных условий применения: при более быстром вращении наружного кольца, при более быстром вращении внутреннего кольца и при неподвижном наружном кольце. Показано, что в зависимости от условий работы радиальный зазор в каждом случае должен быть выбран разным. Рассмотрено распределение нагрузки по телам качения в зависимости от величины радиального зазора при разных радиальных нагрузках. На основании анализа сформирована методика выбора начального радиального зазора в межвальном подшипнике с учетом условий его эксплуатации с целью устранения дефекта типа «проскальзывание».

Ключевые слова: подшипник, межвальный подшипник, радиальный зазор, проскальзывание

Method of selecting intershaft bearing's radial clearance to eliminate a slip-type defect

Lavrentev Yu.L.

CIAM, Moscow

The choice of radial clearance at which the bearing can operate without defects depends on rotational speed of rings, their temperature and values of loads acting on the bearing. The correct choice of radial clearance is especially important for intershaft bearings, in which both inner and outer rings rotate. The article examines variation in radial clearance of an intershaft bearing for three different operating conditions: when the outer ring rotates more rapidly, when the inner ring rotates more rapidly, and when the outer ring is stationary. It is shown that the radial clearance should be selected differently in each case depending on operating conditions. Load distribution over rolling elements, which depends on value of radial clearance at different radial loads, is considered. Based on the analysis, a method of selecting initial radial clearance in an intershaft bearing was formed, which considers its operating conditions in order to eliminate a defect of the “slip” type.

Keywords: bearing, shaft bearing, radial clearance, slip defect

Введение

В ряде отечественных и зарубежных авиационных турбореактивных двухконтурных двигателей используются межвальные и межроторные подшипники, в которых вращаются и внутреннее, и наружное кольца. Межроторные подшипники испытывают нагрузки, соизмеримые

с нагрузками на подшипники других опор. Основное назначение межвальных подшипников – разделить между собой длинные валы высокого и низкого давления. На межвальные подшипники действует, как правило, незначительная радиальная нагрузка. Разрушение межвальных и межроторных подшипников приводит к довольно частому съему двигателей с крыла.

Обеспечению надежности межвальных и межроторных подшипников посвящены некоторые отечественные [1–8] и зарубежные [9; 10] работы.

Одной из проблем для межвальных и межроторных подшипников является неравномерный нагрев внутреннего и наружного колец [9]. Особенно опасным является расположение подшипника вблизи горячей зоны двигателя, приводящее к его значительному нагреву в процессе эксплуатации. На многорегимных двигателях при выполнении маневров частоты вращения роторов изменяются неравномерно, что также приводит к разному нагреву колец подшипников. Охлаждение межвальных подшипников осложнено тем, что оба вала вращаются, вследствие чего подвод охлаждающего масла возможен только через относительно длинные маслопроводы, размещенные внутри валов.

Дефект межроторных и межвальных подшипников сложно отследить на ранней стадии его развития, так как вращаются оба кольца и датчики вибраций можно установить только на статорной части двигателя. В связи с этим дефект диагностируется только на поздней стадии при наличии значительных разрушений подшипника по сигналу магнитного стружкоанализатора.

Работа межвального подшипника осложнена тем, что на него действует малая радиальная нагрузка. При небольших нагрузках подшипник имеет малую зону нагружения роликов. В таких условиях может возникнуть потеря контакта роликов с дорожками качения, повторный заход ролика в зону нагружения происходит со значительным ускорением, что приводит к скольжению (рис. 1) и большому тепловыделению в процессе трения. Этот процесс может сопровождаться адгезионным износом материала дорожек качения с вырыванием

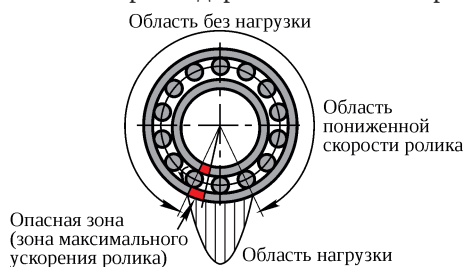


Рис. 1. Область начала образования дефекта

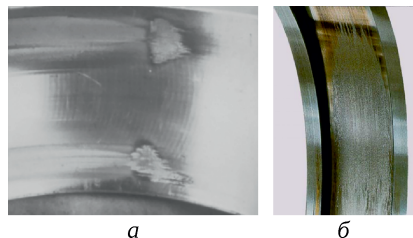


Рис. 2. Адгезионный износ подшипников (smearing):
 а – на наружной дорожке качения сферического роликового подшипника (видны следы на входе в зону нагружения) [11];
 б – на дорожке качения роликового подшипника [12]

с их поверхности частиц и дальнейшим увеличением шероховатости дорожек. При большой шероховатости толщины масляного слоя не хватает для разделения контактирующих поверхностей, ролики начинают контактировать с грубой поверхностью дорожек качения, что приводит к быстрому развитию дефекта. При таком контакте происходит нагрев контактирующих поверхностей, что может привести к повторной закалке материала, возникновению локальных концентраторов напряжений, повышающих риск образования поперечных трещин колец [11].

Примеры адгезионного износа показаны на рис. 2, в англоязычной литературе этот процесс носит название smearing (дословный перевод «размывание») и подробно описан в [11; 12]. Как отмечено в [13], процесс адгезионного износа особо опасен в случаях, когда «нагрузка, действующая на каждое тело от приложенных нагрузок, мала относительно центробежных сил», что актуально для межвальных подшипников со спутным вращением колец и высокой частотой вращения сепаратора.

Согласно [14], при вероятности возникновения адгезионного износа рекомендуется использовать подшипники с повышенной твердостью дорожек качения, а также гибридные подшипники с керамическими телами качения, обладающими малой плотностью и высокой твердостью. К более традиционным методам устранения дефекта относятся использование подшипников меньших размеров, увеличение радиальной нагрузки, действующей на подшипник, и уменьшение радиального зазора в подшипнике.

Величину минимально необходимой нагрузки для исключения проскальзывания можно определить согласно [14]. Однако предложенная методика рассчитана на подшипники с нормальным радиальным зазором и не учитывает особенности работы межвального подшипника. В статье предложен подход к выбору начального радиального зазора в подшипнике с целью устранения дефекта типа «проскальзывание» (адгезионный износ).

Расчет изменения радиального зазора в подшипнике

Величины радиальных зазоров подшипников общего применения приведены в ГОСТ 24810-2013 [15], авиационных подшипников – в ЕТУ 100 и ТУ 3900. Величина радиального зазора соответствует среднеарифметическому расстоянию в радиальном направлении, на которое одно из колец может быть смещено относительно другого из эксцентричного крайнего положения в диаметрально противоположное крайнее положение при различных угловых направлениях. Такой радиальный зазор назовем начальным ($P_{d \text{ нач}}$). После посадки внутреннего и наружного колец на вал и в корпус, при нали-

чий натяга по сопрягаемым поверхностям, внутренний зазор (назовем его сборочным) в подшипнике несколько уменьшается. На рабочем режиме под действием центробежных сил на кольца и тела качения радиальный зазор снова изменяется. Нагрев колец и роликов также приводит к изменению радиального зазора в подшипнике. Итоговый радиальный зазор в подшипнике на режиме эксплуатации назовем рабочим радиальным зазором. Факторы, влияющие на величину рабочего радиального зазора в подшипнике, представлены на рис. 3.

В обычных условиях эксплуатации указанные факторы, как правило, приводят к уменьшению радиального зазора в подшипнике. Однако в случае с межвальным подшипником, когда вращаются оба кольца и наружный вал может быть нагрет сильнее внутреннего, рабочий радиальный зазор может быть больше начального.

При посадке колец подшипника на вал и в корпус с натягом (I) происходит уменьшение радиального зазора ($\Delta P_{d\text{ пос}}$). Изменение размера внутреннего кольца подшипника ($\Delta_{\text{вн.к}}$) при посадке с натягом вычисляется как

$$\Delta_{\text{вн.к}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{D_1}{D} \right)^2 - 1 \right]} \times \frac{2I(D_1/D)^2}{\left\{ \left[\frac{\left(\frac{D_1}{D} \right)^2 + 1}{\left(\frac{D_1}{D} \right)^2 - 1} + \mu_1 \right] + \frac{E_1}{E_2} \left[\frac{\left(\frac{D}{D_2} \right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{D_2} \right)^2 - 1} - \mu_2 \right] \right\}}, \quad (1)$$

где D – диаметр посадочный, мм; E – модуль упругости, МПа; μ – коэффициент Пуассона; индексы 1 и 2 относятся к охватывающей и охватываемой деталям соответственно.

Изменение размеров наружного кольца ($\Delta_{\text{нар.к}}$):

$$\Delta_{\text{нар.к}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{D}{D_2} \right)^2 - 1 \right]} \times \frac{2I(D/D_2)^2}{\left\{ \left[\frac{\left(\frac{D}{D_2} \right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{D_2} \right)^2 - 1} + \mu_2 \right] + \frac{E_2}{E_1} \left[\frac{\left(\frac{D_1}{D} \right)^2 + 1}{\left(\frac{D_1}{D} \right)^2 - 1} - \mu_1 \right] \right\}}. \quad (2)$$

Изменение радиального зазора после монтажа подшипника на вал и в корпус определяется как

$$\Delta P_{d\text{ пос}} = -\Delta_{\text{вн.к}} - \Delta_{\text{нар.к}}. \quad (3)$$

Увеличение размеров деталей за счет действия центробежных сил составляет [16]:

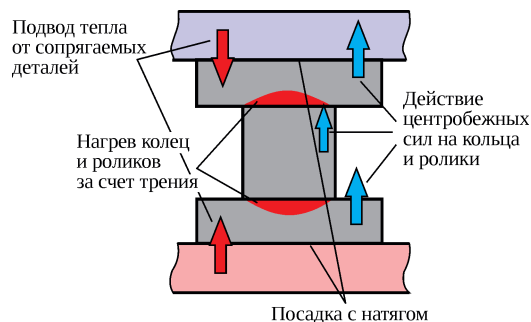


Рис. 3. Факторы, влияющие на величину рабочего радиального зазора в подшипнике

– для колец подшипника:

$$\Delta d_{\text{нар.к.цб, вн.к.цб}} = \frac{\rho \omega^2 d_{\text{вн}}^2 [(1-\mu)d_{\text{вн}}^2 + (3+\mu)d_{\text{нар}}^2]}{16E}; \quad (4)$$

– для тел качения:

$$\Delta d_{\text{тк.цб}} = \frac{\rho_{\text{тк}} \omega_{\text{сеп}}^2 d_{\text{тк}}^3 (1-\mu_{\text{тк}})}{32E_{\text{тк}}}, \quad (5)$$

где $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{нар}}$ – внутренний и наружный диаметры колец, мм; ω , $\omega_{\text{сеп}}$ – угловая скорость вращения вала и сепаратора, рад/с; ρ – плотность, кг/мм³; индекс «цб» – действие центробежных сил, «тк» – тела качения.

Изменение радиального зазора под действием центробежных сил:

$$\Delta P_{d\text{ цб}} = \Delta d_{\text{нар.к.цб}} - \Delta d_{\text{вн.к.цб}} - 2\Delta d_{\text{тк.цб}}. \quad (6)$$

Увеличение радиального зазора в подшипнике за счет нагрева [17]:

$$\Delta P_{dT} = \alpha_{\text{подш}} (d_{\text{конт.нар}} (T_{\text{нар.к}} - T_{\text{сб}}) - d_{\text{конт.вн}} (T_{\text{вн.к}} - T_{\text{сб}})) - 2\alpha_{\text{тк}} d_{\text{тк}} (T_{\text{тк}} - T_{\text{сб}}), \quad (7)$$

где температура тел качения $T_{\text{тк}} = (T_{\text{вн.к}} + T_{\text{нар.к}})/2$, °С; $d_{\text{конт.нар}}$, $d_{\text{конт.вн}}$ – диаметры контакта тел качения с дорожками качения наружного и внутреннего колец, мм; α – коэффициент линейного теплового расширения, °С⁻¹; $T_{\text{вн.к}}$, $T_{\text{нар.к}}$ – температура внутреннего и наружного колец подшипника; $T_{\text{сб}}$ – условия сборки ($T_{\text{сб}} = 20^\circ\text{C}$).

Если коэффициент теплового расширения деталей подшипника, вала и корпуса различается, то необходимо учесть изменение посадки за счет нагрева. Увеличение посадки подшипника (натяг положительный) в корпус ($\Delta_{\text{пос.корп}}$) и на вал ($\Delta_{\text{пос.вал}}$) составляет

$$\Delta_{\text{пос.корп}} = d_{\text{нар}} (\alpha_{\text{подш}} - \alpha_{\text{корп}}) (T_{\text{нар.к}} - T_{\text{сб}}); \quad (8)$$

$$\Delta_{\text{пос.вал}} = d_{\text{вн}} (\alpha_{\text{вал}} - \alpha_{\text{подш}}) (T_{\text{вн.к}} - T_{\text{сб}}). \quad (9)$$

Итоговый радиальный зазор в подшипнике на режиме:

$$P_d = P_{d\text{ нач}} + \Delta P_{d\text{ пос}} + \Delta P_{d\text{ цб}} + \Delta P_{dT}. \quad (10)$$

Расчет распределения нагрузки по телам качения

Расчет распределения нагрузки по телам качения проводится согласно [17; 18]. Приложенная к подшипнику радиальная нагрузка (F_r) равна сумме вертикальных компонент нагрузок по телам качения (Q_ψ):

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\pm\psi} Q_\psi \cos \psi \quad (11)$$

или

$$F_r = Q_{\max} \sum_{\psi=0}^{\pm\psi} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi, \quad (12)$$

где ψ – угол между телами качения, рад; n – показатель степени ($n = 3/2$ для шариковых и $n = 10/9$ для роликовых подшипников); ε – отношение проекции нагруженной зоны к диаметру дорожки качения внутреннего кольца; Q_{\max} – максимальная нагрузка в контакте наи-

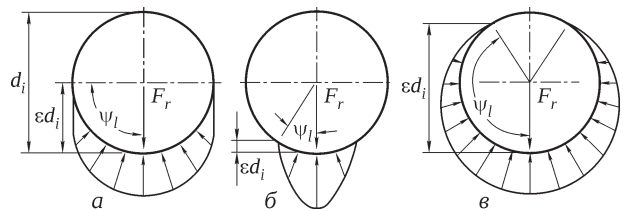


Рис. 4. Распределение нагрузки по телам качения для разных величин радиального зазора [16]:
 а – нулевой зазор, $\varepsilon = 0,5$, $\psi_l = \pm 90^\circ$;
 б – наличие зазора, $0 < \varepsilon < 0,5$, $0 < \psi_l < 90^\circ$;
 в – наличие преднатяга, $0,5 < \varepsilon < 1$, $90^\circ < \psi_l < 180^\circ$

более нагруженного тела качения, Н.

В интегральной форме:

$$F_r = ZQ_{\max} J_r, \quad (13)$$

где

$$J_r = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi d\psi. \quad (14)$$

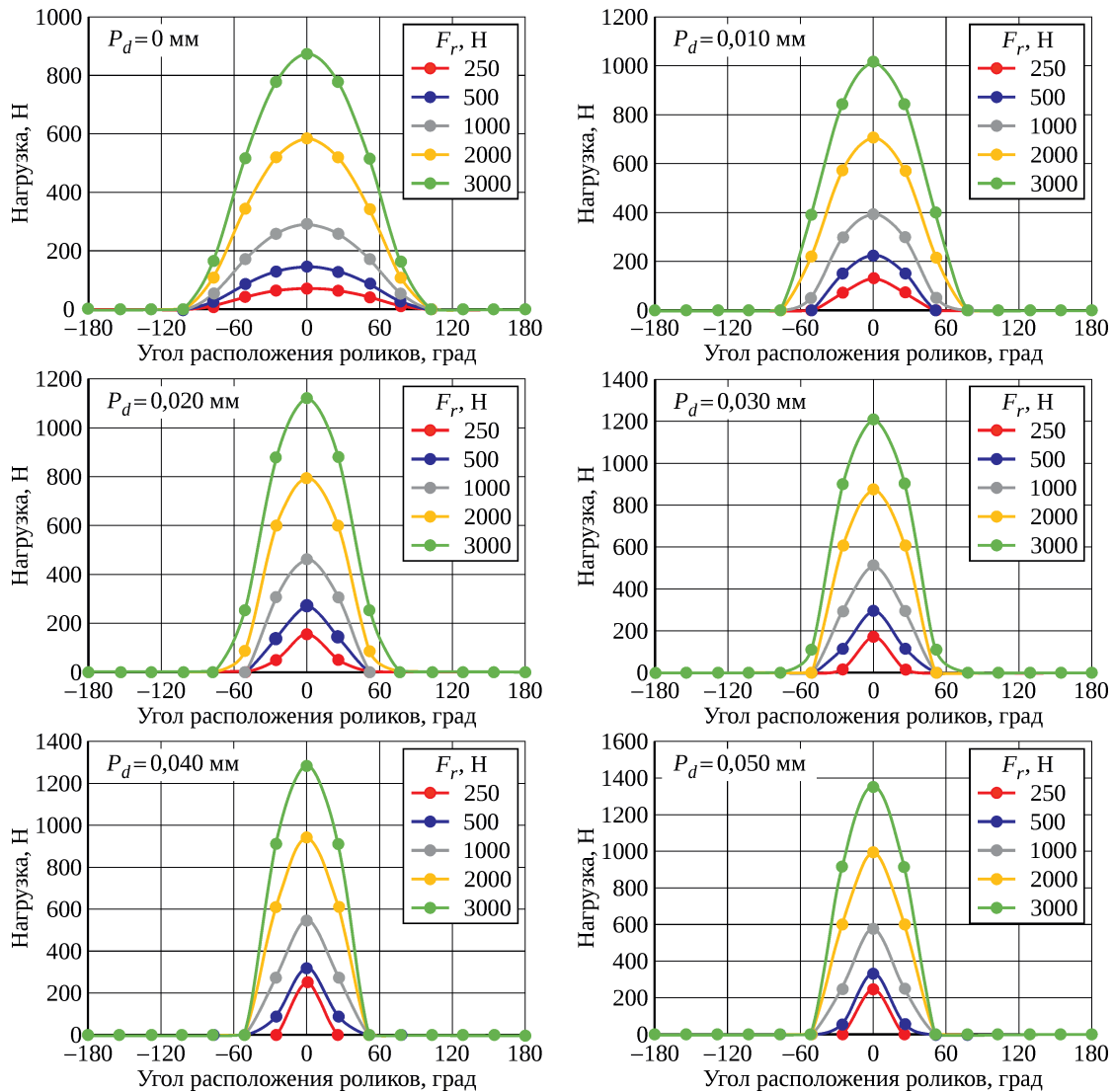


Рис. 5. Распределение нагрузки по роликам при разной величине радиального зазора и радиальной нагрузки

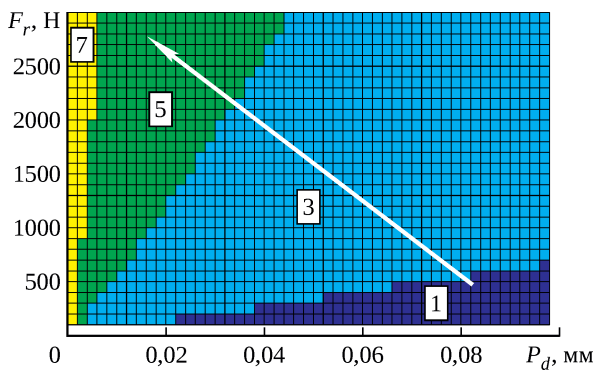


Рис. 6. Минимальное количество роликов подшипника 32106, находящихся в зоне нагружения, при различных радиальном зазоре и радиальной нагрузке

Значения J_r приведены в табличном виде в зависимости от величины ε в [16; 18]. Наиболее нагружено тело качения на линии действия радиальной нагрузки, $\psi = 0$:

$$Q_{\max} = K_n \delta_{\psi=0}^n = ZK_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^n, \quad (15)$$

где δ_r – радиальное перемещение кольца, мм; K_n – параметр нелинейной жесткости подшипника; Z – число тел качения; ψ_l – половина угла зоны нагружения.

Совместное решение уравнений (13) и (15) численным методом позволяет определить значения J_r , ε и распределение нагрузки по телам качения. На рис. 4 приведены примеры распределения нагрузки по телам качения для разных значений радиальных зазоров.

Расчет роликового подшипника 32106

Рассмотрим распределение нагрузки по телам качения подшипника 32106 для радиальных зазоров в диапазоне 0...0,050 мм при действии радиальных нагрузок 250...3000 Н. Роликовый цилиндрический подшипник 32106 (30 × 55 × 13 мм) имеет 14 роликов диаметром 6 мм и длиной 6 мм. Материал колец и тел качения – ЭИ347. Результаты расчета представлены на рис. 5.

С увеличением радиального зазора уменьшается количество тел качения в зоне нагружения и повышается нагрузка на каждое из тел качения, находящихся в контакте. На рис. 6 представлена номограмма, демонстрирующая зависимость числа тел качения подшипника 32106, находящихся в контакте, от величины ради-

ального зазора и радиальной нагрузки.

На рис. 5 и рис. 6 видно, что при малых радиальных нагрузках и больших радиальных зазорах в зоне нагружения находится только одно тело качения. Этот режим работы наиболее опасен с точки зрения возникновения проскальзывания и последующего адгезионного износа подшипника, особенно при высоких частотах вращения колец. Возникновение износа более вероятно на внутреннем кольце, так как при вращении на наружное кольцо действует центробежная нагрузка от тел качения подшипника.

Выбор начального радиального зазора в подшипнике

Рассмотрим три случая применения подшипника 32106. В первом случае (А) вращается только внутреннее кольцо, во втором (Б) – вращаются оба кольца, внутреннее быстрее, в третьем (В) – вращаются оба кольца, наружное быстрее. Примем, что во всех случаях применения на подшипники действует одинаковая радиальная нагрузка $F_r = 250$ Н. Параметры работы подшипников представлены в табл. 1.

В табл. 2 представлено минимальное число тел качения в контакте при действии на подшипник 32106 радиальной нагрузки, равной 250 Н.

Для обеспечения работоспособности подшипника без значительного проскальзывания (обеспечение контакта трех тел качения) необходимо, чтобы рабочий радиальный зазор не превышал 0,040 мм. Необходимо выбрать начальный радиальный зазор для рассматриваемых вариантов применения подшипника 32106. В табл. 3 представлены результаты расчета рабочего радиального зазора подшипника 32106 для исходного начального зазора (нормальная группа внутренних зазоров по ГОСТ 24810-2013) и ряда уменьшенных радиальных зазоров. Температура внутреннего кольца принята равной 100°C, наружного – 120°C. Температура наружного кольца принята более высокой за счет подвода нагретого масла, поступающего к наружному кольцу под действием центробежных сил, а также за счет подвода теплоты от газовоздушного тракта двигателя и сопрягаемых деталей.

Табл. 1. Параметры работы подшипника 32106 для трех разных применений

Параметр	Варианты применения		
	А	Б	В
Натяг сборочный вн.к/нар.к, мм	0,002...0,017 / -0,013...0,015		
Условия работы	Вращается только внутреннее кольцо	Внутреннее кольцо вращается быстрее наружного	Наружное кольцо вращается быстрее внутреннего
Частоты вращения валов $n_{\text{вн.к}}/n_{\text{нар.к}}$, мин ⁻¹	30 000 / 0	30 000 / 15 000	15 000 / 30 000
Частота вращения сепаратора, мин ⁻¹	12 882	21 441	23 559
Радиальная нагрузка, Н	250		

Табл. 2. Минимальное число тел качения в зоне нагружения в зависимости от величины радиального зазора для подшипника 32106 при действии радиальной нагрузки, равной 250 Н

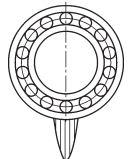
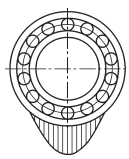
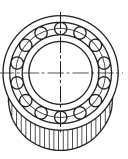
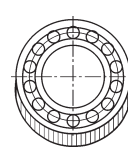
Радиальный зазор	> 0,040 мм	0,005...0,040 мм	0,001...0,005 мм	< 0,001 мм
Минимальное число тел в контакте	1	3	5	7
Распределение нагрузки				

Табл. 3. Выбор начального радиального зазора подшипника 32106 для разных вариантов применения

Варианты применения			А	Б	В
Частоты вращения валов $n_{\text{вн.к}}/n_{\text{нар.к}}$, мин ⁻¹			30 000 / 0	30 000 / 15 000	15 000 / 30 000
Зазор	Начальный зазор, мм	Сборочный зазор, мм	Рабочий зазор, мм ($T_{\text{вн.к}} = 100^\circ\text{C}$, $T_{\text{нар.к}} = 120^\circ\text{C}$)		
Исходный ¹⁾	0,025...0,035	0,003...0,034	0,011...0,040	0,016...0,042	0,024...0,054
Уменьшенный № 1 ²⁾	0,010...0,025	-0,012...0,019	-0,004...0,030	0,001...0,032	0,019...0,044
Уменьшенный № 2 ³⁾	0,005...0,015	-0,017...0,014	-0,009...0,020	-0,004...0,022	0,014...0,034
Уменьшенный № 3	0,000...0,010	-0,021...0,009	-0,014...0,015	-0,009...0,017	0,009...0,029
Уменьшенный № 4	-0,010...0,000	-0,032...0,001	-0,024...0,005	-0,019...0,007	-0,001...0,019

¹⁾ Нормальная группа внутренних зазоров по ГОСТ 24810-2013. ²⁾ Пятая группа внутренних зазоров по ГОСТ 24810-2013. ³⁾ Нулевая группа внутренних зазоров по ГОСТ 24810-2013.

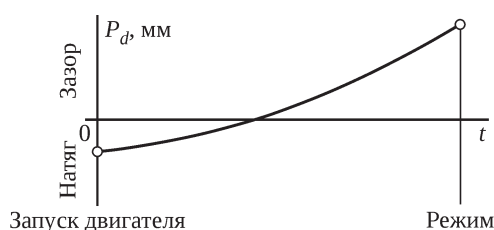


Рис. 7. Изменение радиального зазора в подшипнике со сборочным преднатягом в процессе работы

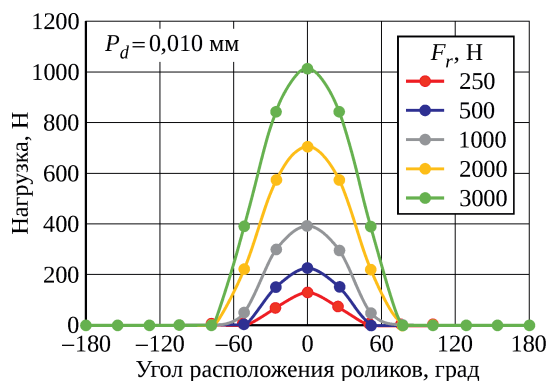


Рис. 8. Распределение нагрузки по роликам при зазоре и преднатяге

В табл. 3 шрифтом выделены варианты, обеспечивающие рабочий радиальный зазор не более 0,040 мм (три тела качения в контакте). Видно, что в зависимости от применения и условий работы подшипника начальный радиальный зазор необходимо выбирать разным.

Снижение радиального зазора в подшипнике может привести к возникновению преднатяга при сборке (сборочный зазор отрицательный), однако при выходе на режим за счет нагрева и действия центробежных сил

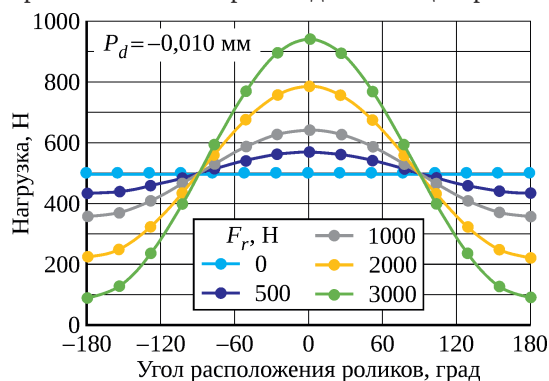


Табл. 4. Величины нагрузок и максимальных контактных напряжений для разных величин преднатяга (состояние сборки, $F_r = 0$)

Величина зазора, мм	Нагрузка на тела качения от преднатяга, Н	Максимальные контактные напряжения на внутреннем кольце, МПа
-0,010	496	1059
-0,020	1072	1557
-0,030	1683	1683
-0,040	2317	2316

Табл. 5. Выбор начального радиального зазора для подшипника 32106 при действии радиальной нагрузки, равной 250 Н

Параметр	Варианты применения		
	А	Б	В
Условия работы	Вращается только внутреннее кольцо	Внутреннее кольцо вращается быстрее наружного	Наружное кольцо вращается быстрее внутреннего
Частоты вращения валов $n_{\text{вн.к}}/n_{\text{нар.к}}$, мин ⁻¹	30 000 / 0	30 000 / 15 000	15 000 / 30 000
Начальный радиальный зазор $P_{d\text{нач}}$, мм	0,025...0,035	0,010...0,025	0,005...0,015
Сборочный радиальный зазор, мм	0,003...0,034	-0,012...0,019	-0,017...0,014
Рабочий зазор, мм ($T_{\text{вн.к}} = 100^\circ\text{C}$, $T_{\text{нар.к}} = 120^\circ\text{C}$)	0,011...0,040	0,001...0,032	0,014...0,034

подшипник будет работать с гарантированным зазором. Изменение радиального зазора для этого случая показано на рис. 7.

Наличие предварительного натяга сопряжено с дополнительными трудностями сборки подшипникового узла: может потребоваться нагрев охватываемых и охлаждение охватываемых деталей. Наличие преднатяга увеличивает нагруженность роликов при сборке. Кроме того, дополнительные нагрузки при эволюциях летательного аппарата, неравномерный нагрев роторов двигателя при взлете и посадке могут привести к увеличению контактных напряжений выше допустимых. В связи с этим использование большого преднатяга оправданно тогда, когда подшипник в эксплуатации нагревается значительно или нагружен высокой радиальной нагрузкой (в межроторных подшипниках), с целью снижения нагруженности центрального тела качения.

На рис. 8 приведено распределение нагрузки для зазора 0,010 мм и преднатяга 0,010 мм. При высокой нагрузке, $F_r = 3000$ Н, наличие преднатяга позволяет несколько разгрузить центральное тело качения и более равномерно распределить нагрузку по другим телам качения.

В табл. 4 представлены результаты расчета нагрузок на тела качения от преднатяга и возникающие при

этом контактные напряжения (в состоянии сборки, при нулевой радиальной нагрузке). При $P_d = -0,010$ мм каждое тело качения нагружено до 497 Н, что уже почти в два раза выше принятой радиальной нагрузки на подшипник, равной 250 Н. Желательно, чтобы даже при сборке нагрузка на тела качения от преднатяга не приводила к контактным напряжениям более 2000 МПа.

В табл. 5 представлен окончательный выбор начального радиального зазора для подшипника 32106 для рассмотренных условий его применения.

Заключение

Выбор величины радиального зазора межвального подшипника должен учитывать ожидаемые условия эксплуатации в опоре авиационного двигателя: частоты вращения валов, величину радиальной нагрузки и рабочие температуры колец подшипника. В зависимости от условий эксплуатации один и тот же подшипник должен иметь разный начальный радиальный зазор. Предложенный в статье подход позволяет выбрать радиальный зазор в межвальном подшипнике в зависимости от условий его применения для устранения дефектов типа «проскальзывание» в эксплуатации.

Литература / References

- Макарчук В.В. Разработка методов расчета и проектирования высокоскоростных межвальных роликовых подшипников : дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2009. 165 с.
Makarchuk V.V. Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia vysokoskorostnykh mezhval'nykh rolikovykh podshipnikov [Development of calculation and design methods for high-speed intershaft roller bearings]: dissertation for PhD in Technology. Samara, 2009. 165 p.
- Макарчук В.В., Жильников Е.П. Расчет скольжения в межвальных роликовых подшипниках ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева. 2012. № 1 (32). С. 125–134. Новое назв.: Вестник Самар. ун-та. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение.
Makarchuk V.V., Zhil'nikov E.P. Raschet skol'zheniia v mezhval'nykh rolikovykh podshipnikakh GTD [Calculation of skidding in intershaft roller bearings of gas turbine engines]. Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta [VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering]. 2012. No. 1 (32). P. 125–134.
- Макарчук В.В., Жильников Е.П. Расчет скольжения в межвальных роликовых подшипниках ГТД // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16, № 4. С. 206–213.
Makarchuk V.V., Zhil'nikov E.P. Raschet skol'zheniia v mezhval'nykh rolikovykh podshipnikakh GTD [Calculation of skidding in intershaft roller bearings of gas turbine engines]. Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk [Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2014. Vol. 16, no. 4. P. 206–213.

-
4. Кикоть Н.В., Марчуков Е.Ю. Исследование и разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16, № 4. С. 32–36.
Kikot' N.V., Marchukov E.Iu. Issledovanie i razrabotka metoda analiza teplovogo sostoianii mezhrotornykh rolikovykh podshipnikov GTD [Development and investigation of a method to analyze heat conditions for rotor-connecting roller bearings of gas-turbine engines]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta [Aerospace MAI Journal]. 2009, Vol. 16, no. 4. P. 32–36.
 5. Кикоть Н.В., Марчуков Е.Ю. Разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. № 8 (65). С. 57–61.
Kikot' N.V., Marchukov E.Iu. Razrabotka metoda analiza teplovogo sostoianii mezhrotornykh rolikovykh podshipnikov GTD [Development and investigation of a method to analyze heat conditions for rotor-connecting roller bearings of gas-turbine engines]. Aviatsonno-kosmicheskaja tekhnika i tekhnologija [Aviation and Space Engineering and Technology]. 2009. No. 8 (65). P. 57–61.
 6. Кикоть Н.В. Разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников газотурбинных двигателей : дис. ... канд. техн. наук. М., 2009. 146 с.
Kikot' N.V. Razrabotka metoda analiza teplovogo sostoianii mezhrotornykh rolikovykh podshipnikov gazoturbinnnykh dvigatelei [Development of the method calculation of the heat condition of the roller bearings]: dissertation for PhD in Technology. Moscow, 2009. 146 p.
 7. Караваев Ю.А., Ходацкий С.А., Шушарин В.А. Оценка параметров потока масла при внутриворотном подводе к межвальному подшипнику авиационного ГТД // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 2 (42). С. 50–54.
Karavaev Iu.A., Khodatskii S.A., Shusharin V.A. Otsenka parametrov potoka masla pri vnutrirrotornom podvode k mezhval'nomu podshipniku aviatsionnogo GTD [Assessment of parameters of oil flow supplied inside the rotor to the intershaft bearing of aircraft gas-turbine engine]. Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie [Modern technologies. System analysis. Modeling]. 2014. No. 2 (42). P. 50–54.
 8. Ходацкий С.А., Караваев Ю.А., Сафарбаков А.М. Оценка напряженно-деформированного и теплового состояния межвальных подшипников ГТД // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2015. № 1 (45). С. 41–48.
Khodatskii S.A., Karavaev Iu.A., Safarbakov A.M. Otsenka napriazhenno-deformirovannogo i teplovogo sostoianii mezhval'nykh podshipnikov GTD [Assessment of stress-strain and thermal state of intershaft bearings of a gas-turbine engine]. Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie [Modern technology. System analysis. Modeling]. 2015. No. 1 (45). P. 41–48.
 9. Failure analysis of an inter-shaft bearing of an aero gas turbine engine / R.K. Mishra, S.K. Muduli, K. Srinivasan, S.I. Ahmed // Journal of Failure Analysis and Prevention. 2015. Vol. 15, iss. 2. P. 205–210.
 10. Cavallaro G., Nelias D., Bon F. Analysis of high-speed intershaft cylindrical roller bearing with flexible rings // Tribology Transactions. 2005. Vol. 48, iss. 2. P. 154–164.
 11. Bearing damage and failure analysis / SKF. SKF Group, 2014. 106 p. PUB BU/I3 14219 EN.
 12. ISO 15243:2004. Rolling bearings. Damage and failures. Terms, characteristics and causes. 41 p.
 13. Harris T.A., Kotzalas M.N. Advanced concepts of bearing technology. Boca Raton : CRC Press, 2006. 360 p.
 14. Rolling bearings / SKF. SKF Group, 2016. 1363 p. PUB BU/P1 10000/3 EN.
 15. ГОСТ 24810-2013. Подшипники качения. Внутренние зазоры. М. : Стандартиформ, 2014. II, 18 с.
GOST 24810-2013. Podshipniki kachenii. Vnutrennie zazory [State Standard 24810-2013. Rolling bearings. Internal clearances]. Moscow. Standartinform, 2014. 18 p.
 16. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. С.П. Королева, 2007. 254 с.
Teoriia i proektirovanie opor rotorov aviatsionnykh GTD [Theory and design of rotor supports for aircraft gas turbine engines]. V.B. Baliakin, E.P. Zhil'nikov, V.N. Samsonov, V.V. Makarchuk. Samara: Izdatel'stvo Samarskogo universiteta [SSAU Publishing house], 2007. 254 p.
 17. Harris T.A., Kotzalas M.N. Essential concepts of bearing technology. Boca Raton : CRC Press, 2006. 376 p.
 18. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения : справочник. Изд. 6-е, испр. и доп. М. : Машиностроение, 1975. 575 с.
Veizel'man R.D., Tsyppkin B.V., Perel' L.Ia. Podshipniki kachenii : spravochnik [Rolling bearings: a guidebook]. 6th edition, revised and expanded. Moscow: Mashinostroenie [Machine Building], 1975. 575 p.

Материалы получены редакцией 09.03.2021