

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УПОРНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ПЕРЕКОСЕ КОЛЕЦ

© 2014 Е.П. Жильников

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

Поступила в редакцию 07.04.1204

В работе излагается методика расчета долговечности однорядного упорного шарикового подшипника при перекосе колец с учётом центробежных сил шариков. Расчеты долговечности производятся по базовым контактными напряжениям.

Ключевые слова: подшипник шариковый упорный, перекосы, долговечность

Упорные подшипники работают, как правило, при невысоких скоростях вращения. В связи с этим в практических расчетах подшипников (см. [1]) не учитываются центробежные силы тел качения. Кроме того распределение нагрузки по телам качения принято оценивать в зависимости от эксцентриситета приложения осевой нагрузки. Эта величина условная, поэтому более целесообразно распределение нагрузки определять в зависимости от угла перекоса колец, который может быть установлен при деформациях и неточностях установки деталей подшипникового узла.

В настоящей работе излагается методика расчета однорядного упорного шарикового подшипника (см. рис.1) при перекосе колец.



Рис. 1. Однорядный упорный шариковый подшипник.

РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИЙ И СМЕЩЕНИЙ ПРИ ПЕРЕКОСЕ КОЛЕЦ

При компьютерных расчетах вычисление напряжений и деформаций в контактах шариков с кольцами выполняем по рекомендациям работы [3].

Приведенный модуль упругости в контакте определяется по зависимости:

$$E_{np} = E / (1 - \epsilon^2).$$

Здесь E – модуль упругости, ϵ – коэффициент Пуассона для материала колец и шариков.

Приведенные радиусы кривизны в контакте определяются по формулам:

$R_y = D_w R_l / (2R_l - D_w)$ – в направлении качения;

$R_x = D_w R / (2R - D_w)$ – в направлении, перпендикулярном направлению качения.

Здесь: D_w – диаметр шарика; R – радиус желоба кольца; R_l – радиус в контакте кольца в направлении качения.

Как показано на рис. 2, радиус в контакте кольца в направлении качения при угловом контакте шарика с желобом может быть определен по формуле:

$$R_l = D_0 / 2 \sin \alpha + R.$$

Здесь: D_0 – диаметр по центрам радиусов желобов колец; α – угол контакта шарика с желобом.

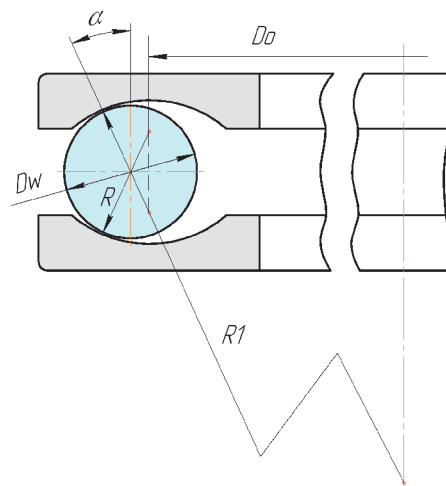


Рис. 2. Схема углового контакта шарика с желобом

При отсутствии углового контакта (при $\alpha = 0$) радиус R_I равен бесконечности и принимается $R_y = D_w/2$.

Вспомогательный коэффициент

$$Y = 1 - (1 - R_y/R_x)^3.$$

Безразмерные коэффициенты для расчета:

$$k_\delta = 1,0401 \cdot Y^{0,2} - \text{деформаций};$$

$$k_p = 0,2295 \cdot Y^{0,189} - \text{напряжений};$$

$k_a = (1,4664/Y^{0,0945})(R_x/R_y)^{0,318}$ – большей полуоси площадки контакта;

$k_b = (1,4184/Y^{0,0945})(R_y/R_x)^{0,318}$ – меньшей полуоси площадки контакта.

Приведенная кривизна в контакте шарика с желобом определяется по формуле:

$$\rho_{np} = 4/D_w - 1/R_I - 1/R.$$

При отсутствии углового контакта (при $\alpha = 0$) радиус R_I равен бесконечности и принимается $\rho_{np} = 4/D_w - 1/R$.

С использованием приведенных коэффициентов формулы принимают вид:

$$\delta = k_\delta \sqrt[3]{(F/E_{np})^2 \rho_{np}} - \text{для расчета деформаций};$$

$$\sigma_H = k_p \sqrt[3]{F(E_{np}\rho_{np})^2} - \text{для расчета напряжений};$$

$$a = k_a \sqrt[3]{F/(E_{np}\rho_{np})} \quad \text{и}$$

$$b = k_b \sqrt[3]{F/(E_{np}\rho_{np})} - \text{для расчета размеров}$$

большой и меньшей полуосей площадки контакта.

Смещения колец в упорном подшипнике без перекоса определяется только деформациями в контактах шариков с кольцами. Величину смещения можно определить равенством: $S_a = 2\delta$. При этом при расчете деформации нагрузка в контакте шарика с кольцом может быть принята равной $F = F_a/z$, где F_a – осевая нагрузка на подшипник, z – число шариков.

При перекосе колец смещения в сечениях по каждому шарiku будут различными. Схема смещений для минимально нагруженного шарика при перекосе показана на рисунке 3.

Величина смещения будет зависеть от угловой координаты шарика, показанной на рис. 4.

Принимая, что ось поворота кольца проходит через центр желоба в сечении максимально нагруженного шарика, расстояние от оси поворота до центра желоба в сечении любого шарика с координатой $\varphi = 2\pi(i-1)/z$ определится по формуле:

$$l = D_0(1 - \cos \varphi)/2.$$

Тогда смещение колец в сечении данного ша-

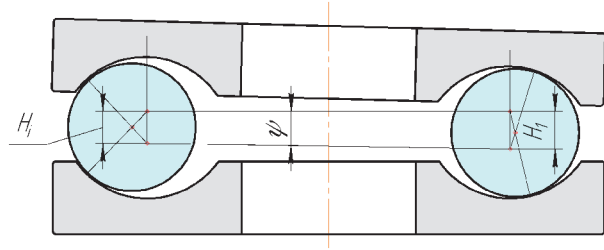


Рис. 3. Схема смещений колец при перекосе

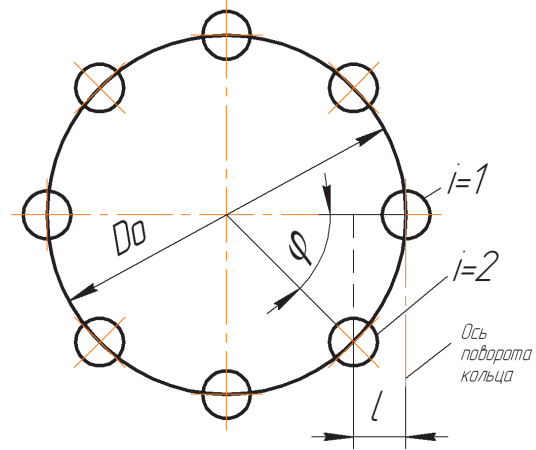


Рис. 4. Угловая координата шарика при перекосе

рика будет равно:

$$S_i = S_I - D_0(1 - \cos \varphi) \sin \psi / 2.$$

Здесь: S_I – смещение в сечении максимально нагруженного шарика, ψ – угол перекоса колец.

Величины смещений будут определять нагрузки в контактах шариков в каждом сечении.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ШАРИКАМИ ПРИ ПЕРЕКОСЕ КОЛЕЦ

Схема сил, действующих на шарик в любом произвольном сечении, показана на рисунке 5.

Условие равновесия шариков без учета сил трения имеет вид:

$$2F_i \sin \alpha_i = F_{ci}.$$

Здесь F_{ci} – центробежная сила шарика.

Геометрические соотношения в сечении можно записать в виде:

$$H_i \equiv 2R - D_w + S_i = (2R - D_w + 2\delta_i) \cos \alpha_i.$$

$$\text{Здесь } \delta_i = k_\delta \sqrt[3]{(F_i/E_{np})^2 \rho_{np i}}.$$

Полученная система уравнений решается численно методом последовательных приближений. В качестве начального приближения принимаем величину деформации δ_0 из условия равномерного распределения нагрузки.

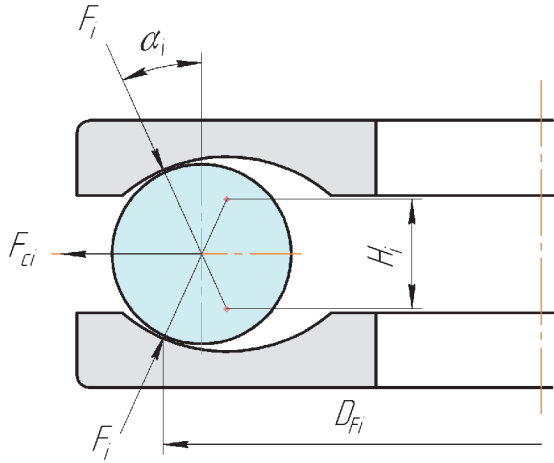


Рис. 5. Схема сил, действующих на шарик

Определяется соответствующее значение угла контакта:

$$\alpha_i = \arccos \left(\frac{2R - D_w + S_i}{2R - D_w + 2\delta_0} \right).$$

Затем уточняются значения k_{δ} , ρ_{npi} и F_{ci} , определяются значения усилия в контакте по формуле $F_i = F_{ci} / 2 \sin \alpha_i$, а также уточняется величина деформации δ_i .

Если обеспечивается с заданной точностью равенство деформаций δ_i и δ_0 , расчет закончен. Иначе корректируется величина δ_0 , и расчет повторяется.

Условие равновесия кольца имеет вид:

$$\Phi(S_l) \equiv F_a - \sum_{i=1}^z F_i \cos \alpha_i = 0.$$

Для решения этого уравнения задаёмся начальным значением смещения S_l из условия равномерного распределения нагрузки между шариками. Определяются, как показано выше усилия в контактах всех шариков и проверяется условие равновесия кольца.

При невыполнении этого условия вводится поправка в значение S_l и расчет повторяется.

При выполнении условия равновесия кольца выполняются проверки условий невыхода шариков на кромки желобов и прижатия шарика центробежной силой к сепаратору. При выполнении указанных условий определяется действующий на кольцо опрокидывающий момент по формуле:

$$M_{onp} = \sum_{i=1}^z F_i D_{Fi} \cos \alpha_i \cos \varphi / 2.$$

Здесь D_{Fi} - диаметр расположения центра площадки контакта данного шарика с желобом, определяемый по формуле:

$$D_{Fi} = D_0 + 2(R - \delta_i) \sin \alpha_i.$$

Упорные подшипники, как правило, тихоходные, поэтому при расчетах центробежными силами пренебрегают. Вместе с тем при перекосе колец часть шариков будет разгруженной или мало нагруженной. Тогда центробежные силы вызовут их смещение в радиальном направлении, что приведет к угловому контакту шариков с желобами [5]. Возможно взаимодействие шариков с сепаратором или выход шариков на кромки бортиков желобов.

Для расчета центробежной силы примем, что окружная скорость центра шарика V_{0i} будет определяться, как показано на рис. 6.

Скорость в контакте шарика с желобом вращающегося кольца определим по формуле:

$$V_i = (D_0 + 2R \sin \alpha_i) \omega / 2,$$

где $\omega = \pi n / 30$ - угловая скорость вращающегося кольца.

Окружную скорость переносного движения шарика можно определить по формуле:

$$V_{0i} = D_{0wi} \omega_{0i} / 2.$$

Здесь: ω_{0i} - угловая скорость переносного движения шарика, D_{0wi} - диаметр окружности по центру рассматриваемого шарика, который может быть определен по зависимости:

$$D_{0wi} = D_0 + (2R - D_w) \sin \alpha_i.$$

Принимая $V_{0i} = V_i / 2$, с учетом выше приведенных соотношений получим:

$$\omega_{0i} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{D_0 + 2R \sin \alpha_i}{D_0 + (2R - D_w) \sin \alpha_i}.$$

Центробежную силу шарика определим по формуле:

$$F_{ci} = m_w D_{0wi} \omega_{0i}^2 / 2,$$

где m_w - масса шарика.

В зоне разгруженных шариков возможно прижатие шариков центробежными силами к сепаратору, как показано на рис. 7.

Это может вызвать смещение сепаратора, дополнительные нагрузки на его переключки и скольжение шариков.

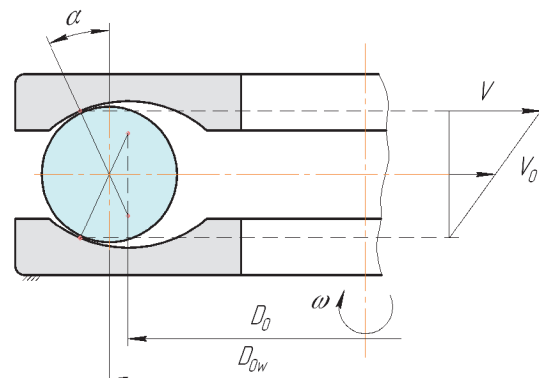


Рис. 6. План скоростей шарика

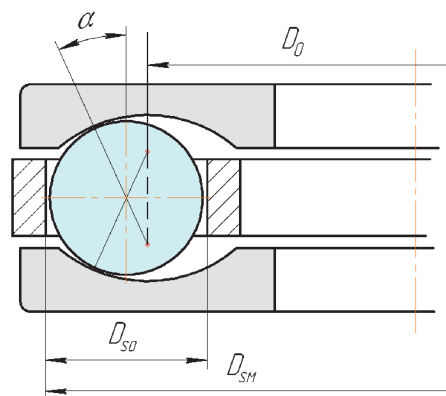


Рис. 7. Схема прижатия шарика к сепаратору

На рис. 7 имеем диаметр окружности, охватывающей шарик в рабочих условиях, определится выражением:

$$D_{sm} = D_0 + (R - D_w/2 + \delta_{iz}) \sin \alpha_{iz} + (R - D_w/2 + \delta_l) \sin \alpha_l + D_w$$

Здесь δ_l и δ_{iz} – деформации в контактах α_l и α_{iz} – углы контакта максимально нагруженного шарика и противоположного ему соответственно.

Номер шарика, противоположного максимально нагруженному, определится выражением $iz = \text{int}(z/2)$.

Если $D_{sm} \geq D_0 + D_{s0}$, где D_{s0} – диаметр отверстия гнезда сепаратора, следует увеличить диаметр отверстия гнезда.

При отсутствии контакта с гнездом сепаратора возможно выкатывание в разгруженной зоне шарика на кромку бортика желоба, как показано на рис. 8.

Предельное значение угла контакта шарика с желобом определяется выражением:

$$\alpha_{пред} = \arcsin(b_{жс}/2R),$$

где $b_{жс}$ – ширина желоба.

С учетом деформаций в контактах условие невыхода площадки контакта на кромку бортика определится выражением $\alpha_i + \beta_i \leq \alpha_{пред}$.

Величина β_i в радианах определяется по

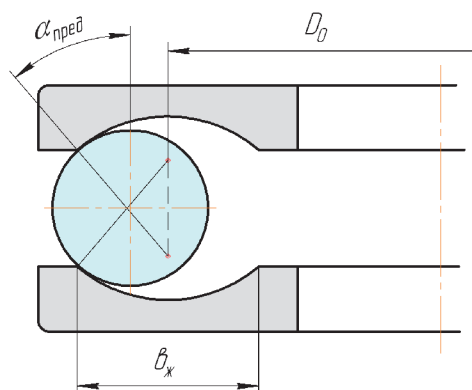


Рис. 8. Выкатывание шарика на кромку бортика желоба

формуле $\beta_i = a_i/R$, где a_i – размер большей полуоси площадки контакта шарика с желобом.

Для определения запаса невыхода вычисляется расстояние от кромки бортика до площадки контакта по формуле:

$$\Delta_{вых} = R(\alpha_{пред} - \alpha_i) - a_i.$$

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИ ПЕРЕКОСЕ КОЛЕЦ

Расчет долговечности подшипника при перекосе колец следует выполнять по базовым контактным напряжениям, как показано в работе [2].

Для не вращающегося кольца с учетом вероятности разрушения в любом контакте значение эквивалентного напряжения определится по формуле:

$$\sigma_{нЕ} = 10 \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{Hi}^{10}}.$$

При этом учитываются только напряжения σ_{Hi} , превышающие предел контактной выносливости σ_{lim} материала подшипника.

При угловом контакте площадки контакта шариков с желобами вращающегося кольца сдвинуты, как показано на рис. 9.

В этом случае значения эквивалентных напряжений определяются для z сечений, проходящих по центрам площадок контакта каждого шарика по формуле:

$$\sigma_{Ei} = 9 \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{j=1}^z \sigma_{xj}^9}.$$

При этом также учитываются только напряжения σ_{xj} , превышающие предел контактной выносливости σ_{lim} материала подшипника.

Значения напряжений в сечениях определяются по формуле:

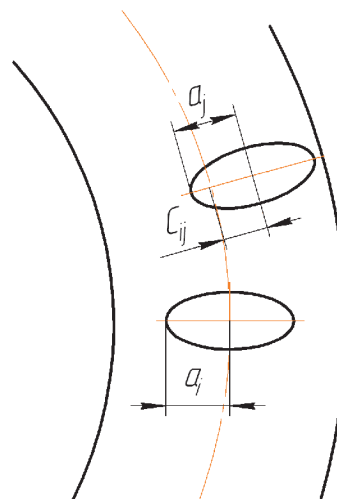


Рис. 9. Смещение площадок контакта шариков

$$\sigma_{xj} = \sigma_{Hj} \sqrt{1 - (c_i/a_{ij})},$$

где a_j – размер площадки контакта j -го шарика, c_{ii} – расстояние от центра площадки контакта j -го шарика до сечения, проходящего через центр площадки контакта i -го шарика.

После определения значений эквивалентных напряжений для z сечений с учетом вероятности разрушения любого сечения значение эквивалентного напряжения для вращающегося кольца определится по формуле:

$$\sigma_{\sigma E} = 10 \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{Ei}^{10}}.$$

После определения эквивалентных напряжений расчет долговечности колец с использованием уравнения контактной выносливости подшипниковых материалов определим по формулам:

$L_{hn} = 10^7 (\sigma_{\sigma} / \sigma_{\sigma E})^9 / (60zn_0)$ – для не вращающегося кольца;

$L_{hs} = 10^7 (\sigma_{\sigma} / \sigma_{\sigma E})^9 / (60z(n - n_0))$ – для вращающегося кольца.

Здесь n и n_0 – частоты вращения кольца и сепаратора, σ_{σ} – базовое контактное напряжение для материала колец.

При этом частоту вращения сепаратора можно определить по формуле $n_0 = 30\omega_{01}/\pi$, где ω_{01} – угловая скорость переносного движения максимально нагруженного шарика.

С учетом вероятности разрушения любого из колец долговечность подшипника в целом определится по формуле:

$$L_h = (L_{hs}^{-1,11} + L_{hn}^{-1,11})^{-0,9}.$$

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА

Рассмотрим пример расчета подшипника 8228 с габаритными размерами $d \times D \times H = 140 \times 200 \times 46$. По [4] динамическая грузоподъемность подшипника $C = 190$ кН, статическая – $C_0 = 570$ кН. Предельная частота вращения при пластичной смазке $n_{lim} = 950$ об/мин., при жидкой – 1400 об/мин..

Подшипник имеет 19 шариков диаметром $D_w = 23,812$ мм. Основными геометрическими характеристиками подшипника являются:

- радиус желоба $R = 12,86$ мм;
- ширина канавки желоба $b_{жс} = 20,906$ мм;
- диаметр по центрам желобов $D_0 = 170$ мм;
- диаметр отверстия гнезда сепаратора $D_{s0} = 24,1$ мм.

Подшипник изготовлен из стали ШХ-15, механические характеристики которой приняты по [1].

Базовое контактное напряжение принято равным $\sigma_{\sigma} = 2800$ МПа, предел контактной выносливости – $\sigma_{lim} = 800$ МПа.

При расчетах осевая нагрузка принята равной $F_a = 10$ кН, частота вращения кольца – $n = 950$ об/мин..

При расчете по стандартной методике без перекоса колец, принимая динамическую нагрузку $P = F_a$, долговечность подшипника будет равна:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \left(\frac{190}{10} \right)^3 = 120333$$

часа.

Расчет по изложенной методике без перекоса колец дает значение долговечности $L_h = 93140$ часов.

При этом по стандартной методике при равномерном распределении нагрузки и угле контакта шариков с желобами $\alpha = 0,0^\circ$ усилие в контактах будет равно 526,3 Н. С учетом влияния центробежных сил шариков угол контакта становится равным $\alpha = 0,6^\circ$ и усилие в контакте 528,8 Н. Значения эквивалентных напряжений для вращающегося и неподвижного колец при отсутствии перекоса получены одинаковыми и равными 1011,7 МПа.

При перекосе колец $\psi = 1$ минута распределение нагрузки по шарикам становится неравномерным.

При этом эквивалентные напряжения несколько увеличились и для вращающегося кольца составили $\sigma_{\sigma E} = 1154,0$ МПа, для не вращающегося – $\sigma_{\sigma E} = 1254,7$ МПа. В связи с этим долговечность подшипника уменьшилась и получена равной $L_h = 18141$ часа.

На рис. 10 и 11 приведены зависимости долговечности подшипника и относительного эксцентриситета приложения осевой нагрузки от перекоса колец.

В [1] влияние перекоса колец оценивается в виде эксцентричного приложения осевой нагрузки и определяется коэффициент увеличения нагрузки на максимально нагруженный шарик. В наших расчетах при неравномерном распределении нагрузки по шарикам при перекосе $\psi = 1$ минута создается опрокидывающий момент $M_{онр} = 617,116$ Нм. Это соответствует относительному эксцентриситету приложения нагрузки $2e/D_0 = 0,726$. По работе [1] этому значению эксцентриситета соответствует коэффициент для определения максимального усилия в контакте $K = 2,95$. Тогда максимальное усилие будет равно $F_{max} = K F_a / z = 2,95 \cdot 10000 / 19 = 1552,6$ Н.

По нашим расчётам с учетом центробежных сил максимальное усилие на 1-ом шарике составит 1701,5 Н. Необходимо отметить, что влияние

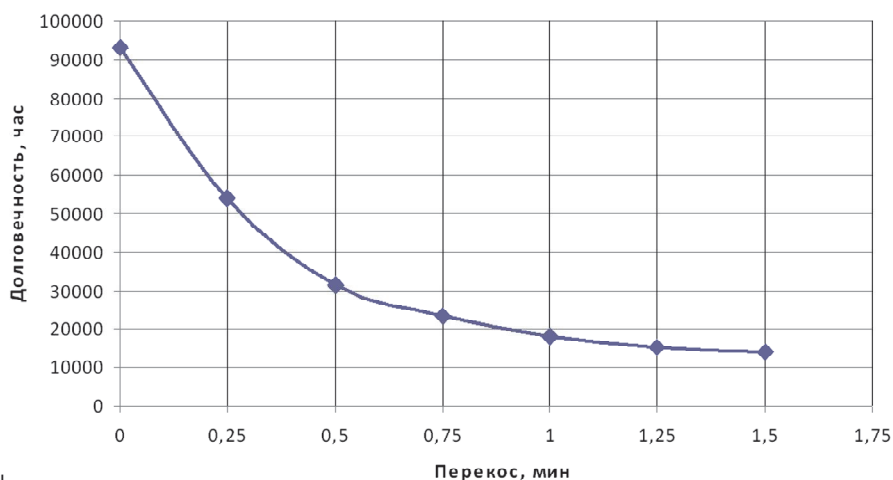


Рис. 10. Зависимость долговечности подшипника от перекаса колец

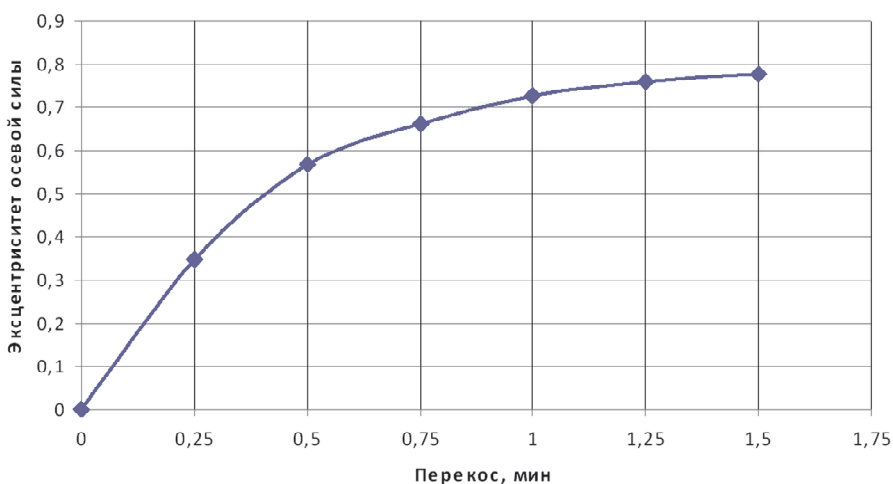


Рис. 11. Зависимость эксцентриситета осевой нагрузки от перекаса колец

перекаса колец или эксцентриситета приложения нагрузки будет зависеть от частоты вращения и центробежных сил шариков.

На рис. 12 приведены зависимости коэффициента для расчета максимального усилия в контакте от эксцентриситета приложения осевой силы

при трех значениях частоты вращения. Результаты расчетов показали, что при частоте вращения $n = 50$ об/мин. значения коэффициента нагрузки практически совпадают с данными работы [1].

На рис. 13 приведены зависимости долговечности подшипника в миллионах оборотов вра-

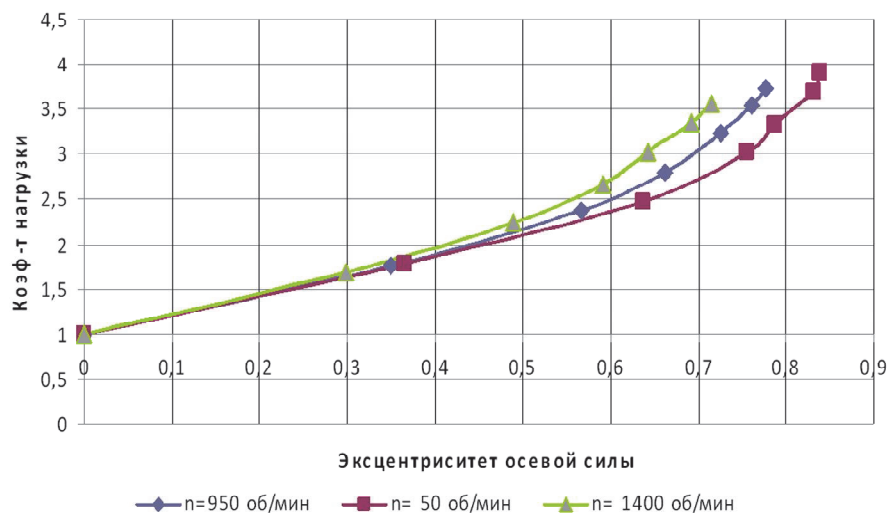


Рис. 12. Зависимость коэффициента максимальной нагрузки от эксцентриситета осевой силы

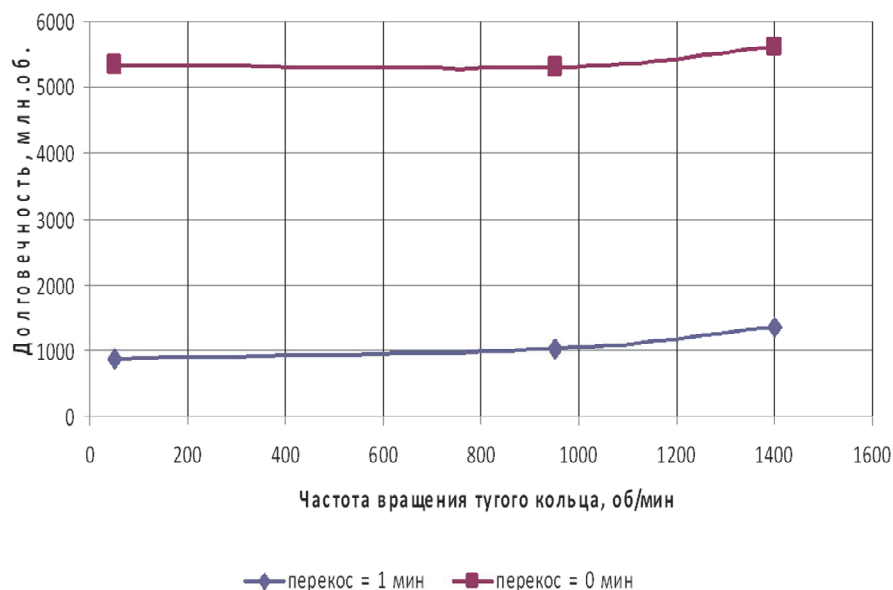


Рис.13. Зависимость долговечности подшипника от частоты вращения

щающегося кольца. Видно незначительное увеличение долговечности с увеличением частоты вращения. При $n = 50$ об/мин. долговечность без перекося составила $L = 5335$ млн оборотов, при $n = 1400$ об/мин. - $L = 5595$ млн оборотов. При перекося $\psi = 1$ минута соответственно $L = 878,3$ млн оборотов и $L = 1351,8$ млн оборотов.

На рис. 14 приведены значения усилия в контакте максимально нагруженного шарика с жёлобом в зависимости от частоты вращения.

Видно незначительное уменьшение усилия с увеличением частоты вращения. При $n = 50$ об/мин. максимальное усилие без перекося составило $F_{max} = 526$ Н, при $n = 1400$ об/мин. - $F_{max} = 521$ Н. При перекося $\psi = 1$ минута соответственно $F_{max} = 1760$ Н и $F_{max} = 1589$ Н.

Следует отметить, что полученные результаты соответствуют случаю, когда центробежные силы шариков значительно меньше усилий в кон-

тактах максимально нагруженных шариков. Так при $n = 950$ об/мин. центробежная сила шарика составила $F_c = 11,7$ Н, при $n = 1400$ об/мин. - $F_c = 5,3$ Н. Очевидно при меньших значениях осевой нагрузки на подшипник влияние центробежных сил будет более существенным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны методика, алгоритм и компьютерная программа расчета долговечности однорядного упорного шарикового подшипника при перекося колец. Расчет долговечности выполняется по базовым контактным напряжениям с учетом предела контактной выносливости подшипниковой стали.

При расчетах учитывается влияние центробежных сил шариков на их перемещения и углы контакта с желобами колец.

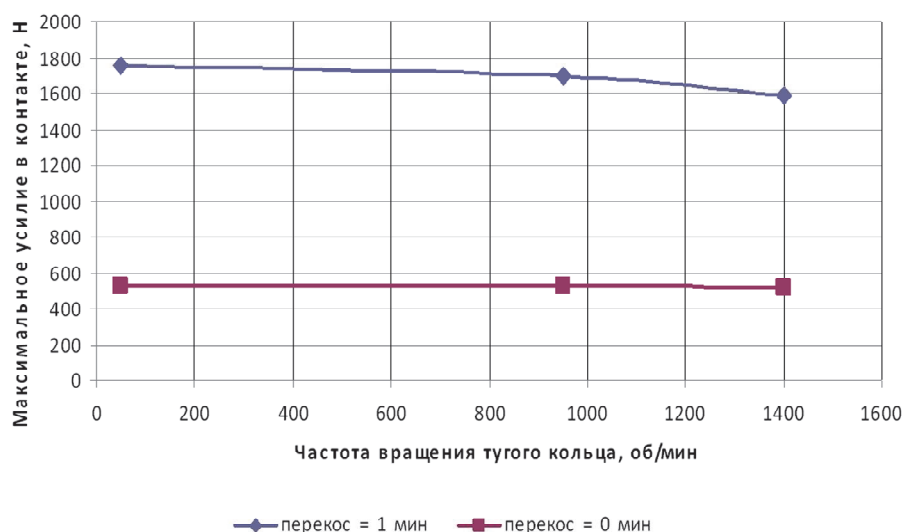


Рис. 14. Зависимость усилия в контакте максимально нагруженного шарика от частоты вращения

Расчеты показали, что даже при отсутствии перекоса колец под действием центробежных сил возникает угловой контакт шариков с желобами. При перекосе угол контакта максимально нагруженного шарика уменьшается, а у разгруженных шариков увеличивается. В рассмотренном примере угол контакта достигал значения 9° и более. В связи с этим выполняются проверки невыхода площадки контакта шариков с желобами на кромки бортиков желобов колец и прижатия шариков центробежными силами к гнезду сепаратора.

Долговечность подшипника существенно уменьшается с увеличением угла перекоса колец. При этом увеличиваются значения эквивалентных контактных напряжений и усилие в контакте максимально нагруженного шарика. В то же время влияние частоты вращения тугого кольца

на долговечность и максимальные усилия в контактах при больших осевых нагрузках невелико.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
2. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макарьчук. Самара, Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 254 с.
3. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с., ил.
4. Каталог 2012. ЕРК. Дивизион специальных подшипников. Самара, Изд-во ОАО "ЗАП", 2012. 54 с.
5. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.

CALCULATION OF LONGEVITY THRUST BALL BEARING DURING THE WARPING OF THE RINGS

© 2014 E.P. Zhilnikov

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

The paper presents method of calculation of longevity-row thrust ball bearing with misalignment based on centrifugal forces balls. Calculations are made for durability basic contact stress.

Key words: calculations are made for durability basic contact stress.