

УДК 621.822.6

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ПЕРЕКОСАХ КОЛЕЦ

© 2009 Е.П. Жильников¹, В.В. Макачук², А.Н. Пахомов²¹ Самарский государственный аэрокосмический университет² ОАО “Завод авиационных подшипников”

Поступила в редакцию 21.01.2009

В работе приводятся методики и результаты расчетов долговечности высокоскоростных радиальных роликовых подшипников авиационных двигателей при перекосах колец. Приведены рекомендации по повышению работоспособности подшипниковых опор и оптимизации размеров внутренней геометрии.

Ключевые слова: подшипники качения роликовые, перекосы колец, долговечность.

Работоспособность роликовых подшипников существенно снижается при перекосах колец подшипников в опорах авиационных газотурбинных двигателей, где перекосы возникают вследствие деформаций тонкостенных валов и корпусов в рабочих условиях.

Повышение работоспособности подшипников и снижение неравномерности распределения нагрузки по линии контакта при перекосе обеспечивается, как правило, профилированием образующей ролика [1-5]. Нами рассмотрено распределение нагрузки по линии контакта при перекосе роликов с различной формой бомбины. Показано, что у высокоскоростных подшипников при перекосах условия контактирования ролика с наружным и внутренним кольцами различны. Это необходимо учитывать при выборе образующей ролика и внутренней геометрии подшипника в целом. При этом беговую дорожку наружного кольца целесообразно выполнять цилиндрической, а профилировать только образующую роликов и беговую дорожку внутреннего кольца.

При анализе перемещений роликов под действием радиальной нагрузки при перекосе колец сделаем упрощение – не учитываем осевое смещение роликов, расположенных в различных сечениях по окружности вращения.

Рассмотрим симметричное расположение роликов относительно линии действия радиальной нагрузки.

Угловую координату произвольного ролика определим по формуле:

$$\varphi = 2\pi(i-1)/z.$$

Здесь: z – число роликов в подшипнике; i – номер ролика, считая от расположенного по линии действия радиальной нагрузки.

Принимаем, что перекося колец происходит относительно оси, перпендикулярной к линии действия радиальной нагрузки. Тогда относительный перекося колец в сечении с координатой φ определится по формуле:

$$\Theta(i) = \Theta_0 \cos \varphi.$$

Здесь Θ_0 – перекося колец в сечении с координатой $\varphi = 0$.

Так как при $\pi/2 \leq \varphi \leq 3\pi/2$ получим $\Theta(i) \leq 0$, используем в расчетах также абсолютное значение $\Theta_a = |\Theta(i)|$.

При радиальном смещении S под нагрузкой величину зазора между кольцами в среднем сечении линии контакта i -го ролика определим по формуле:

$$H_m(i) = H_0 - S \cdot \cos \varphi.$$

Здесь H_0 – начальное значение зазора между кольцами, определяемое по формуле:

$$H_0 = D_w + g/2,$$

где D_w – номинальное значение диаметра ролика, g – радиальный зазор в подшипнике.

Сумма деформаций в контактах ролика с кольцами в среднем сечении определится разностью:

$$\delta_{em} + \delta_{nm} = D_w - H_m(i).$$

Здесь: D_w – номинальное значение диаметра ролика в среднем сечении, δ_{em} и δ_{nm} – деформации в контактах с внутренним и наружным кольцами в среднем сечении.

Величины деформаций δ_{em} и δ_{nm} определяются, как показано на рис. 1, по формулам:

$$\delta_{em} = \delta_{0e} - R_{0e} + D_w/2 - (l_p/2 - x_{0e}) \cdot \Theta_e;$$

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры “Основы конструирования машин”. Тел. (846) 267-46-12. E-mail: okm@ssau.ru. Макачук Владимир Владимирович, исполнительный директор УК “ЕПК”. Тел. (846) 312-26-71

Пахомов Александр Николаевич, инженер специального конструкторского бюро. Тел. (846) 312-29-63.

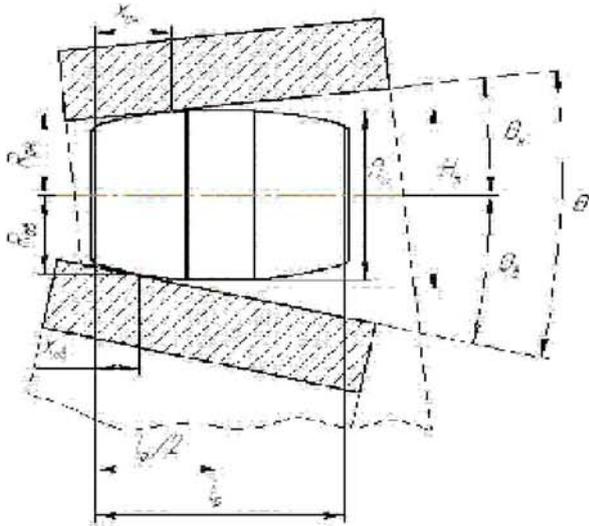


Рис. 1. К определению деформаций в контактах при перекосе

$$\delta_{нт} = \delta_{0н} - R_{0н} + D_w/2 - (l_p/2 - x_{он}) \cdot \Theta_n.$$

Здесь: l_p – расчетное значение длины ролика без учета фасок на торцах; $\Theta_в$ и $\Theta_н$ – углы перекоса ролика относительно внутреннего и наружного колец в радианах; $x_{0в}$ и $x_{0н}$ – отсчитываемые от торца ролика координаты точек с максимальными значениями деформаций; $\delta_{0в}, R_{0в}$ и $\delta_{0н}, R_{0н}$ – соответственно максимальные деформации и радиусы ролика в точках контакта с координатами $x_{0в}$ и $x_{0н}$.

В свою очередь величины максимальных деформаций $\delta_{0в}$ и $\delta_{0н}$ определяются усилиями в контактах ролика с внутренним $F_в(i)$ и наружным $F_н(i)$ кольцами. По условиям равновесия ролика $F_н(i) = F_в(i) + F_c$.

При решении приведенной системы уравнений задаемся усилием F_0 в контакте ролика с внутренним кольцом.

При $i = 1$ принимаем в качестве начального приближения $F_0 = 4,6 F_r / z$, где F_r – радиальная нагрузка подшипника, z – число роликов. Распределение нагрузки по линии контакта и максимальные деформации $\delta_{0в}$ и $\delta_{0н}$ определяются по методике, приведенной в [7]. По приведенным выше формулам определяются деформации в среднем сечении $\delta_{вт}$ и $\delta_{нт}$. Если условие $H_m(i) = D_w - (\delta_{вт} + \delta_{нт})$ выполняется с заданной точностью, принимается $F_в(i) = F_0$ и выполняется расчет следующего ролика.

При невыполнении указанного условия вводится поправка величины F_0 и расчет повторяется.

При расчете следующего ролика с порядковым номером i в качестве начального приближения значения нагрузки в контакте с внутренним кольцом принимается величина $F_0 = F_в(i-1)$.

После определения усилий в контактах проверяется условие равновесия внутреннего кольца по зависимости:

$$F_r = \sum_{i=1}^z F_в(i) \cos \phi.$$

При невыполнении приведенного условия вводится поправка величины радиального смещения S и расчет повторяется. При этом вновь проверяются условия контактирования роликов с внутренним кольцом и определяются усилия в контактах и распределение нагрузки по линии контакта.

В качестве примера рассмотрим результаты расчета межвального роликового подшипника 5-272822P2 при следующих исходных данных: $d = 110$ мм, $D = 140$ мм, $D_w = 8$ мм, $l_w = 10$ мм, $l_c = 1 \div 5$ мм, $l_T = 0,5 \pm 0,2$ мм, $\Delta_\phi = 0,002 \div 0,012$ мм.

Частота вращения внутреннего кольца $n_в = 10200$ об./мин., наружного – $n_н = 13300$ об./мин. Радиальная нагрузка на подшипник $F_r = 7$ кН. Перекос внутреннего кольца относительно наружного принимался равным $\Theta = 1 \div 8$ минут.

На рис. 2 приведен пример расчета распределения нагрузки по роликам подшипника 5-272822P2 при нагрузке $F_r = 7$ кН.

При выполнении условия равновесия внутреннего кольца выполняется расчет напряжений в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами.

Расчет напряжений в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами при перекосе колец выполняется в 50-ти сечениях по линии контакта. В этой связи эквивалентные напряжения определяются, прежде всего, для каждого сечения.

По рекомендациям [5] значение эквивалентного напряжения в данном сечении можно определить по формулам:

$$\sigma_{вE}(j) = \sqrt[8]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{в}^8(i, j)} \quad \text{– для вращающегося внутреннего кольца;}$$

– для вращающегося внутреннего кольца;

$$\sigma_{нE}(j) = \sqrt[8]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{н}^8(i, j)} \quad \text{– для вращающегося наружного кольца;}$$

– для вращающегося наружного кольца;

$$\sigma_{вE}(j) = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{в}^9(i, j)} \quad \text{– для не вращающегося внутреннего кольца;}$$

– для не вращающегося внутреннего кольца;

$$\sigma_{нE}(j) = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{н}^9(i, j)} \quad \text{– для не вращающегося наружного кольца.}$$

– для не вращающегося наружного кольца.

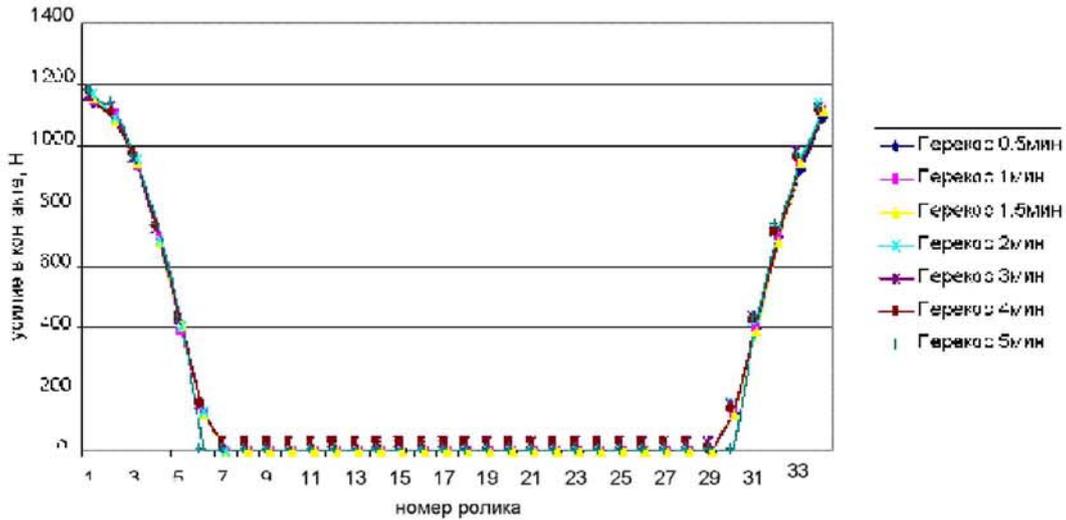


Рис. 2. Распределение нагрузки по телам качения подшипника с роликами и внутренним кольцом, имеющими бомбину логарифмического профиля

Здесь: i - номер ролика; j - номер сечения по линии контакта ролика с кольцом; $\sigma_{\sigma}(i, j)$ и $\sigma_{\sigma n}(i, j)$ - напряжения в контакте i -го ролика в j -том сечении с внутренним и наружным кольцами соответственно.

При расчетах по приведенным формулам учитываются только напряжения, превышающие предел контактной выносливости σ_{lim} подшипниковой стали.

С учетом вероятности разрушения в любом сечении в контакте ролика с кольцами значения эквивалентных напряжений для колец подшипника определяются по формулам:

$$\sigma_{\sigma E} = \sqrt[9]{\frac{1}{50} \sum_{j=1}^{50} \sigma_{\sigma E}^9(j)} \quad \text{— для внутреннего}$$

го кольца;

$$\sigma_{\sigma nE} = \sqrt[9]{\frac{1}{50} \sum_{j=1}^{50} \sigma_{\sigma nE}^9(j)} \quad \text{— для наружного}$$

кольца.

В приведенных формулах 50 – число рассматриваемых сечений должно соответствовать числу сечений при расчете распределения нагрузки по длине линии контакта роликов с кольцами.

По рекомендациям [7] долговечность колец по выкрашиванию можно определить по формулам:

- при $n_{\sigma} > n_n$

$$L_{h\sigma} = \frac{10^6}{3(n_{\sigma} - n_n)(1 + \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\sigma E}} \right)^8;$$

$$L_{hn} = \frac{10^6}{3(n_{\sigma} - n_n)(1 - \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\sigma nE}} \right)^8;$$

- при $n_{\sigma} < n_n$

$$L_{h\sigma} = \frac{10^6}{3(n_n - n_{\sigma})(1 + \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\sigma E}} \right)^8;$$

$$L_{hn} = \frac{10^6}{3(n_n - n_{\sigma})(1 - \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\sigma nE}} \right)^8.$$

При $n_{\sigma} = n_n$ числа циклов изменения напряжений колец одинаковые и долговечности колец определяются по формулам:

$$L_{h\sigma} = \frac{10^6}{6n_{\sigma}} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\sigma E}} \right)^8 \quad \text{и}$$

$$L_{hn} = \frac{10^6}{6n_n} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\sigma nE}} \right)^8.$$

Здесь: σ_{σ} – базовое контактное напряжение, соответствующее 10^7 циклов изменения контактных напряжений; γ - геометрическая характеристика подшипника, определяемая отношением $\gamma = D_w/d_m$.

На рис. 3 и 4 приведены графики зависимости долговечности от величины перекоса колец для профилированного ролика и не профилированного (с цилиндрической формой беговой дорожки) внутреннего кольца.

Видно, что с увеличением перекоса долговечность подшипника уменьшается. При этом наиболее существенное снижение долговечности наблюдается у цилиндрического, не бомбинированного, ролика. Вместе с тем при отсутствии перекоса или незначительной его величине (в рассмотренном примере до 3 минут) долговечность подшипника с цилиндрическими роликами более высокая.

Устранение кромочных напряжений при пе-

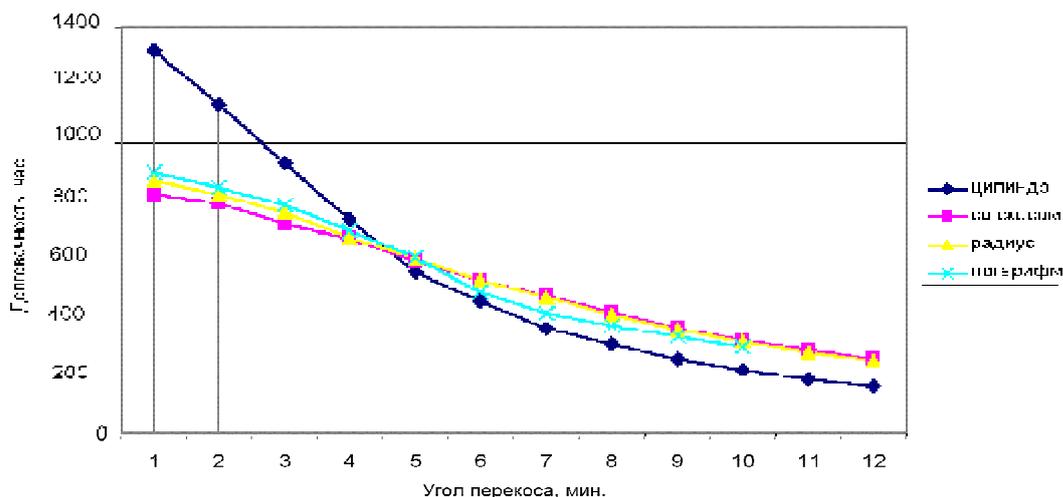


Рис. 3. Зависимость долговечности подшипника от угла перекоса при не профилированном внутреннем кольце

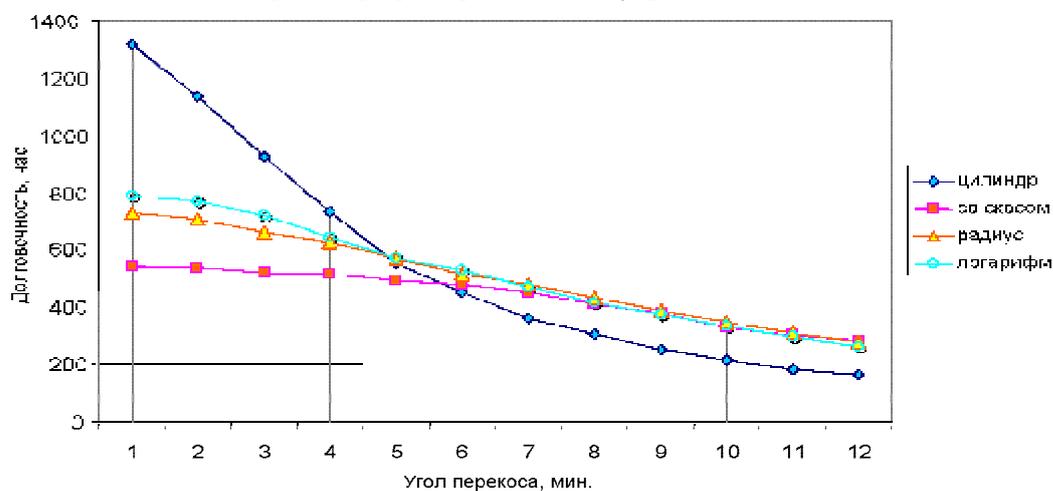


Рис. 4. Зависимость долговечности от перекоса колец при бомбинированном внутреннем кольце

рекосах колец принято обеспечивать бомбинированием роликов. Вместе с тем для снижения кромочных напряжений имеется оптимальное значение величины бомбины.

На рис. 5 показаны зависимости долговечности подшипника от величины бомбины ролика для различных форм бомбины и углов перекоса при не бомбинированном внутреннем кольце.

На рис. 6 приведены зависимости долговечности подшипника от величины бомбины ролика при радиальной нагрузке $F_r = 7$ кН и перекосе колец 5 минут при наличии профилированного внутреннего кольца.

При этом длина цилиндрического участка профиля ролика принята равной 3 мм. Форма профиля беговой дорожки и длина цилиндрического участка внутреннего кольца принималась такой же, как у ролика.

По результатам расчетов видно в целом не существенное влияние профилирования кольца на долговечность подшипника.

Однако видно уменьшение долговечности при увеличении бомбины более некоторой величины. Оптимальное значение бомбины увеличивается с увеличением угла перекоса колец и умень-

шается с увеличением радиальной нагрузки.

У подшипника 5-272822P2 бомбина по чертежу 0,002...0,012 мм. Вместе с тем при радиальной нагрузке $F_r = 7$ кН даже при перекосе колец 9 минут величину бомбины ролика целесообразно назначать более 0,009 мм. При проектировании подшипников величину бомбины необходимо назначать в зависимости от условий эксплуатации. В частности, в рассмотренном примере для межвального подшипника ГТД 5-272822P2 в заданных условиях работы величина бомбины ролика должна быть не более 0,006...0,009 мм.

Таким образом, разработанная методика позволяет не только оценить ресурс подшипника при перекосе колец, но и оптимизировать величину бомбины ролика и колец.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Харрис Т.А. Влияние перекоса на усталостную долговечность цилиндрических роликоподшипников с закругленными роликами // Проблемы трения и смазки. 1969. №2. С. 62-67.
- Галахов М.А. Влияние перекоса колец на распределение давления вдоль образующей цилиндрическо-

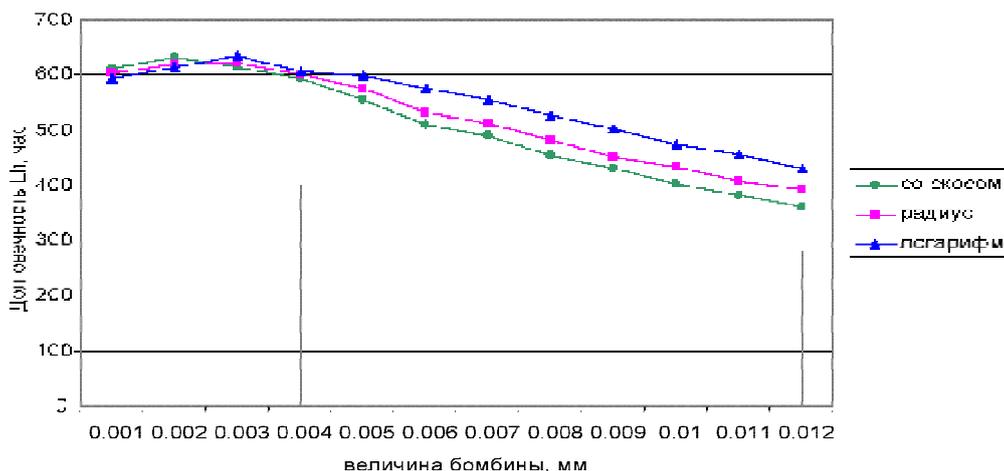


Рис. 5. Зависимость долговечности подшипника от величины бомбины ролика при не бомбинированном внутреннем кольце

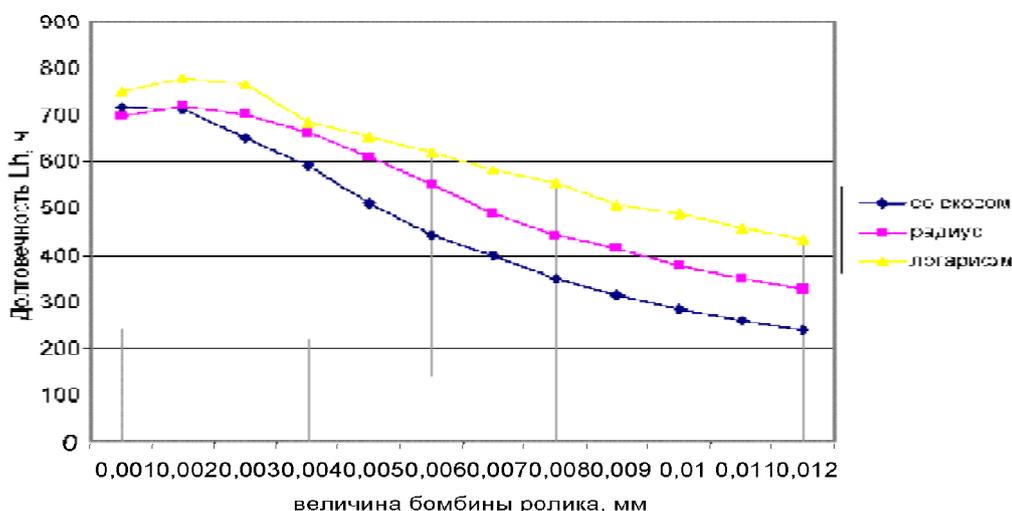


Рис. 6. Зависимость долговечности от величины бомбины ролика при и бомбине кольца 8 мкм

- | | |
|---|---|
| <p>3. Берковиц М.С. Долговечность подшипников качения в условиях несоосности их колец // Вестник машиностроения. 1983. №10. С. 9-12.</p> <p>4. Орлов А.В. Опоры качения с поверхностями сложной формы. М.: Наука, 1983. 125 с.</p> <p>5. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипнико-</p> | <p>вых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.</p> <p>6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.</p> <p>7. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаρχук. Самара: СГАУ, 2007. 254 с.</p> |
|---|---|

LIFE DURATION OF HIGH-SPEED BEARING WITHIN RING MISALIGNMENTS

© 2009 E.P. Zhilnikov¹, V.V. Makarchuk², A.N. Pahomov²

¹ Samara State Aerospace University
² OJSC "Aviation Bearing Plant", Samara

In the work were used methods and results of the calculation of the life duration of high speed radial roller bearings in the aviation engines within ring misalignments. Recommendations to raise the capacity for the work of the bearing assembly and optimization of sizes of the inner geometry.

Main words: roller bearings, ring misalignments, life duration.

Evgenii Zhilnikov Petrovich, Candidate of Technics, Associate Professor, professor at the Design Basics machines Department. Tel. (846) 267-46-12.

Vladimir Makarchuk, EPK Special Bearings Division Director. Tel. (846) 312-26-71.

Alexander Pahomov, an Engineer of the Special Design Bureau. Tel. (846) 312-29-63.