

РАСЧЕТ ПОСАДОК КОЛЕЦ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

© 2011 В. В. Макаrchук¹, Е. П. Жильников²

¹ОАО «Завод авиационных подшипников», г. Самара

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

Приводятся рекомендации по расчету посадочных натягов и усилий затяжки гайками вращающихся колец авиационных подшипников качения. Учитываются тепловое расширение и деформации под действием центробежных сил при высоких скоростях вращения.

Подшипники качения, посадки вращающихся колец.

Рекомендации по подбору посадок колец подшипников качения стандартных типов приведены в справочниках и стандартах [1 - 5]. Вместе с тем, в авиационных изделиях при высоких скоростях вращения и высоких температурах происходит изменение посадочных натягов колец [6, 7]. При этом вращающиеся кольца подшипников для предохранения от проворачивания, как правило, имеют дополнительную затяжку гайками. Вместе с тем, чрезмерные усилия затяжки могут привести к деформациям колец и нарушению работоспособности подшипников. Таким образом, необходимо обоснованно подходить к выбору посадочных натягов вращающихся колец и усилий затяжки их гайками.

Основные положения и методика расчета посадок вращающихся колец подшипников качения

Для предупреждения случайного проворачивания вращающихся колец следует обеспечить условия: $T_{fв} = k_{сц}T_n$ и $T_{fн} = k_{сц}T_n$.

Здесь $T_{fв}$ и $T_{fн}$ - моменты сил трения на посадочных поверхностях; T_n - момент трения в подшипнике в рабочих условиях; $k_{сц}$ - запас надежности по сцеплению на посадочных поверхностях.

Момент трения в подшипнике определяется по рекомендациям [1 - 4].

Момент сил трения на посадочной по-

верхности определяется по формуле:

$$T_{fв} = f \cdot p_в \cdot \pi \cdot d \cdot B/2 \text{ и}$$

$$T_{fн} = f \cdot p_н \cdot \pi \cdot D \cdot B/2.$$

Здесь f - коэффициент трения; $p_в$ и $p_н$ - давление на посадочных поверхностях; d и D - диаметры посадочных поверхностей внутреннего и наружного колец соответственно; B - ширина кольца.

Величина давления на посадочных поверхностях колец определяется по рекомендациям работы [4].

Можно рекомендовать более жесткие требования – как, например, обеспечение минимального давления на поверхностях от посадочного натяга по условию недопущения фреттинг-коррозии $p \geq 1 \dots 1,5$ МПа.

Принимая $p_в$ и $p_н$, можно определить минимально необходимые значения натягов $N_в$ и $N_н$ в рабочих условиях.

Посадочный натяг колец подшипника устанавливается при сборке и определяется предельными отклонениями посадочных размеров колец и деталей подшипникового узла. Вместе с тем, в рабочих условиях происходит изменение посадочного натяга вследствие температурного и центробежного расширения колец подшипника и деталей подшипникового узла.

Предполагая равномерное распределение температуры кольца подшипника в осевом и окружном направлениях, без учета влияния концевых участков валов уменьшение посадочного натяга можно определить по

формулам:

$$\Delta N_{gt} = d(\alpha_n - \alpha_{gg})(t_g - t_0)$$

– для посадки внутреннего кольца;

$$\Delta N_{nt} = D(\alpha_{gn} - \alpha_n)(t_n - t_0)$$

– для посадки наружного кольца.

Здесь d, D - посадочные диаметры внутреннего и наружного колец; $\alpha_n, \alpha_{gg}, \alpha_{gn}$ - коэффициенты линейного температурного расширения для материалов колец подшипника, внутреннего и наружного валов; t_g, t_n - рабочие температуры внутреннего и наружного колец; t_0 - температура сборки подшипникового узла.

Увеличение посадочных диаметров колец от центробежных сил при высоких скоростях вращения можно определить по рекомендациям работ [6] и [7] по формулам:

$$\Delta d_{nc} = \frac{\gamma_n \omega_g^2 d}{16E} \left[(1 - \varepsilon_n) d^2 + (3 + \varepsilon_n) d_1^2 \right]$$

- для посадочной поверхности внутреннего кольца;

$$\Delta d_{gc} = \frac{\gamma_1 \omega_g^2 d}{16E_1} \left[(1 - \varepsilon_1) d^2 + (3 + \varepsilon_1) d_g^2 \right]$$

- для посадочной поверхности внутреннего вала;

$$\Delta D_{nc} = \frac{\gamma_n \omega_n^2 D}{16E} \left[(1 - \varepsilon) D^2 + (3 + \varepsilon) D_1^2 \right]$$

- для посадочной поверхности наружного кольца;

$$\Delta D_{gc} = \frac{\gamma_2 \omega_n^2 D}{16E_2} \left[(1 - \varepsilon_2) D^2 + (3 + \varepsilon_2) d_n^2 \right]$$

- для посадочной поверхности наружного вала.

Здесь $\gamma_n, \gamma_1, \gamma_2$ - удельный вес материалов колец подшипника, внутреннего и наружного валов; E, E_1, E_2 - модули упругости материалов; $\varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_2$ - соответствующие коэффициенты Пуассона материалов; d, D - посадочные диаметры внутреннего и наружного колец подшипника; d_1, D_1 - расчетные диаметры беговых дорожек внутреннего и наружного колец подшипника; d_g - внутренний диаметр внутреннего вала; d_n - наружный диаметр наружного вала.

Для колец роликовых подшипников без направляющих бортиков диаметры d_1 и D_1 определяются по чертежам колец.

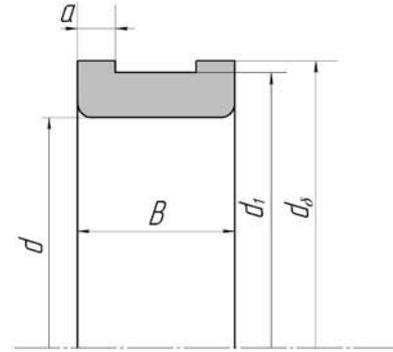


Рис. 1. Основные размеры внутреннего кольца роликового подшипника

Для колец роликовых подшипников с направляющими бортиками (рис.1), учитывая влияние центробежных сил бортиков, при расчетах увеличения посадочных диаметров колец по приведенным выше формулам диаметры беговых дорожек колец следует увеличить. Рекомендуется принять:

$$d_1 = d_g - (d_g - d_1) l / B$$

- для внутреннего кольца;

$$D_1 = D_g + (D_1 - D_g) l / B$$

- для наружного кольца.

Для шариковых подшипников условные диаметры беговых дорожек колец для расчета деформаций от центробежного расширения можно приближенно определить по формулам:

$$d_1 = d_g - \left(R_g^2 \alpha_{gg} - 2R_g (R_g - h_{gg}) \sin \alpha_{gg} \right) / B$$

- для внутреннего кольца;

$$D_1 = D_g + \left(R_n^2 \alpha_{gn} - 2R_n (R_n - h_{gn}) \sin \alpha_{gn} \right) / B$$

- для наружного кольца.

Здесь R_g и R_n - радиусы желобов; h_g и h_n - высоты бортиков соответственно внутреннего и наружного колец.

Высоты бортиков определяются разностью диаметров:

$$h_g = (d_g - d_1) / 2 \text{ и } h_n = (D_1 - D_g) / 2,$$

где d_1 и D_1 - диаметры по дну желоба, внутреннего и наружного колец по чертежу.

В приведенных формулах d_g и D_g - диаметры бортиков колец (рис 2).

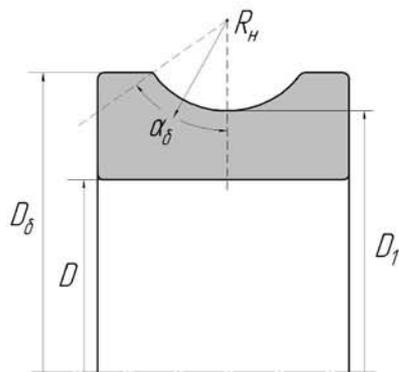


Рис. 2. Основные размеры внутреннего кольца шарикового подшипника

Углы охвата желобов определяются по формулам:

$$\alpha_{бг} = \arccos\left(\frac{R_g - h_g}{R_g}\right) \text{ и}$$

$$\alpha_{бн} = \arccos\left(\frac{R_n - h_n}{R_n}\right).$$

Таким образом, уменьшение посадочного натяга от центробежного расширения валов и колец подшипника будет равно:

$$\Delta N_{вц} = \Delta d_{пс} - \Delta d_{вс}$$

- для посадки внутреннего кольца;

$$\Delta N_{нц} = \Delta D_{вс} - \Delta D_{пс}$$

- для посадки наружного кольца.

Следовательно, величины натягов в рабочих условиях будут равны:

$$N_g = N_{го} - \Delta N_{гт} - \Delta N_{вц}$$

- для посадки внутреннего кольца;

$$N_n = N_{но} - \Delta N_{нт} - \Delta N_{нц}$$

- для посадки наружного кольца.

Здесь $N_{го}, N_{но}$ - посадочные натяги внутреннего и наружного колец при сборке.

Минимально необходимые посадочные натяги при сборке с учетом смятия гребешков микронеровностей поверхностей определяются по формуле:

$$N_{o\min} = N_o + 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}).$$

Здесь R_{z1} и R_{z2} - характеристики шероховатости посадочных поверхностей валов и колец; N_{\min} и $N_{o\min}$ - соответственно расчетные и сборочные значения минимального натяга.

Рассмотрим расчет посадки внутреннего кольца межвального роликового подшипника 5-272822P2 при частоте вращения $n_g = 10200$ об/мин и $n_n = 13300$ об/мин. Номи-

нальные значения размеров подшипника и кольца будут равны: $d = 110$ мм, $D = 140$ мм, $B = 19$ мм, $d_1 = 117$ мм, $d_б = 121$ мм и $l = 10$ мм.

Для подшипниковой стали примем характеристики: $\gamma_n = 7,85$ г/см³; $E_n = 2,08 \cdot 10^5$ МПа; $\varepsilon_n = 0,3$.

Внутреннее кольцо имеет направляющие бортики диаметром $d_б = 121$ мм. Тогда расчетное значение наружного диаметра внутреннего кольца будет равно:

$$d_1 = 118,9 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр вала примем равным $d_г = 80$ мм. Кроме того, характеристики материалов вала и кольца подшипника примем одинаковыми.

Номинальное значение радиальной нагрузки подшипника $F_r = 7$ кН, смазка маслом ИПМ-10, имеющем при рабочей температуре $t_г = 250^\circ\text{C}$ кинематическую вязкость $\nu = 0,8$ сСт.

При среднем диаметре подшипника $d_m = 125$ мм и разности скоростей колец $n = n_g - n_г = 3100$ об/мин составляющая момента трения, зависящая от скорости и вязкости смазки, определится по формуле:

$$T_0 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} d_m^3.$$

По [4] при струйной подаче смазки найдем $f_0 = 6$. Тогда $T_0 = 214,71$ Н·мм.

Составляющая момента трения, зависящая от нагрузки, для роликового подшипника по [4] определится выражением:

$$T_1 = f_1 F_r d_m.$$

При заданных условиях работы $f_1 = 3 \cdot 10^{-4}$. Тогда $T_1 = 262,5$ Н·мм.

Полный момент трения в подшипнике $T = T_0 + T_1 = 477,21$ Н·мм.

Минимальное давление на посадочной поверхности в рабочих условиях примем равным $p_г = 2,6$ МПа.

Тогда минимальное значение посадочного натяга в рабочих условиях будет равно $N_{г\min} = 0,00853$ мм.

Угловая скорость вращения внутренне-

го кольца $\omega_6 = 1068,1$ рад/с.

Увеличение посадочных диаметров кольца подшипника и вала от центробежных сил будет равно: $\Delta d_{nc} = 0,01632$ мм и $\Delta d_{6c} = 0,00876$ мм.

Уменьшение посадочного натяга от центробежного расширения деталей определится разностью и будет равно $\Delta N_{6c} = 0,00756$ мм.

Принимая температуры вала и кольца одинаковыми, получим $\Delta N_{6t} = 0$. Тогда минимальное значение посадочного натяга внутреннего кольца при сборке будет равно

$$N_{60min} = 0,00853 + 0,0 + 0,00756 = 0,01609 \text{ мм.}$$

Характеристики шероховатости посадочных поверхностей вала и кольца $R_z = 6,3$ мкм. Тогда с учетом смятия микронеровностей минимальное значение посадочного натяга при сборке следует принять равным: $N_{6min} = 0,03121$ мм.

Предельные отклонения посадочного диаметра кольца равны $0 \dots 0,01$ мм. Следовательно, предельные отклонения посадочного диаметра вала должны быть не менее $0,02121 \dots 0,03121$ мм. Это обеспечивается посадкой *н6*, для которой предельные отклонения вала $0,023 \dots 0,045$ мм. При максимальном значении посадочного натяга $0,055$ мм следует проверить условия прочности соединения по [9].

Методика расчета требуемой затяжки колец подшипников качения

Для повышения надежности от проворачивания вращающиеся кольца подшипников авиационных изделий принято затягивать гайками, как показано на рис. 3.

Без учета трения по посадочной поверхности кольца затяжка гайкой должна обеспечить условие $T_{m6} = k_{cy} T_n$.

Момент трения T_{m6} на торце бортика кольца определится по формуле:

$$T_{m6} = \frac{2 f F_{зам} (d_{6p}^3 - d_p^3)}{3 (d_{6p}^2 - d_p^2)}$$

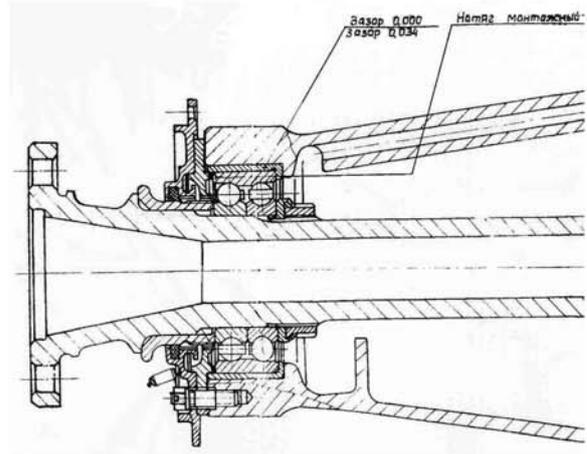


Рис.3. Схема опоры рулевого винта вертолета

Здесь $F_{зам}$ - усилие затяжки кольца гайкой; d_{6p} и d_p - диаметры бортика и отверстия кольца соответственно с учетом фасок.

Отсюда находится требуемое усилие затяжки гайки:

$$F_{зам} = \frac{3 k_{cy} T_n (d_{6p}^2 - d_p^2)}{2 f (d_{6p}^3 - d_p^3)}$$

При этом для сдвоенных подшипников с преднатягом (см. рис.3) усилие затяжки должно быть не менее величины требуемой величины усилия преднатяга полуколец.

При затяжке гайки происходят деформации сжатия вала и растяжения гайки [9]. Принимая равномерным распределение нагрузки по виткам гайки с метрической резьбой, распорное давление на среднем диаметре определим по формуле:

$$p_{расп} = F_{зам} \operatorname{tg} 30^\circ / (\pi d_2 H_2)$$

Здесь H_2 - высота гайки; d_2 - средний диаметр резьбы.

Суммарная деформация растяжения гайки и сжатия вала определится по формуле:

$$\delta_\Sigma = p_{расп} d_2 \left(\frac{C_2 + \varepsilon_2}{E_2} + \frac{C_6 - \varepsilon_1}{E_1} \right)$$

При этом

$$C_2 = \frac{D_2^2 + d_2^2}{D_2^2 - d_2^2} \text{ и } C_6 = \frac{d_2^2 + d_6^2}{d_2^2 - d_6^2}$$

Здесь E_2, E_1 - модули упругости мате-

риалов гайки и вала; $\varepsilon_2, \varepsilon_1$ - соответствующие коэффициенты Пуассона материалов; D_2 - расчетное значение наружного диаметра гайки; d_g - диаметр отверстия вала.

В рабочих условиях происходит изменение усилия затяжки кольца и распорного усилия в резьбе вследствие температурного и центробежного расширения гайки и вала подшипникового узла.

При известных значениях температуры вала и гайки увеличение среднего диаметра резьбы можно определить по формулам:

$$\Delta_{2t} = d_2 \alpha_2 (t_2 - t_0) - \text{для резьбы гайки};$$

$$\Delta_{6t} = d_2 \alpha_{66} (t_6 - t_0) - \text{для резьбы вала}.$$

Здесь α_2, α_{66} - коэффициенты линейного температурного расширения для материалов гайки и вала; t_2, t_6 - рабочие температуры гайки и вала; t_0 - температура сборки подшипникового узла.

Увеличение среднего диаметра резьбы от центробежных сил при высоких скоростях вращения можно определить по рекомендациям работ [6] и [7] по формулам:

$$\Delta_{2c} = \frac{\gamma_2 \omega_6^2 d_2}{16 E_2} \left[(1 - \varepsilon_2) d_2^2 + (3 + \varepsilon_2) D_2^2 \right]$$

- для резьбы гайки;

$$\Delta_{6c} = \frac{\gamma_1 \omega_6^2 d_2}{16 E_1} \left[(1 - \varepsilon_1) d_2^2 + (3 + \varepsilon_1) d_6^2 \right]$$

- для резьбы вала.

Здесь γ_2, γ_1 - удельный вес материалов гайки и вала.

С учетом этих изменений диаметра резьбы суммарную деформацию гайки и вала при сборке можно принять равной:

$$\delta_{20} + \delta_{60} = \delta_2 + \delta_6 + (\Delta_{2t} - \Delta_{6t}) + (\Delta_{2c} - \Delta_{6c}).$$

Тогда усилие затяжки гайки при сборке будет равно:

$$F_{зам0} = F_{зам} \left(1 + \frac{\Delta_{2t} - \Delta_{6t} + \Delta_{2c} - \Delta_{6c}}{\delta_{\Sigma}} \right).$$

Контроль усилия затяжки при сборке выполняется по моменту на ключе при завинчивании гайки [9]:

$$T_{кл} = F_{зам0} (d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) / 2 + f d_{cp} / 2).$$

Здесь ψ и φ - угол подъема и угол трения в резьбе, d_{cp} - средний диаметр торца гайки.

При этом $\psi = \operatorname{arctg}(p / (\pi d_2))$ и $\varphi = \operatorname{arctg}(f / \cos(\alpha_n / 2))$, где p - шаг резьбы; α_n - угол профиля резьбы в нормальном сечении.

В качестве примера рассмотрим опору рулевого винта вертолета МИ-8, показанную на рис.3.

Основные размеры подшипника 3156211: внутренний диаметр $d = 55$ мм, наружный - $D = 100$ мм, номинальный диаметр шариков $D_w = 12,7$ мм, диаметр бортика внутреннего кольца $d_6 = 71,1$ мм, ширина подшипника $B = 33,3$ мм. Начальный угол контакта подшипника $\alpha_0 = 36^\circ$. Статическая грузоподъемность подшипника [1] $C_0 = 51,2$ кН, динамическая - $C = 65,0$ кН.

Подшипник затянут гайкой с резьбой М52×1,5. Ширина гайки $H_2 = 8$ мм, условный наружный диаметр гайки без прорезей будет равен $D_2 = 65,67$ мм.

Частота вращения подшипника $n = 1120$ об./мин, осевая нагрузка $F_a = 8,24$ кН, радиальная нагрузка $F_r = 2,28$ кН, требуемое для обеспечения оптимальной долговечности усилие преднатяга подшипника $F_{np} = 2$ кН.

Для смазки маслом Б-3В при температуре 100°C кинематическая вязкость $\nu = 5$ сСт. Тогда при $vn = 5600$ и смазке в масляной ванне по [4] для двухрядного радиально-упорного шарикоподшипника найдем $f_0 = 4$ и составляющая момента трения, не зависящая от нагрузки, определится по формуле:

$$T_0 = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} d_m^3.$$

При среднем диаметре подшипника $d_m = (d + D) / 2 = 77,5$ мм найдем $T_0 = 58,7$ Н·мм.

Приведенную динамическую нагрузку при $F_a / F_r > 0,99$ найдем по [4]:

$$P = 0,59F_r + 1,04F_a.$$

При указанных значениях нагрузок найдем $P = 11,995$ кН. Тогда получим для двухрядного шарикоподшипника:

$$f_I = 0,001(P/C_0)^{0,33} = 6,195 \cdot 10^{-4}.$$

Составляющая момента трения, зависящая от нагрузки, определится по формуле:

$$T_I = f_I(1,4F_a - 0,1F_r)d_m.$$

Принимая с учетом величины преднатяга осевую нагрузку равной $8,24+2,0 = 10,24$ кН, найдем $T_I = 677,3$ Н·мм.

Полное значение момента трения в подшипнике будет равно:

$$T = T_0 + T_I = 736,0 \text{ Н·мм.}$$

Для удержания от проворота внутреннего кольца за счет трения на торцах по приведенной выше формуле требуемое усилие затяжки гайкой определится по приведенной выше формуле. Принимая с учетом фасок размеры торцов $d_{6p} = 70$ мм и $d_p = 57$ мм, получим $F_{зам} = 288,8$ Н, что меньше требуемого усилия преднатяга.

В связи с этим принимаем

$$F_{зам} = F_{np} = 2 \text{ кН.}$$

При указанных размерах гайки и среднем диаметре резьбы $d_2 = 51,026$ мм распорное давление в резьбе будет равно $P_{расп} = 0,9$ Н/мм².

Характеристики стали для вала и гайки примем одинаковыми:

$$\gamma_2 = \gamma_I = 7,85 \text{ г/см}^3;$$

$$E_2 = E_I = 2,08 \cdot 10^5 \text{ МПа; } \varepsilon_2 = \varepsilon_I = 0,3.$$

Суммарная величина деформаций сжатия вала и растяжения гайки при установленной величине распорного давления будет равна $\delta_\Sigma = 1,66$ мкм.

Температуры вала и гайки примем одинаковыми. В связи с этим изменением размеров вала и гайки вследствие температурного расширения пренебрегаем.

При угловой скорости вращения вала $\omega_6 = 117,286 \text{ с}^{-1}$ увеличение среднего диаметра резьбы вала в рабочих условиях будет $\Delta_{6с} = 6,12$ мкм, у гайки - $\Delta_{2с} = 12,3$ мкм. В

связи с этим при сборке требуемое усилие затяжки гайки будет увеличено до $F_{зам} = 24,19$ кН.

Тогда момент затяжки гайки при сборке должен быть $T_{кл} = 119,5$ Н·м.

В сборочных чертежах редуктора момент затяжки гайки в данной опоре назначен равным 650 Н·м, что значительно превышает требуемый момент затяжки. Это приводит в некоторых случаях к чрезмерным деформациям в контактах шариков с желобами колец.

Библиографический список

1. Подшипники качения [Текст]: Справочник-каталог/ под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
2. SKF. Общий каталог. Изд. СКФ, 1989. – 976 с.
3. Черменский, О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения [Текст]: справочник-каталог./ О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576с.
4. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор [Текст]: справ./ Л.Я. Перель.– М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
5. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. ГОСТ 3325-85. – М.: Изд-во Стандартов, 1989. - С.235 – 338.
6. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД [Текст]/ В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов [и др.]. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 257 с.
7. Жильников, Е.П. Подбор зазоров и посадок высокоскоростных подшипников качения [Текст]/ Е.П. Жильников, Г.З. Заров, Ю.В. Ильин // Авиационная промышленность, 1984. №3, - С. 53-56.
8. Феодосьев, В.И. Сопrotивление материалов. [Текст]/ В.И. Феодосьев.– М.:Наука, 1974 – 560 с.
9. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

**CALCULATION
OF AIRCRAFT HIGH-SPEED ROLLING-ELEMENT BEARING RINGS FIT**

© 2011 V. V. Makarchuk¹, E. P. Zhilnikov²

¹OJSC “Aviation bearing plant”, Samara

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

Hereunder are recommendations for calculation of aircraft rolling bearing rings fitting pull and screw nut tightening efforts considering thermal expansion and deformation due to high-speed centrifugal force.

Rolling-elements bearings, rolling rings fit.

Информация об авторах

Макарчук Владимир Владимирович, кандидат технических наук, исполнительный директор дивизиона специальных подшипников ОАО «Завод авиационных подшипников». Тел. (846) 312-26-71. Область научных интересов: авиационные подшипники.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел. (846) 267-46-12. Область научных интересов: авиационные подшипники.

Makarchuk Vladimir Vladimirovich, Candidate of Engineering science, the chief executive of Special Bearings Division of Aviation Bearing Plant. Phone: (846) 312-26-71. Area of research: bearings of aerospace.

Zhilnikov Evgeniy Petrovich, Candidate of Engineering science, professor at the Design Basics machines Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 267-46-12. Area of research: bearings of aerospace.