

Расчеты на долговечность с учетом сложного нагружения роликоподшипника и распределения усилий по телам качения

Иванников В.В.¹, Дегтярев С.А.¹ и Леонтьев М.К.²

¹НТЦ Альфа–Транзит, г. Химки; vvivannikov@gmail.com, degs@alfatran.com

²Московский авиационный институт, г. Москва; lemka@alfatran.com

Стандарты ISO 281:2007 и ГОСТ 18855-2013 позволяют определить долговечность подшипника с учетом предела контактной выносливости материала, вязкости и загрязненности смазки, качество используемой стали и чистоту обработки контактных поверхностей. Однако совершенно без внимания остаются такие факторы, как величина зазора в подшипнике на режиме, перекося колец, силы инерции, действующие на тела качения, а также профиль их образующей (в случае роликов). Техническая спецификация ISO 16281:2008, помимо прочих входных данных оперирующая также с величинами действующих в зонах контакта тел качения напряжений, была призвана устранить этот недостаток. На ее основе в статье представлена методика оценки долговечности радиальных роликовых подшипников качения, которая работает в тесной связке с уточненным подходом к определению величин внутренних радиальных усилий и численной процедурой отыскания профиля контактных давлений, действующих между роликом и кольцами.

Ключевые слова: радиальный роликовый подшипник качения, авиационные двигатели, долговечность

1 Введение

Пройдя долгий путь развития в более чем 50 лет, современный стандарт ISO 281:2007 [1] (равно как и его отечественный аналог ГОСТ 18855-2013) основываются на фундаментальном соотношении, предложенном еще Лундбергом и Пальмгреном [2]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad (1)$$

где L_{10} — число циклов в миллионах оборотов при действии эквивалентной радиальной нагрузки P_r , которое выдержит как минимум 90% изделий из набора, C_r — базовая динамическая грузоподъемность, а p — параметр кривой усталости. Актуальная версия стандарта ISO 281:2007 принимает данную долговечность за базовую, которая должна быть откорректирована с помощью поправочного коэффициента, учитывающего предел контактной выносливости материала, вязкость и загрязненность смазки, качество используемой стали и чистоту обработки контактных поверхностей. Несмотря на существенный прогресс в вопросе изучения воздействия перечисленных параметров на конечную долговечность подшипника, влияние таких немаловажных факторов, как

- 1) величина зазора в подшипнике,
- 2) силы инерции, действующие на тела качения,
- 3) перекося колец,
- 4) профиль образующей тел качения (для роликов)

остаются неучтенным.

Первая пара из вышеперечисленных факторов оказывает значительное влияние на величину контактных напряжений, а оставшиеся два — на их распределение вдоль тела качения. Режимы работы авиационных двигателей сильно различаются по действующим температурам, поэтому рабочий зазор в подшипнике может варьироваться в широких пределах,

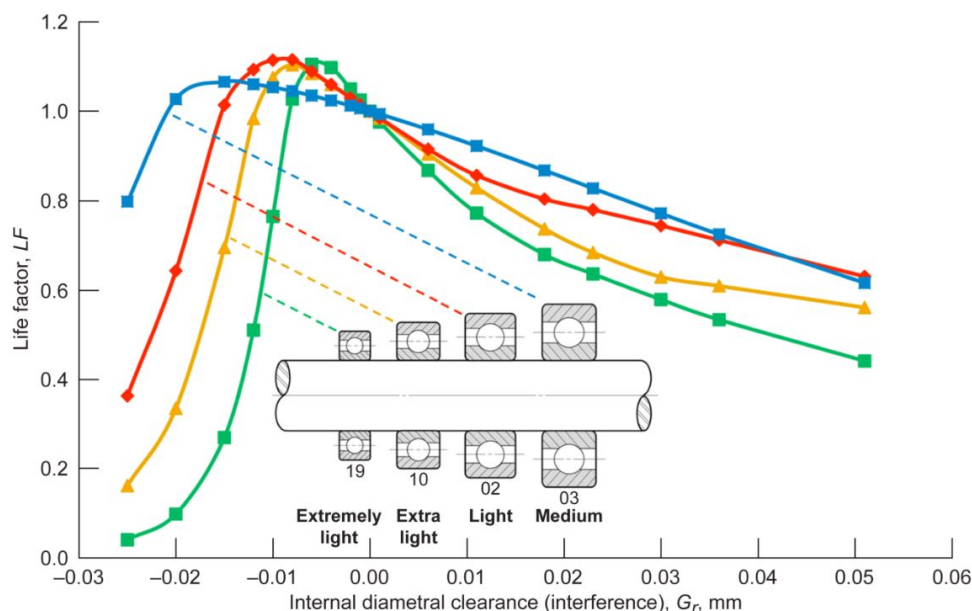


Рис. 1: Зависимость поправочного коэффициента LF в зависимости от внутреннего зазора для четырех размерных групп шарикоподшипников с посадочным диаметром 50 мм, нагруженных таким образом, чтобы максимальное контактное напряжение при нулевом зазоре было равным 1750 МПа.

нередко становясь и отрицательным. Также в силу достаточно больших габаритов применяемых в таких изделиях подшипников и высокой частоты вращения роторов возникающие силы инерции могут оказаться весьма существенными и, как следствие, ощутимо перераспределять контактные усилия между внешним и внутренним кольцом.

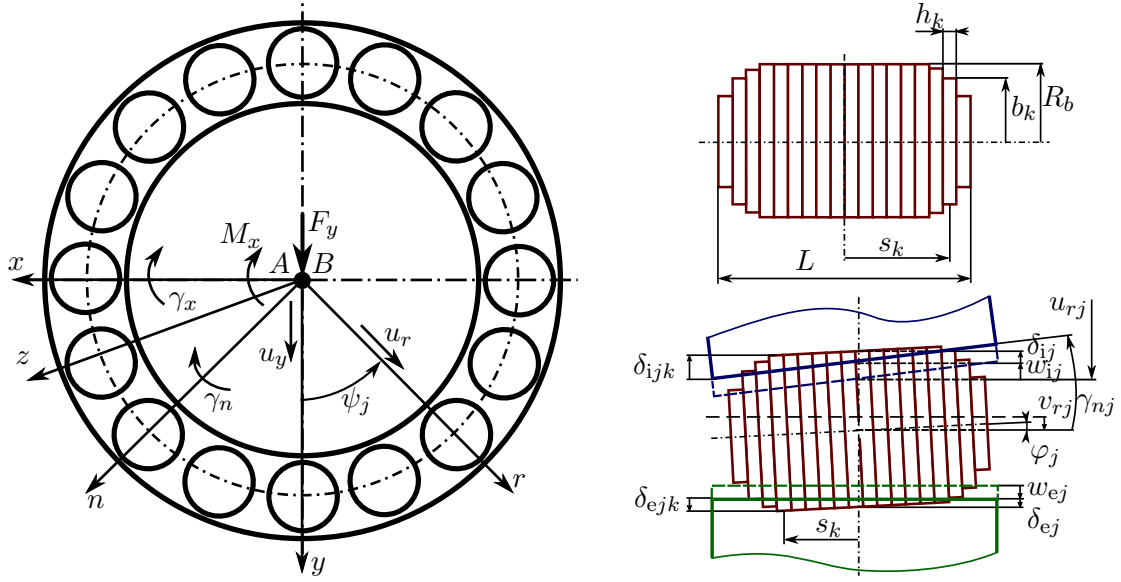
Разными исследователями были предприняты попытки учесть те или иные из обозначенных выше факторов. Так, для учета величины рабочего зазора на режиме Зарецкий [4] предложил ввести специальный поправочный коэффициент долговечности LF . Несмотря на простоту идеи, использовать его на практике не очень удобно, т.к. зависимость LF от величины зазора оказывается не только нелинейной, но и сильно меняющейся при изменении габаритов подшипников (см. рисунок 1). Кроме того, учет остальных факторов все так же оставался под вопросом.

В попытке устранить вышеуказанные пробелы была разработана спецификация ISO 16281:2008 [3], описывающая способ определения долговечности с использованием сведений о величинах напряжений, возникающих в зонах контакта тел качения. На основе данной технической справки в настоящей статье разработана методика определения долговечности радиальных роликовых подшипников качения, учитывающая их актуальный внутренний рабочий зазор, перекос колец, инерцию вращения и профиль тела качения.

2 Определение распределения радиальных сил в подшипнике

Стандартные методики расчета долговечности подразумевают, что зазор в подшипнике околонулевой, в контакте находится половина тел качения и сила, действующая на наиболее нагруженный ролик, хорошо описывается через приближение Штрибека [4] и составляет $\frac{1}{4.37} \dots \frac{1}{5.0}$ от приложенной радиальной нагрузки. Однако часто распределение радиальных усилий в подшипнике оказывается значительно более сложным, и его точное определение оказывается критически важным для достоверной оценки долговечности.

Рассмотрим подшипник с Z роликами как элемент с двумя узлами A и B , которые помещены в центрах внутреннего и наружного колец, соответственно, см. рисунок 2а. Узел



(а) Схема нагружения и степени свободы подшипника. (б) Слайсовая модель и деформированное состояние ролика.

Рис. 2: Схема подшипника и деформированное состояние ролика.

B , связанный с наружным кольцом, примем неподвижным и объявим в нем декартову систему координат x, y, z . Под действием внешней силы F_y и момента M_x внутреннее кольцо совершает малые перемещения u_y и поворот γ_x . Для j -го ролика введем локальную систему координат r, n, z , в которой смещение и поворот внутреннего кольца окажутся записаны в виде

$$u_{rj} = u_y \cos \psi_j, \quad (2a)$$

$$\gamma_{nj} = \arctan(\tan \gamma_x \cos \psi_j). \quad (2b)$$

В локальной системе координат ролик j имеет 2 степени свободы: перемещение v_{rj} и поворот φ_j . Положение тела качения в деформированном состоянии показано на рисунке 2b, и его поджатия по отношению ко внутреннему и наружному кольцам записываются в виде

$$\delta_{ij} = -\frac{g}{4} - v_{rj} - w_{ij} \quad \text{и} \quad \delta_{ej} = -\frac{g}{4} - u_{rj} + v_{rj} - w_{ej}, \quad (3)$$

где g — рабочий диаметральный зазор, а w_{ij} и w_{ej} — радиальные деформации каждого из колец, которые также стоит учесть [5], особенно если подшипник работает с внутренним натягом.

Тело качения может иметь нецилиндрическую образующую, поэтому воспроизведем его профиль с помощью так называемой слайсовой модели [6], см. рисунок 2b, разбив на n_s сегментов шириной h_k . Т.к. отдельный k -й слайс является цилиндром, то для него упругое взаимодействие можно принять Герцевским, а значит контактное усилие, действующее на слайс и поверхность сегмента дорожки качения, описывается следующим степенным законом [7]:

$$q_{ajk} = C_a h_k \delta_{ajk}^n, \quad (4)$$

где индекс $a = \{e, i\}$ является признаком внешнего или внутреннего кольца, δ_{ajk} — величина проникновения слайса в дорожку качения, а C_a — коэффициент контактной жесткости, который в случае изготовления роликов и колец из идентичного материала с модулем Юнга E и коэффициентом Пуассона μ можно принять равным [8]

$$C_a = \frac{\pi E L}{(1 - \mu^2) (7.358 L)^{\frac{10}{9}}}. \quad (5)$$

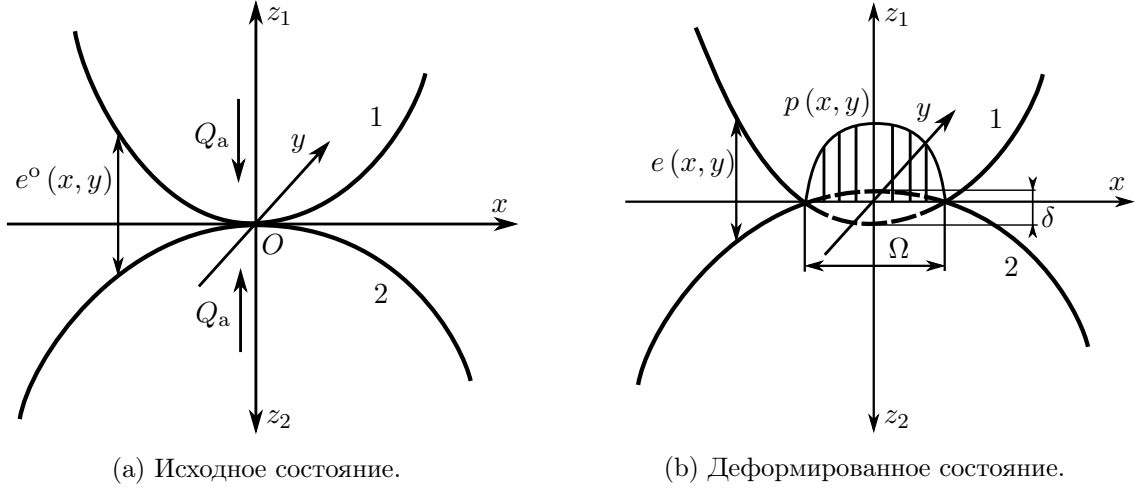


Рис. 3: Контакт упругих тел.

Для известного положения ролика поджатия k -го слайса вычисляются как:

$$\delta_{ijk} = \delta_{ij} - R_b + b_k - \varphi_j s_k, \quad (6a)$$

$$\delta_{ejk} = \delta_{ej} - R_b + b_k + (\varphi_j - \gamma_{nj}) s_k. \quad (6b)$$

С учетом сил инерции равновесие отдельного ролика можно записать в виде:

$$Q_{ij} - Q_{ej} + F_{cj} = 0, \quad (7a)$$

$$M_{ij} - M_{ej} = 0, \quad (7b)$$

где

$$Q_{aj} = \sum_{k=1}^{n_s} C_a \delta_{ajk}^n h_k, \quad (8a)$$

$$M_{aj} = \sum_{k=1}^{n_s} C_a \delta_{ajk}^n h_k s_k, \quad (8b)$$

$$F_{cj} = m\omega_c^2 (R_p + v_{rj}), \quad (8c)$$

здесь m — масса ролика, ω_c — его скорость вращения вокруг оси вала подшипника, а R_p — радиус вращения. Решая нелинейную систему уравнений, удастся определить для каждого тела качения неизвестные v_{rj} и φ_j для заданных u_{rj} и γ_{nj} и перейти к поиску равновесия всего подшипника, характеризуемого системой

$$F_y - \sum_{j=1}^Z \cos \psi_j Q_{ij} = 0, \quad (9a)$$

$$M_x - \sum_{j=1}^Z \cos \psi_j M_{ij} = 0. \quad (9b)$$

Когда равновесие всего подшипника определено, картина распределения радиальных усилий, действующих на внешнее и внутреннее кольца, оказывается восстановленной.

3 Определение контактных давлений

Для j -го тела качения требуется определить поля контактных давлений, возникающих на каждой из дорожек качения от действия радиальной силы Q_{aj} с учетом возможного перекоса φ_j . В основе подхода лежит аналитическое решение Буссинеска для полупространства [9],

нагруженного сосредоточенной силой. Согласно ему, для системы координат x, y , заданной как на показано на рисунке 3а, нормальное перемещение w в точке поверхности с координатами (x, y) от действия контактного давления $p(x', y')$ по площадке контакта Ω будет составлять

$$w(x, y) = \frac{1 - \nu}{2\pi G} \int \int_{\Omega} \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dx' dy'. \quad (10)$$

При численном решении зона контакта Ω разбивается на конечные прямоугольники, внутри каждого из которых контактное давление принимается постоянным.

Если расстояние между двумя поверхностями в исходном положении описывается функцией $e^o(x, y)$, то в деформированном будет вид (см. рисунок 3б)

$$e(x, y) = f(x, y) + e(x, y) - \delta, \quad (11)$$

где δ характеризует величину взаимного проникновения двух тел, причем в соответствии с условием контакта

$$\begin{aligned} p(x, y) &\geq 0, & e(x, y) &= 0 & \forall (x, y) \in \Omega \\ p(x, y) &= 0, & e(x, y) &\geq 0 & \forall (x, y) \notin \Omega \end{aligned} \quad (12)$$

Для решения интегрального уравнения (11), неизвестными которого являются $p(x, y)$, δ и Ω также требуется записать уравнение равновесия

$$\int \int_{\Omega} p(x', y') dx' dy' = Q_a. \quad (13)$$

На геометрию тел не накладывается никаких специальных ограничений, однако мы остановимся на гладких поверхностях, заданных парой радиусов кривизн, а значит

$$e^o(x, y) = \left(\frac{1}{2R_{1x}} + \frac{1}{2R_{2x}} \right) x^2 + \left(\frac{1}{2R_{1y}} + \frac{1}{2R_{2y}} \right) y^2. \quad (14)$$

Перекося ролика φ_j может быть введен в расчет достаточно легко путем модификации уравнения соответствующей поверхности в функции (14), например, с помощью матрицы поворота.

4 Определение базовой долговечности

В случае радиального однорядного подшипника с углом контакта $\alpha = \frac{\pi}{2}$ в соответствии с технической справкой ISO 1281-1 [10] базовые динамические грузоподъемности для внутреннего и внешнего колец подшипника определяются как

$$Q_{ca} = \frac{C_r}{0.31374Z} \left(1 + \left(1.038 \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right)^{\pm \frac{9}{2}} \right)^{\frac{2}{9}}, \quad (15)$$

где $\gamma = \frac{R_b}{R_p}$ и знак “+” относится к внутреннему кольцу ($a = i$), а “-” — к наружному ($a = e$). Соответственно, параметр динамической грузоподъемности для слайса определяется следующим образом:

$$q_{cak} = Q_{ca} \left(\frac{1}{n_s} \right)^{\frac{7}{9}} \quad (16)$$

Для каждого слайса необходимо вычислить значение так называемой функции концентрации, которая характеризует интенсивность возникающих контактных напряжений по отношению в действующей на тело качения погонной нагрузке:

$$f_{ajk} = \frac{1}{q_{ajk}} \left(\left(\frac{p_{ajk}}{271} \right)^2 2R_b (1 \mp \gamma) \frac{L}{n_s} \right), \quad (17)$$

где знак “-” выбирается для $a = i$, а “+” — для индекс $a = e$. С учетом (17) запишем эквивалентные динамические нагрузки, действующие со стороны каждого из колец на k -й слайс одного ролика при прохождении им всех Z положений:

$$q_{dak} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{ajk} q_{ajk})^w \right)^{\frac{1}{w}}. \quad (18)$$

Здесь показатель степени $w = 4$ для вращающегося кольца и $w = 4.5$ для неподвижного. Наконец, базовая долговечность для радиального роликового подшипника в таком случае вычисляется как

$$L_{10} = \left(\sum_{k=1}^{n_s} \left(\left(\frac{q_{cik}}{q_{dik}} \right)^{-\frac{9}{2}} + \left(\frac{q_{cek}}{q_{dek}} \right)^{-\frac{9}{2}} \right) \right)^{-\frac{8}{9}} \quad (19)$$

5 Пример оценки долговечности подшипника

Рассмотрим радиальный роликовый подшипник качения с $R_p = 75$ мм, $R_b = 7,5$ мм, $L = 16$ мм, $Z = 24$, имеющий базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 159000$ Н. Ролик профилированный, кривизна его образующей $R_{x1} = 5000$ мм. Материал — сталь, модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, плотность $\rho = 7850$ кг/м³. Зададим также толщины колец $H_i = 13$ мм и $H_e = 14$ мм и их ширину $B = 30$ мм — данные параметры необходимы для проведения расчета с учетом их деформации [5]. Параметр кривой усталости $p = \frac{10}{3}$.

Таблица 1 показывает параметры проводимых расчетов и соответствующие оценки базовой долговечности подшипника по предложенной методике и по общепринятой формуле (1). Для начала проведем расчет с нулевым рабочим зазором, с жесткими кольцами, без учета инерции вращения тел качения и без профилирования ролика (режим 1). Именно такие условия являются необходимыми для допустимости применения стандартной методики ISO 281:2007. Как видно в таблице 1, величины базовых долговечностей, определенные двумя способами, достаточно близки. В то же время инерция вращения внутреннего кольца и, как следствие, тел качения (режим 2), будет перераспределять радиальные усилия между дорожками качения, и предлагаемый подход эффективно учитывает этот факт, в отличие от классического расчета.

Таблица 1: Режимы работы подшипника, параметры расчета и оценка долговечности.

режим работы	1	2	3	4	5	6
кривизна профиля R_{x1} , мм	∞	∞	5000	5000	5000	5000
учет деформации колец	нет	нет	нет	нет	да	да
частота вращения ω , об/мин	0	10000	10000	12000	10000	12000
радиальная сила F_y , Н	5000	5000	5000	7000	5000	7000
рабочий зазор g , мкм	0	0	10	-40	10	-40
долговечность L_{10} по (1), млн об	101920	101920	101920	33208	101920	33208
долговечность L_{10} по (19), млн об	78794	30479	22237	83	26339	2176

Оценим теперь долговечность для двух режимов работы с профилированным роликом. Расчеты проведем с жесткими (режимы 3 и 4) и деформируемыми (режимы 5 и 6) кольцами. Из таблицы 1 видно, что внутренний натяг значительно снижает долговечность подшипника. Кроме того, учет деформации колец оказывается критически важным для такого случая работы подшипника: модель с жесткими кольцами существенно недооценивает долговечность

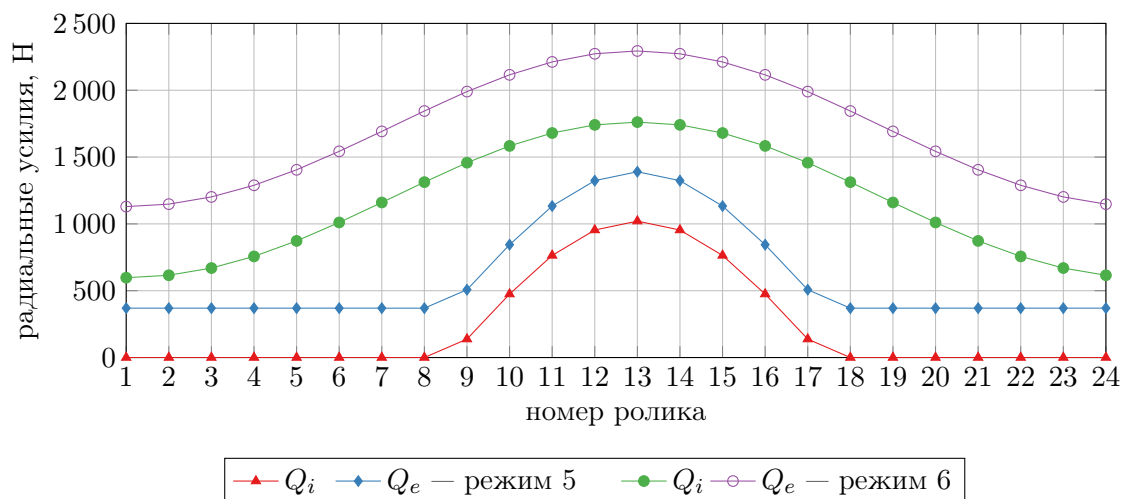


Рис. 4: Радиальные силы, действующие на тела качения для режимов работы подшипника.

подшипника при его работе с отрицательным внутренним зазором даже несмотря на ее общее снижение. Также отметим, что для таких сложных случаев нагружения, какие заданы параметрами режимов 5 и 6, стандартный подход существенно переоценивает базовую долговечность подшипника, особенно, при его работе с натягом (более чем в 10 раз; для режима работы с зазором — в 4 раза).

Хоть данный подшипник и является абстрактным численным примером, но наш опыт показывает, что и на реальном авиационном подшипнике предлагаемый подход предоставляет оценки долговечности, хорошо согласующиеся с данными фирмы-производителя, в то время как классическая формула (1) дает значительную ошибку, порядок которой примерно соответствует расхождениям из таблицы 1.

6 Выводы

Предложенная в статье методика существенно уточняет оценку базовой долговечности для роликового подшипника качения, принимая во внимание рабочий зазор на конкретном режиме работы, перекос и деформации колец, профиль тел качения и величины действующих на них сил инерции. Данные факторы являются принципиально важными при анализе крупногабаритных авиационных подшипников, долговечность которых, получаемая традиционными способами, в большинстве случаев оказывается существенно переоцененной. Значения долговечности, посчитанные с использованием представленного подхода, хорошо согласуются с данными фирмы-изготовителя подшипников, обладающих авторскими, закрытыми алгоритмами для решения данной задачи.

Список литературы

1. ISO 281:2007. Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. — 2007.
2. Lundberg G., Palmgren A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings // Acta Polytechnica. Mechanical Engineering Series. — 1947. — Т. 1, № 3.
3. ISO 16281:2008. Rolling bearings — Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings. — 2008.
4. Oswald F. B., Zaretsky E. V., Poplawski J. V. Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings : тех. отч. / National Aeronautics ; Space Administration. — 2012.

5. *Ivannikov V., Leontiev M., Degtyarev S.* Radial roller bearings with flexible rings: application to rotor dynamics and extension to multibody simulations // 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC17). — Maui, Hawaii, USA : 16–21 December.2017.
6. *de Mul J. M., Vree J. M., Maas D. A.* Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction—Part II: Application to Roller Bearings and Experimental Verification // Journal of Tribology. — 1989. — Т. 111, № 1. — С. 149–154.
7. *Palmgren A.* Ball and roller bearing engineering. — 1959.
8. *Andréason S.* Load distribution in a taper roller bearing arrangement considering misalignment // Tribology. — 1973. — Т. 6, № 3. — С. 84–92.
9. *Mul J. M. de, Kalker J. J., Fredriksson B.* The Contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimensions // Journal of Tribology. — 1986. — Янв. — Т. 108, № 1. — С. 140–148.
10. ISO/TR 1281-1. Rolling bearings — Explanatory notes on ISO 281 — Part 1: Basic dynamic load rating and basic rating life. — 2008.

Цитирование: Иванников В.В., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К. Расчеты на долговечность с учетом сложного нагружения роликоподшипника и распределения усилий по телам качения. Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские чтения – 2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». стр. 168-177