

Комбинированная модель расчета долговечности высокоскоростных подшипников качения двигателей летательных аппаратов

На основе анализа условий работы высокоскоростных подшипников качения двигателей летательных аппаратов в среде маловязких топливных компонентов обоснована комбинированная модель расчета долговечности подшипников по двум критериям работоспособности – сопротивлению контактной усталости и обеспечению износостойкости их рабочих поверхностей. Показан алгоритмический порядок и особенности расчета долговечности по данным критериям.

Б.М. СИЛАЕВ,

д-р техн. наук,

П.А. ДАНИЛЕНКО,

аспирант

(Самарский ун-т, Самара)

p.a.danilenko@list.ru

Комбинированная модель расчета, высокоскоростные подшипники качения, маловязкие рабочие среды, критерии работоспособности, расчет долговечности, сопротивление контактной усталости, износостойкость

Существующая тенденция создания современных двигателей летательных аппаратов (ДЛА) с более высокими показателями экономичности и пониженными массогабаритными характеристиками ведет к постоянному увеличению скоростных параметров. В настоящее время параметр, характеризующий скоростные условия эксплуатации подшипников качения современных ДЛА, достигает уровня $d_m n = 3,5 \cdot 10^6$ мм·об./мин и более. При этом опоры зачастую функционируют в экстремальных температурных условиях – от повышенных плюсовых до глубоких низких, со смазыванием и охлаждением маловязкими рабочими средами, например такими, как компоненты топлива, авиакеросины, криогенные жидкости и др.

Для проектирования такого типа опор ДЛА требуются расчетные методики, позволяющие выполнять оценку долговечности подшипников качения двигателя с достаточно высокой степенью точности для исключения длительных и трудоемких доводочных работ. Отдельные вопросы работоспособности высокоскоростных подшипников качения ДЛА достаточно подробно исследованы и освещены в научных публикациях [1–5]. Для подшипников, работающих на масле, создан ГОСТ 18855-94. Тем не менее задача достоверного расчета и проектирования высокоскоростных опор качения ДЛА в полном объеме не решена до сих пор.

Специфические условия работы высокоскоростных опор качения двигателей летательных аппаратов [6, 7] не позволяют в полной мере использовать методику выбора и расчета подшипников качения в соответствии с ГОСТ 18855-94. Как известно, указанная расчетно-экспериментальная методика получена из условия обеспечения контактной прочности поверхностей качения подшипников, функционирующих в масляной среде при наличии в контакте гидродинамической несущей пленки. При работе подшипников качения в среде маловязких топливных компонентов возможности образования пленки в контакте тел качения с кольцами и ее несущая способность весьма ограничены. Основная физическая характеристика смазочной среды – вязкость, определяющая возникновение несущей гидродинамической пленки на контакте и, следовательно, защиту его от металлического касания при работе. Вязкость, например, для воды и топливных керосинов ТС-1, Т-2 и Т-7 при температуре $t = 20$ °С примерно на порядок меньше вязкости широко применяемых в авиакосмической технике синтетических масел, а вязкость криогенных компонентов топлива уже может быть ниже на два порядка вязкости масел. Соответственно этому уменьшается толщина смазочного слоя на фрикционном контакте и снижается его гидродинамическая грузоподъемность, так как эти величины являются явной функцией вязкости смазочной среды.

Согласно контактно-гидродинамической теории смазывания толщина смазочного слоя в скоростных подшипниках качения ДЛА, работающих, например, на синтетическом масле типа ИПМ-10, находится, как показано в работе [8], в пределах 0,2...0,5 мкм. Если для рассмотренных условий работы вязкость смазочной среды снизить на порядок, то толщина несущей гидродинамической пленки также должна уменьшиться примерно до уровня 0,02...0,05 мкм. Данный порядок подтвержден аналитической оценкой [4] и определен экспериментально по состоянию рабочих поверхностей шарикоподшипников после кратковременных испытаний в натурных условиях [6]. Согласно исследованиям [9, 10] указанные тол-

щины пленок свидетельствуют о ярко выраженном режиме граничного трения, тем более что высота микронеровностей на дорожках качения подшипников ДЛА обычно составляет 0,1...0,16 мкм, т.е. выдерживается известное условие граничного трения $h_{\min} < R_{z1} + R_{z2}$, где $h_{\min}$ – минимальная толщина гидродинамической пленки; R_{z1} и R_{z2} – высота микронеровностей контактируемых тел.

Работа подшипников качения в рассмотренных условиях [1, 6, 7] на основе анализа статистических данных сопровождается изнашиванием рабочих поверхностей. В соответствии с работой [7] будем рассматривать двухстадийную схему расчета долговечности подшипников качения по двум критериям работоспособности – сопротивлению контактной усталости и износостойкости их рабочих поверхностей. Каждая из полученных расчетных оценок долговечности подшипника качения по названным критериям должна отвечать условию

$$L_{h(p)} \geq [L_h], \quad (1)$$

где $[L_h]$ – заданная (требуемая) долговечность подшипника качения; $L_{h(p)}$ – долговечность, полученная из расчета по обеспечению контактной прочности или износостойкости рабочих поверхностей подшипника.

При выборе высокоскоростных подшипников качения ДЛА необходимо учитывать, кроме условий работы, также и ограничения, сформированные на основе опыта эксплуатации: предпочтение следует отдавать хорошо зарекомендовавшим себя в рассматриваемых условиях однорядным шарикоподшипникам и реже роликоподшипникам с массивным сепаратором, выполняемым из таких материалов, как антифрикционные бронзы, латуни, алюминиевые сплавы и пластмассы (текстолит, полиамид, фторопласт-4 и их композиции с наполнителями). Кроме того, серии подшипников предпочтительно выбирать не выше легкой, так как указанные серии имеют более высокие показатели по быстроходности. Материал колец и тел качения подшипников должен отвечать требованиям коррозионной стойкости в химически активных средах.

После выбора типоразмера подшипника качения с учетом особенностей [1, 6, 7] и приведенных в данной работе необходимо провести расчет его долговечности на сопротивление контактной усталости в миллионах оборотов вращающегося кольца (L) и в часах (L_h) по стандартной методике расчета (ГОСТ 18855-94)

$$L = a_q (C/P)^m, \quad L_h = a_q \frac{10^6}{60n} (C/P)^m, \quad (2)$$

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\delta K_T,$$

где a_q ($q=1,2,3$) – коэффициент, учитывающий уровень надежности a_1 , свойства материала a_2 и эксплуатационные условия a_3 (данные коэффициенты необходимо учитывать в обязательном порядке, так как подшипники работают в экстремальных условиях при надежности выше стандартного 90 %-го уровня); m – показатель степени, имеющий значение $m=3$ (для шарикоподшипников) и $m=3,33$ (для роликоподшипников); n – частота вращения подшипника; C – динамическая грузоподъемность, выбираемая в зависимости от типоразмера подшипника; P – приведенная динамическая нагрузка, определяемая как функция заданных внешних радиальной F_r и осевой F_a нагрузок и условий работы.

Как показывает анализ соотношений (2), стандартная методика не учитывает влияние высоких скоростей на долговечность главного элемента опоры – подшипника качения. В связи с этим в дополнение к стандартной методике предлагается проводить проверку в форме расчетной оценки контактных напряжений на беговых дорожках колец подшипника с учетом скоростного фактора. Такую оценку можно выполнять в виде проверки уровня контактных напряжений σ_H на рабочих поверхностях, развиваемых с учетом центробежных сил, сравнивая их с допускаемым $[\sigma_H] \geq 3000$ МПа. Приняв для всех величин, относящихся к наружному концу, индекс «1», а к внутреннему – индекс «2», можем записать согласно работе [3]

$$\sigma_{H(1,2)} = C_{(1,2)} \sqrt[3]{P_0/D_w^2} \leq [\sigma_H], \quad (3)$$

где $C_{1,2}$ – коэффициенты, учитывающие упругие свойства материала и геометрическую форму соприкасающихся тел, МПа (их значения приведены в работе [3]); D_w – диаметр шарика, мм; P_0 – нагрузка на наиболее нагруженный шарик, Н, которую необходимо определять по зависимостям [1]:

- при радиальном нагружении $P_0 = qF_r/Z \cos \alpha_0 + F_{\text{ц}}$;
- при комбинированном нагружении

$$P_0 = qF_r/Z \cos \alpha_0 + F_a/Z \cos \alpha_0 + \frac{1}{2} F_{\text{ц}} \cos \alpha_0.$$

Здесь q – коэффициент, определяемый в зависимости от величины радиального зазора e подшипника по формуле $q = 4,37(1 + 40^e/D_w)$; Z – количество шариков в подшипнике; α_0 – начальный угол контакта; центробежная сила шарика $F_{\text{ц}}$, Н, определяется в зависимости от массы шарика m_w , угловой скорости ω_c его орбитального движения и среднего диаметра подшипника d_m , исходя из соотношения $F_{\text{ц}} = m_w \omega_c^2 d_m / 2$, преобразованного к виду

$$F_{\text{ц}} = 5,6 \cdot 10^{-9} d_m D_w^3 n^2 (1 - D_w \cos \alpha_0 / d_m), \quad (4)$$

при этом величины d_m , D_w и n вводятся при расчете в мм и мин^{-1} .

Как известно, центробежные силы, развиваемые шариками при высокой частоте вращения, могут существенно изменить их кинематику, обуславливающую появление инерционных гироскопических эффектов. Для погашения влияния вредных гироскопических вращений шариков применяют нагружение подшипника качения осевой силой, определяемой по формуле [1]

$$F'_\alpha = 5,75 \cdot 10^{-14} Z d_m D_w^3 n^2 \sin^2 \alpha_0. \quad (5)$$

Если внешняя осевая сила F_α , воздействующая на подшипник, не менее F'_α , то необходимость дополнительного нагружения исключается.

Расчетные зависимости (1) – (5) позволяют подобрать подшипник качения и создать условия функционирования в соответствии с требованиями обеспечения контактной прочности его рабочих поверхностей. Для окончательного подтверждения работоспособности выбранного типоразмера высокоскоростного подшипника качения необходимо выполнить, как отмечалось, расчетную оценку по критерию его износостойкости.

Исследования доказывают, что трение тел качения по беговым дорожкам колец подшипников и порождаемое им сопротивление, обуславливающее изнашивание, возникают по многим причинам. Не вдаваясь в подробности этих процессов, отметим согласно работе [4], что подшипники качения ДЛА, работающие со смазыванием и охлаждением маловязкими топливными жидкостями, подвержены коррозионно-механическому изнашиванию, что требует повышенных прокачек этих жидкостей. В связи с этим для указанных условий и будем рассматривать методику расчета их износостойкости.

В процессе функционирования подшипника качения изнашиванию подвергаются все его элементы. Учитывая, что тела качения и кольца подшипника выполняются из одинакового материала, в качестве интегрального показателя величины износа с достаточным приближением можно принять увеличение его внутренних зазоров $h_{f(i)}$ (здесь j обозначает r или a , т.е. износ в радиальном или осевом направлении). Имея это в виду, можно записать аналитическую формулировку задачи для стационарного режима работы подшипника в следующем виде:

$$h_{f(i)} = I_{h(j)} L_f, \quad (6)$$

при переменном режиме работы суммарный износ подшипника можно оценить из соотношения

$$h_{f(\Sigma)} = \sum_i \int_0^{L_{f(i)}} I_{h(i)} dL_{f(i)}. \quad (7)$$

В зависимостях (6) и (7) L_f и I_h – путь трения и интенсивность изнашивания; i – номер режима работы подшипника.

Путь трения за заданное время t_f можно определить, полагая, что за один оборот внутреннего кольца подшипника комплект шаров в количестве Z штук перемещается по диаметру $d_{\text{ж1}}$ желоба внутреннего кольца на длину, определяемую частотой вращения сепаратора, т.е.

$$L_f = \frac{\pi n}{2} (1 - D_w \cos \alpha / d_m) d_{m1} z t_f. \quad (8)$$

Интенсивность изнашивания I_h найдем согласно работам [4, 11] в виде степенной функции

$$L_h = K(\bar{S})^a, \quad (9)$$

где $\bar{S} = \Theta_s h_s / |\bar{j}_s|$ – термокинетический критерий изнашивания, характеризующий отношение произведения энтропии Θ_s в подвергнутом трибологическим воздействиям слое $h_s \cong R_{\max}$ твердого тела к изменению в нем энтропии за счет переноса потоком $\bar{j}_s$ ($R_{\max}$ – максимальная высота микронеровностей на поверхностях качения); K, a – эмпирические константы уравнения изнашивания, учитывающие некоторые непринимавшие во внимание факторы, например химическую активность среды, и др. Термокинетический критерий $\bar{S}$ адаптирован для общих условий трения качения в работе [12], а для шарикоподшипников с массивным сепаратором в работе [4] параметр $\bar{S}$ определен в виде

$$\bar{S} = (T\Phi_n + \Delta T_n \Phi_d) / T\Phi_d, \quad (10)$$

при этом величины в скобках находят из соотношений

$$\begin{aligned} \Phi_n &= f_{\text{пр}} P \pi d n + C_{\mu} \rho \omega_c^3 \left[R_c^5 - r_c^5 + 2,5 b_c (R_c^4 + r_c^4) \right], \\ \Phi_d &= \rho Q_V C_p (T_2 - T_1) + \Sigma \lambda_k \pi d_{m(k)} B_k / \varphi_k \delta_k \Delta T_n, \\ \Delta T_n &= T - T_{rV}, \end{aligned}$$

где $f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент трения, ориентировочное значение которого дано в работах [1, 2], более точное его определение можно выполнить согласно работе [13]; d – посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника; $d_{m(k)}$ – срединный диаметр k -го кольца подшипника; ρ и C_p – плотность и теплоемкость охлаждающей жидкости; $C_{\mu} = \alpha_{\mu} \text{Re}^{b_{\mu}} (\text{EuTa}^2)^{-b_{\mu}}$ – коэффициент сопротивления при вращении сепаратора как диска в жидкостной среде; $\text{Re}, \text{Eu}, \text{Ta}$ – критерии Рейнольдса, Эйлера, Тейлора; α_{μ} и b_{μ} – коэффициенты, определяемые из эксперимента; $R_c = 1,07 r_n$ и $r_c = 0,87 r_b$ – условные наружный и внутренний радиусы сепаратора, принятые из геометрических соотношений элементов подшипника; b_c – ширина сепаратора; Q_V – величина прокачки смазочно-охлаждающей жидкости через подшипник; λ_k – коэффициент теплопроводности материала деталей подшипника; δ_k – толщина стенки k -го кольца; B_k и φ_k – ширина k -го кольца и его коэффициент кривизны [14]; T_1 и T_2 – температура жидкости на входе в зазоры подшипника и на выходе; T и T_n – температура поверхности трения и наружного кольца. Температуру T найдем из соотношения [4]

$$T = (\Phi_n - \rho Q_V C_p (T_2 - T_1)) / \Sigma_k (\pi d_{m(k)} B_k \lambda_k / \varphi_k \delta_k) + T_{rV}.$$

Обработка статистических данных испытаний подшипников качения с прокачкой воды и жидкого кислорода показала, что температура на выходе из узла T_2 и наружного кольца T_n составляет величину

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + (1 \dots 10); \\ T_n &= T_2 + (1 \dots 6). \end{aligned}$$

После вычисления интенсивности изнашивания I_h подшипника по заданным параметрам в соответствии с выражениями (9) и (10) определяют его износ по выражениям (6) или (7) или его расчетную долговечность $L_{h(p)} = t_f$ из соотношений (5) – (7). Полученное значение сравнивают с допустимыми, т.е.

$$h_{f(\Sigma)} \leq [h_f], \quad L_{h(p)} \geq [L_h], \quad (11)$$

где $[h_f]$ и $[L_h]$ – допустимый износ в течение заданного срока службы подшипника и его заданный ресурс работы.

Для подшипников данного типоразмера допустимый износ $[h_f]$ назначается из условий работы и конструктивных особенностей подшипника, подшипникового узла и агрегата в целом, например, из требований исключения задевания ротора о статор агрегата в процессе работы и др. Обычно допустимый

износ подшипника задается, как отмечено, дифференцированно как увеличение его внутренних зазоров, т.е.

$$[h_{f(r)}] = S_{r(2)} - S_{r(1)}, [h_{f(a)}] = S_{a(2)} - S_{a(1)}, \quad (12)$$

где $S_{r(1)}$ и $S_{a(1)}$, $S_{r(2)}$ и $S_{a(2)}$ – радиальный и осевой зазоры подшипника в состоянии поставки и после заданной наработки. В связи с этим интенсивность изнашивания и износ подшипника рассчитываются отдельно для изнашивания в радиальном направлении и осевом.

Таким образом, решение уравнений (6) – (12) позволит определить износостойкость подшипника качения, т.е. отвечает ли выбранный из условия обеспечения контактной прочности типоразмер подшипника условиям эксплуатации в среде маловязких компонентов топлива.

В заключение необходимо отметить следующее.

Высокоскоростные подшипники качения ДЛА, смазываемые и охлаждаемые маловязкими компонентами топлива, работают в условиях резко выраженного граничного трения, о чем свидетельствует толщина пленки на контакте, не превышающая 0,02...0,05 мкм, и состояние рабочих поверхностей после испытаний, подвергающихся изнашиванию.

Указанные условия функционирования подшипников качения обуславливают необходимость проведения расчетной оценки их долговечности по двум критериям работоспособности – сопротивлению контактной усталости и износостойкости их рабочих поверхностей.

Для расчетной оценки долговечности высокоскоростных подшипников качения удобно пользоваться разработанным алгоритмическим порядком (1) – (12), учитывающим наряду с влиянием заданных нагрузочно-скоростных параметров и особенности функционирования (высокие скорости вращения, большие прокачки через подшипник смазочно-охлаждающих жидкостей и их химическая активность, экстремальные температурные условия и другие параметры и факторы [7]).

Предлагаемая комбинированная методика расчета долговечности высокоскоростных подшипников качения, функционирующих в рабочих средах, позволит исключить используемую в настоящее время субъективную методику выбора и обеспечения работоспособности подшипников качения по способу проб и ошибок и перейти на объективную аналитическую методику оценки долговечности и назначения рациональных параметров, что должно повысить в целом работоспособность опор качения ДЛА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Спицын Н.А. и др.* Опоры осей и валов машин и приборов. Л.: Машиностроение, 1970. 520 с.
2. *Спришевский А.И.* Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1969. 632 с.
3. *Ковалев М.П., Народецкий М.З.* Расчет высокоточных шарикоподшипников. М.: Машиностроение, 1975. 280 с.
4. *Силаев Б.М.* Трибология деталей машин в маловязких смазочных средствах. Самара: СГАУ, 2008. 264 с.
5. *Балякин В.Б., Белоусов А.И.* Методология обеспечения динамических характеристик опор роторов // Изв. вузов. Авиационная техника. 2002. № 3. С. 31–34.
6. *Силаев Б.М.* О структуре расчетной модели изнашивания при трении качения в активных средах // Машиноведение. 1981. № 1. С. 89–97.
7. *Силаев Б.М., Даниленко П.А.* Архитектура многофакторной концептуальной модели высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов и основные направления исследований // Изв. вузов. Авиационная техника. 2014. № 4. С. 64–67.
8. *Коднир Д.С.* Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.
9. *Дерягин Б.В., Пичугин Е.Ф.* Граничная вязкость и граничные фазы смазочных пленок // Труды 2-й конф. по трению и износу в машинах. Т. 3. М.–Л.: АН СССР, 1949. С. 101–105.
10. *Ахматов А.С.* Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
11. *Силаев Б.М.* Обобщенная модель процесса внешнего трения и изнашивания // Машиноведение. 1989. № 2. С. 56–65.
12. *Силаев Б.М.* Адаптационные возможности обобщенных модельных представлений о контактном взаимодействии твердых тел // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 5. С. 886–892.
13. *Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н.* Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
14. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 343 с.

Поступила в редакцию 11.02.15

A Combined Model of Calculating the Durability of Aircraft Engine High Speed Rolling Bearings

B.M. SILAEV AND P.A. DANILENKO

Based on analyzing the operating conditions for high speed rolling bearings of aircraft engines in a medium of low viscosity fuel components, we substantiated a combined model of calculating the bearing life with respect to two criteria of efficiency, namely, the contact fatigue strength and wear resistance of their working surfaces. An algorithmic procedure and special features of calculating the durability with respect to these criteria were shown.

Combined calculation model, high-speed bearings, low-viscous working medium, performance criteria, durability calculation, contact fatigue strength, wear resistance