

ПЕРСПЕКТИВНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ ПОДШИПНИКОВ

Климов В.Н.

Филиал ПАО «ОДК-Сатурн» - ОМКБ, г. Омск, klimov-vitaliy-asp@yandex.ru

Ключевые слова: методика, тепловыделение, температура, подшипник качения

Важным параметром, определяющим габариты и вес элементов масляной системы газотурбинного двигателя (ГТД), является прокачка масла через двигатель, зависящая от теплоотдачи в масло и сорта масла. Исходя из требуемой прокачки масла и количества тепла, которое необходимо отвести маслом от узлов ГТД, выполняется выбор, расчет и проектирование маслососов, теплообменников, магистралей нагнетания и откачки масла.

Потребная прокачка масла через двигатель определяется как [1]:

$$G_{м.ГТД} = 6 \cdot 10^4 \cdot \frac{Q_{ов}}{C_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}, \text{ л/мин} \quad (1)$$

где $Q_{ов}$ - количество тепла, которое необходимо отвести от узлов ГТД маслом, кВт; C_m - удельная теплоемкость масла при среднеарифметической температуре входа и выхода, кДж/(кг·К); ρ_m - плотность масла, кг/м³; Δt_m - разность температур масла на входе и выходе.

Количество тепла, которое необходимо отвести маслом, складывается из тепла, выделяемого за счет механических потерь в редукторах $Q_{ред}$, подшипниках $Q_{подш}$, и тепла, передаваемого от нагретых частей двигателя $Q_{кор}$:

$$Q_{ов} = Q_{ред} + Q_{подш} + Q_{кор}.$$

Для расчета теплового потока, выделяемого трущимися тяжело нагруженными быстроходными подшипниками качения при интенсивной струйной смазке, применяют различные методики [2, 3], разработанные при обобщении значительного количества экспериментальных данных.

$$Q_{подш ЦИАМ-1} = 4,2 \cdot K_\eta \cdot \left[(2,2 + 1,5 \cdot G_m) \cdot 10 - 2 \cdot e^{\lambda u \cdot d \cdot n} + \Delta Q_{ur} + \Delta Q_{ua} \right] \cdot 10^3,$$

где G_m - прокачка масла через подшипник, л/мин; K_η - коэффициент, зависящий от вязкости рабочего масла при +50 °С; λu - параметр равный $10^{-6} \cdot (1,93 - 0,058 \cdot G_m)$; d - диаметр отверстия подшипника, мм; n - частота вращения, мин⁻¹; ΔQ_{ur} , ΔQ_{ua} - слагаемые, учитывающие влияние на тепловыделение радиальной и осевой нагрузок.

$$Q_{подш ЦИАМ-2} = A \cdot \left(\frac{d_m \cdot n}{10^5} \right)^b P_{эkv}^c \cdot G_m^d \cdot T_{м.вх}^e,$$

где $d_m \cdot n$ - параметр быстроходности, мм·мин⁻¹; $P_{эkv}$ - эквивалентная нагрузка на подшипник, кгс; $T_{м.вх}$ - температура масла на входе в подшипнике, °С; A , b , c , d , e - эмпирически определенные коэффициенты, которые зависят от типа и размеров подшипников.

$$Q_{подш КАИ} = (14,7 \cdot 10^5 \cdot Re^{0,214} \cdot Eu^{0,287} \cdot Pr^{0,44} + 16,6 \cdot 10^5 \cdot Re^{-1,25} \cdot Pr^{-1}) \cdot z \cdot \rho_m \cdot D_w^2 \cdot u^3,$$

где Eu - число Эйлера; Re - число Рейнольдса; Pr - число Прандтля; z - число тел качения; D_w - диаметр тела качения; u - окружная скорость сепаратора.

Данные методики дают удовлетворительную сходимость с фактическими величинами $Q_{подш}$ в ограниченном диапазоне типоразмеров и условий применения подшипников [2]. Кроме того, в методиках не учитывается температура подшипников, от которой зависит вязкость смазки в зонах контакта тел качения и колец подшипника. Увеличение температуры подшипника и, соответственно, уменьшение вязкости смазки приводит к уменьшению толщины смазочной пленки в зоне контакта, увеличению износа и тепловыделения в подшипнике.

Для определения потребной прокачки масла (1) в практических расчетах принимают, что при рациональных способах подвода масла и хорошей теплоизоляции опор подшипников

температура подшипников превышает температуру входящего масла на 20...30 °С [1], а температура масла на выходе из подшипника равна температуре подшипника, то есть $\Delta t_m = 20..30 \text{ } ^\circ\text{C}$. Невозможность расчета температуры подшипников и ограниченная область применения методик расчета теплового потока, выделяющегося в них, существенно затрудняет как подбор подшипников, так и оптимизацию элементов маслосистемы ГТД.

В данной работе представлена перспективная методика расчета тепловыделения в подшипниках качения, учитывающая взаимосвязь между тепловыделением, свойствами смазки, режимом эксплуатации подшипника, его параметрами и температурой. Согласно данной методики определение тепловыделения в подшипнике, его температуры и потребной прокачки масла может быть выполнено при решении системы уравнений:

$$\begin{cases} Q_{м.отв} = Q_{\Sigma n} + Q_{под}; & (2) \\ Q_{м.отв} = G_m \cdot C_m \cdot (T_{м.вых} - T_{м.вх}); & (3) \\ Q_{м.отв} = k_m \cdot F_{н.н} \cdot (T_n - T_{м.ср}); & (4) \end{cases}$$

где $Q_{м.отв}$ – мощность теплового потока, отводимая от подшипника маслом; $Q_{\Sigma n}$ – мощность теплового потока, генерируемого в подшипнике в результате потерь мощности на трение $Q_{мп}$ и на перемешивание смазки $Q_{зудр}$; $Q_{под}$ – мощность теплового потока, подводимая к подшипнику от корпусных деталей и ротора; $T_{м.вых}$ – температура масла на выходе из подшипника; k_m – коэффициент конвективной теплоотдачи масла; $F_{н.н}$ – площадь поверхности подшипника, омываемой маслом; T_n – температура подшипника; $T_{м.ср}$ – средняя температура масла в подшипнике.

$$\begin{aligned} Q_{\Sigma n} &= Q_{мп} + Q_{зудр}; \\ Q_{мп} &= N_{мп} = \frac{M_{мп} \cdot n}{9550}, \end{aligned}$$

где $N_{мп}$ – мощность трения в подшипнике; $M_{мп}$ – момент трения в подшипнике, который может быть определен по формуле [4]:

$$M_{мп} = K_{см} \left(f_p \cdot P_{экр} + \mu \cdot d_m^4 \cdot n^2 \right) \cdot \frac{d}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (5)$$

где $K_{см}$ – эмпирический коэффициент, учитывающим условия смазки подшипника; f_p – коэффициент трения тел качения о кольца подшипника под действием эквивалентной нагрузки $P_{экр}$; μ – коэффициент, отражающий трение в подшипнике, возникающее в результате действия на тела качения и сепаратор центробежных сил, [кг/м³]; d_m – средний диаметр подшипника, [м]; d – внутренний диаметр подшипника, [мм].

В формуле (5) f_p , μ – эмпирические коэффициенты, полученные при отсутствии смазки. Коэффициент $K_{см}$ может быть определен при смазке подшипника воздушно-масляной смесью, при которой тепловыделением от перемешивания смазки $Q_{зудр}$ можно пренебречь.

$$\begin{aligned} K_{см} &= f(\Lambda, G_m); \\ \Lambda &= \frac{h_0}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}, \end{aligned}$$

где h_0 – минимальная толщина смазочного слоя масла, мкм; Ra_1 , Ra_2 – шероховатости тел, мкм.

Для шарикового подшипника h_0 согласно [5]:

$$h_0 = f(F_a, F_r, E_I, E_{II}, \varepsilon_I, \varepsilon_{II}, \mu_0, d_m, D_w, \alpha_0, z, m_u, r_g, n, \nu),$$

где F_a – осевая нагрузка на подшипник; F_r – радиальная нагрузка на подшипник; E_I и E_{II} – соответственно модули упругости для тела качения и кольца подшипника; ε_I и ε_{II} – соответственно коэффициенты Пуассона для тела качения и кольца подшипника; μ_0 – динамическая вязкость смазки при рабочей температуре подшипника; α_0 – угол контакта

шарика с желобом; $m_{ш}$ - масса тела качения; r_{ϵ} - радиус кривизны желоба; ν - кинематическая вязкость смазки при рабочей температуре подшипника.

Потери мощности на перемешивание смазки согласно [3]:

$$Q_{\text{сидр}} = C_2 \cdot z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot u^3,$$

где C_2 – коэффициент гидравлического сопротивления.

$$k_m = \frac{Nu \cdot \lambda_{f \text{ см}}}{L_n},$$

где $\lambda_{f \text{ см}}$ - коэффициент теплопроводности масла; $Nu=f(Re, Pr)$ - безразмерный коэффициент теплоотдачи; $L_n=f(d_m)$ – характерный размер подшипника.

$$T_{\text{м.ср}} = \frac{T_{\text{м.вх}} + T_{\text{м.вых}}}{2}.$$

Решение системы уравнений (2...4) для определения тепловыделения в подшипниках качения, температуры подшипников и потребной прокачки масла существенно упростит выбор подшипников, позволит оптимизировать подачу масла в опоры ГТД, уменьшить габариты и массу элементов маслосистемы, что положительно скажется на габаритно-массовых характеристиках ГТД.

Список литературы

1. Смазка авиационных газотурбинных двигателей / М.М. Бич, Е.В. Вейнберг, Д.Н. Сурнов. М.: Машиностроение, 1979. - 176 с.
2. Сравнение различных методик расчета тепловыделения в радиально-упорных шарикоподшипниках / Н.И. Петров, Ю.Л. Лаврентьев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т.17. №2.
3. Исследование теплового режима подшипников ГТД / В.М. Демидович. М.: Машиностроение, 1978. 171 с.
4. Разработка перспективной воздушно-топливной системы смазки газотурбинного двигателя: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Климов В.Н.; Омский государственный технический университет. - Омск, 2022. 133 с.
- 5 Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д.С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1976. – 304 с.

Сведения об авторе

Климов Виталий Николаевич, кандидат технических наук, начальник отдела зубчатых передач, маслосистем и подшипников.

PROMISING METHOD FOR DETERMINING HEAT GENERATION IN ROLLING BEARINGS AND BEARING TEMPERATURE

Klimov V.N.

Branch of PJSC «UEC-Saturn»-OEDB, Omsk, klimov-vitaliy-asp@yandex.ru

Currently, methods for determining heat generation in bearings have satisfactory convergence with actual values in a limited range of bearing sizes and operating conditions. These methods do not take into account the temperature of the bearings, which determines the viscosity of the lubricant in the contact areas of the rolling elements and bearing rings. As the bearing temperature increases, the thickness of the lubricating layer in the contact area decreases. Wear and heat generation in the bearing increases. This article presents a promising method for calculating heat generation in rolling bearings, taking into account the relationship between heat generation, lubrication properties, bearing operating mode, its parameters and temperature.