

УДК 621.822

С.В. ЕГОРОВ, А.М. АРАСЛАНОВ, Г.И. ЗАЙДЕНШТЕЙН, Н.Н. МАЛИВАНОВ

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА СРЕДНЕЙ ОПОРЫ ГТД, СОСТОЯЩЕЙ ИЗ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ И ТОРЦЕВЫХ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Представлена методика расчета теплового режима подшипников ГТД, основанная на критериальных зависимостях для оценки суммарных затрат мощности на привод подшипников, в проектировочном и проверочном вариантах: в конечном итоге – расчетная оценка либо рабочей температуры подшипника, либо потребной прокачки масла через подшипник.

подшипники ГТД, торцевые контактные уплотнения, потери мощности, тепловой режим, критерии подобия, температура, прокачка, методика расчета

Введение

Работоспособность опор газотурбинных двигателей, состоящих из радиально-упорных шарикоподшипников и торцевых контактных уплотнений, в значительной мере зависит от их теплового режима. Средняя опора ГТД представляет собой два подшипниковых узла, состоящих из радиально-упорных шарикоподшипников и торцевых контактных уплотнений (рис. 1). Поэтому для расчета теплового режима средней опоры ГТД в целом необходимо произвести расчет для каждого подшипникового узла. Отметим, что эффективная герметизация масляной полости является одним из важных условий работоспособности опоры качения. С этой целью в средней опоре ГТД применяются аксиальные торцевые контактные уплотнения (в дальнейшем ТКУ), представляющие собой упорный подшипник скольжения с контактной парой сталь-графит. Наличие ТКУ не только приводит к дополнительному тепловыделению в подшипниковом узле, но и существенно меняет картину течения масла в канале подшипника. Без ТКУ внутренняя полость подшипника заполнена воздушно-масляной смесью, обладающей неоднородным составом. При работе подшипника с ТКУ плотность смазывающей и охлаждающей жидкости в его канале будет приближаться к плотности

масла в обычных условиях. ТКУ сохраняют работоспособность при осевом смещении и перекосах колец шарикоподшипников, возникающих от действия различных сил.

Методика расчета

Методика расчета теплового режима средней опоры ГТД разработана на основе полученного нами структурного выражения для оценки суммарного теплового потока, эквивалентного затратам мощности на привод радиально-упорных шарикоподшипников с ТКУ в виде суммы четырех составляющих (в Вт): $Q_{КОН}$ – потерь на трение в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец; $Q_{СЕП}$ – потерь, относящихся к сепаратору; $Q_{ГИДР}$ – потерь от сил гидродинамических сопротивлений; $Q_{ТКУ}$ – потерь в торцевых контактных уплотнениях:

$$\begin{aligned} \sum Q &= Q_{КОН} + Q_{СЕП} + Q_{ГИДР} + Q_{ТКУ} = \\ &= (c_{1K} + c_{1C} + c_2 + c_3) \cdot z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot U^3 = \\ &= \left(0,49 \cdot 10^{-10} \cdot Re^{1,065} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{1,285} + \right. \\ &\quad \left. + \varepsilon \cdot Re^{-0,218} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{0,132} + \right. \\ &\quad \left. + 1,53 \cdot 10^8 \cdot Re^{-1,515} \cdot Pr^{-1,185} + \right. \\ &\quad \left. + 4,05 \cdot 10^7 \cdot Re_{ТКУ}^{-1,032} \cdot Eu_{ТКУ}^{0,289} \cdot Pr_{ТКУ}^{-0,702} \right) + \\ &\quad + z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot U^3. \end{aligned}$$

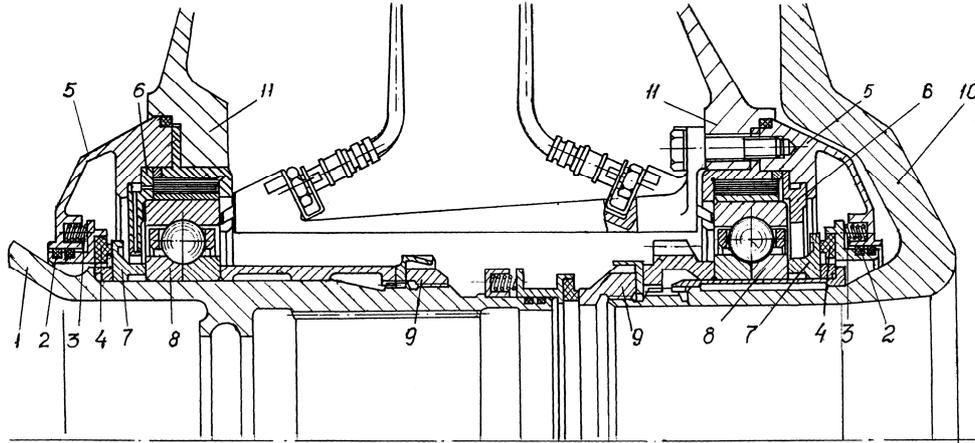


Рис. 1. Средняя опора ГТД НК-8:

1 – ротор; 2 – кольцо резиновое, вспомогательное уплотнение; 3 – комплект из 12 пружин; 4 – втулка упорная ТКУ, с кольцом из графита; 5 – крышка средней опоры; 6 – форсуночное кольцо; 7 – втулка опорная ТКУ, стальная; 8 – радиально-упорные шарикоподшипники; 9 – гайка; 10 – ротор; 11 – корпус двигателя

Для выполнения расчетов должны быть заданы следующие параметры подшипникового узла.

1. Геометрические размеры: номинальный внутренний диаметр подшипника d , м; номинальный наружный диаметр подшипника D , м; номинальный диаметр тела качения D_w , м; диаметр окружности, проходящей через центры тел качения

$$D_{pw} = (D + d) / 2, \text{ м;}$$

начальный угол контакта α_0 , град; число тел качения z ; номинальный внутренний диаметр контактирующей поверхности ТКУ d_1 , м; номинальный внешний диаметр контактирующей поверхности ТКУ d_2 , м; средний диаметр ТКУ

$$D_{TKV} = (d_1 + d_2) / 2, \text{ м.}$$

2. Частота вращения вала n , мин⁻¹.
3. Осевая нагрузка на подшипник F_a , Н.
4. Осевая нагрузка на ТКУ F_{TKV} , Н.
5. Температура масла на входе в подшипниковый узел $t_{м.вх.}$, °С.

6. Температура термостабильности применяемого сорта масла $t_{терм.}$, °С.

7. Предельно допустимая температура наружного кольца подшипника $t_{подш.}$ (в °С) или потребная прокачка масла q_m (кг/ч).

Порядок расчета

1. Оценка теплофизических параметров применяемого сорта масла при температуре масла на выходе $t_{м.вых} = (0,80 \dots 0,95) \cdot t_{подш.}$, °С;

а) для подшипников, изготовленных из теплоустойчивых материалов [11]: $t_{подш.} \leq t_{подш.макс} = 160$ °С;

б) для подшипников, изготовленных из стали ШХ-15 с нормальным отпусканием можно принимать $t_{подш.} \leq t_{подш.макс} = 120$ °С.

Находятся следующие параметры:

1.1. Коэффициент кинематической вязкости ν , м²/с.

1.2. Плотность масла ρ , кг/м³.

1.3. Критерий Прандтля $Pr = \frac{\nu}{a}$.

1.4. Удельная теплоемкость C_p , Дж/(кг·°С).

2. Определение окружной скорости сепаратора,

$$\text{м/с: } U = \frac{\pi \cdot (D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha_0) n}{120}.$$

3. Определение критерия Рейнольдса подшипника:

$$\text{ка: } Re = \frac{U \cdot D_w}{\nu}.$$

4. Расчет осредненной нагрузки, действующей на одно тело качения подшипника:

4.1. Определение центробежной силы тела каче-

ния, Н: $F_{ц.б} = \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot D_w^3 \cdot U^2}{3 \cdot D_{\rho_m}}$, здесь ρ_m – плотность материала тела качения, кг/м³.

4.2. Оценка угла контакта на наружном кольце подшипника, град:

$$\alpha_n = \alpha_0 - 6344,7(U \cdot D_w)^2 \cdot \left(\frac{F_a}{z}\right)^{-1}.$$

4.3. Осредненная нагрузка на одно тело качения,

$$H: F_{ср.ш} = \frac{F_a}{z \cdot \sin \alpha_n} - \frac{F_{ц.б} \cdot \cos \alpha_n}{2}.$$

5. Расчет критерия Эйлера подшипника

$$Eu = \frac{F_{ср.ш}}{\rho \cdot (U \cdot D_w)^2}.$$

6. Расчет критерия Рейнольдса ТКУ:

$$Re_{мкy} = (V_{мкy} \cdot D_{мкy}) / \nu.$$

7. Расчет критерия Эйлера ТКУ:

$$Eu_{мкy} = \frac{F_{мкy}}{\rho \cdot (D_{мкy} \cdot V_{мкy})^2}.$$

8. Определение суммарного коэффициента сопротивлений.

8.1. Коэффициент сопротивления трения в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец: $C_{1к} = 0,49 \cdot 1^{-10} \cdot Re^{1,065} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{1,285}$.

8.2. Коэффициент сопротивления трения в контакте между телами качения и гнездами сепаратора:

$$C_{1с} = \nu \cdot Re^{-0,218} \cdot Eu^{0,300} \cdot Pr^{0,132},$$

где $b = 3,5 \cdot 10^{-2}$ для покрытия сепаратора серебром и $b = 1,89 \cdot 10^{-2}$ для покрытия цинк-никель.

8.3. Коэффициент гидродинамических сопротивлений для подшипникового узла с ТКУ:

$$C_2 = 1,53 \cdot 10^8 \cdot Re^{-1,515} \cdot Pr^{-1,185}.$$

8.4. Коэффициент сопротивления трения в торцевых контактных уплотнениях

$$C_3 = 4,05 \cdot 10^7 \cdot Re_{мкy}^{-1,032} \cdot Eu_{мкy}^{0,289} \cdot Pr_{мкy}^{-0,702},$$

здесь $Pr_{мкy} = Pr = \nu / a$.

8.5. Суммарный коэффициент сопротивлений

$$C = C_{1к} + C_{1с} + C_2 + C_3.$$

9. Оценка суммарного внутреннего теплового

потока, Вт: $\sum Q = C \cdot z \cdot \rho \cdot D_w^2 \cdot U^3$.

10. Расчет потребной прокачки масла q_m через подшипниковый узел, соответствующей принятым $t_{подш}$ и $t_{м.вх}$:

$$q_m = \frac{\sum Q}{\Theta(t_{подш} - t_{м.вх})} \times \left(1 + \sqrt{\frac{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w + t_{подш} - t_{м.вх}}{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w}} \right), \frac{\text{кг}}{\text{ч}},$$

где $\Theta = \frac{C_p}{3600}$; $\chi = 0,6$ °C/Вт·м.

11. Оцениваем перепад температур подшипника и масла на выходе из подшипникового узла с учетом того, что этот перепад температур равен подогреву масла от внутреннего теплового потока [11], °C:

$$\Delta t_n = t_{подш} - t_{м.вх} \text{ и } \Delta t_n = \frac{\sum Q}{q_m \theta}.$$

12. Определяем температуру масла на выходе из подшипникового узла, °C: $t_{м.вых} = t_{подш} - \Delta t_n$.

При расхождении полученной $t_{м.вых}$ с принятым ее значением $t_{м.вых.зад}$ более, чем на $\pm 5\%$ находим следующее приближение.

13. По уточненной $t_{м.вых}$ проверяем условие сохранения термостабильности принятого сорта масла

$$t_{терм} \geq t_{м.вых}.$$

На этом заканчивается проектировочный вариант теплового расчета подшипникового узла с торцевыми контактными уплотнениями.

Базируясь на проектировочном варианте, предложим два варианта проверочных расчетов.

Вариант 1. Оценка температуры подшипника $t_{подш}$ и температуры масла на выходе из подшипникового узла при заданной прокачке q_m и температуре масла на входе $t_{м.вх}$.

1.1. Рассчитываем суммарный внутренний тепловой поток $\sum Q$, при задаваемой $t_{м.вх} = (0,80 \dots 0,95) \cdot t_{подш}$ по пп. 1...9 методики расчета в проектировочном варианте.

1.2. Определяем перепад температур, °C:

$$\Delta t_n = \sum Q / (\Theta \cdot q_m).$$

1.3. Находим температуру подшипника, °C:

$$t_{подш} = t_{м.вх} + \Delta t_n \left(\frac{1}{\Theta \cdot \chi \cdot q_m \cdot D_w} + 2 \right)$$

1.4. Сравниваем найденную $t_{подш}$ с принятой ($\delta(t_{подш}) \leq \pm 5\%$) и при необходимости вносим поправку в величину $q_{м.зад}$ по формуле

$$q_m = \frac{\sum Q}{\Theta(t_{подш} - t_{м.вх})} \left(1 + \sqrt{\frac{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w + t_{подш} - t_{м.вх}}{\sum Q \cdot \chi \cdot D_w}} \right)$$

1.5. Оцениваем температуру масла на выходе из подшипникового узла $t_{м.вых} = t_{подш} - \Delta t_n$.

При расхождении более $\pm 5\%$ между расчетным и заданным значением $t_{м.вых}$ делаем следующее приближение.

1.6. Проверяем по последнему значению $t_{м.вых}$ условие сохранения термостабильности принятого сорта масла $t_{терм} \geq t_{м.вых}$.

Вариант 2. Определение температуры масла на входе в подшипниковый узел и выходе из него при заданной прокачке масла q_m и температуре подшипника t .

2.1. Оцениваем $\sum Q$ и $t_{м.вых}$ по п.п.1...12 проекторочного варианта методики расчета теплового режима.

2.2. Определяем величину перепада температур, °C:

$$\Delta t_n = \sum Q / (\Theta \cdot q_m)$$

2.3. Рассчитываем температуру масла на входе в подшипник, °C: $t_{м.вх} = t_{подш} - \Delta t_n \left(\frac{1}{\Theta \cdot \chi \cdot q_m \cdot D_w} + 2 \right)$.

При этом необходимо учесть, что реальные значения $t_{м.вх} \leq 85...100^\circ\text{C}$.

2.4. Находим температуру масла на выходе из подшипника, °C: $t_{м.вых} = t_{подш} - \Delta t_n$.

В случае расхождения более $\pm 5\%$ между расчетным и заданным значением $t_{м.вых}$ выполняем следующее приближение.

2.5. Проверяем по последнему полученному значению условие сохранения термостабильности принятого сорта масла $t_{терм} \geq t_{м.вых}$.

Заключение

Имея возможность оценивать $\sum Q$ расчетным путем, из уравнения теплового баланса, используя предложенную методику расчета, можно определять либо прокачку масла для обеспечения заданной температуры подшипника $t_{подш}$ (практически равной $t_{м.вых}$), либо $t_{подш}$, если задано количество прокачиваемого масла q_m .

Отметим, что во всех вариантах расчетов численно определяется величина не только суммарного теплового потока, но и величины всех четырех его составляющих, что особенно важно для практического применения.

Область распространения разработанной методики расчета ограничивается условиями гидродинамического подобия течения жидкости в геометрически подобных зазорах через критерии подобия Рейнольдса, Эйлера и Прандтля:

$$Re = (V_o \cdot 2h_o) / \nu_p = idem; \quad Eu = p_o / (\rho_o \cdot V_o^2) = idem;$$

$$Pr = \nu_p / a_o = idem.$$

Литература

1. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 178 с.
2. Зайденштейн Г.И. Повышение работоспособности радиально-упорных шарикоподшипников ГТД улучшением антифрикционных свойств покрытий их сепараторов: Дисс.канд.техн.наук. – Казань, 1982. – 210 с.
3. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с.
4. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения. – М.: Машиностроение, 1980. – 192 с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Мингазов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Казань.