

УДК 621.822

Метод расчёта тепловыделения гибридных подшипников с консистентной смазкой

Храмин Р.В.* , Кикоть Н.В. , Лебедев М.В.*** , Буров М.Н.******

ПАО «ОДК-Сатурн»,

проспект Ленина, 156, Рыбинск, 152903, Россия

**e-mail: roman.khramin@ues-saturn.ru*

***e-mail: nikolay.kikot@ues-saturn.ru*

****e-mail: maksim.lebedev@ues-saturn.ru*

*****e-mail: maxim.burov@ues-saturn.ru*

Аннотация

Перспективным направлением снижения массы и повышения надёжности малоразмерных двигателей является использование подшипников с консистентной смазкой, что позволит отказаться от масляной системы. Так как рабочая температура консистентной смазки, как правило, ниже традиционных авиационных масел, то требуется точная оценка теплового состояния подшипника. Отраслевые методы расчёта тепловыделения подшипников с консистентной смазкой отсутствуют, поэтому для обоснования работоспособности двигателя с подобными подшипниками требуется создание и верификация такого метода расчёта. В статье представлен метод расчёта тепловыделения в гибридных подшипниках с керамическими телами качения и консистентной смазкой. В качестве основного критериального уравнения использован метод Демидовича. Экспериментальные данные для верификации метода расчёта получены при испытаниях подшипника

шарикового радиально-упорного типоразмера 126308. В результате анализа определены коэффициенты, описывающие экспериментальные данные с достаточной для инженерной методики точностью.

Ключевые слова: «гибридный» шарикоподшипник, керамические тела качения, температура, тепловой режим, числа подобия, потери мощности.

Введение

В ПАО «ОДК-Сатурн» в последние годы ведутся работы по применению гибридных радиально - упорных шарикоподшипников в качестве опор роторов малоразмерных авиационных двигателей. Исследуется новый тип гибридных подшипников – подшипники с шариками из нитрида кремния, работающие на консистентной смазке.

Исследованиям работоспособности подшипников с керамическими материалами и расчётам теплового состояния подшипников посвящено много работ (например, [1-21]).

В связи с отсутствием отраслевых нормативных документов по расчётам тепловыделения гибридных подшипников качения с консистентной смазкой для расчётного обоснования теплового состояния подшипников потребовалось создание верифицированной методики тепловыделения.

Экспериментальным работам на установках и в составе двигателя предшествовала разработка методов теплового расчета опор с подшипниками

качения. Разработан и опробован при проектировании ряда двигателей метод теплового расчета шариковых подшипников с консистентной смазкой. Метод позволяет определять тепловыделение в подшипнике, внешние тепловые потоки.

На установках по исследованию подшипников проводились испытания гибридных радиально – упорных шарикоподшипников с шариками из нитрида кремния Si_3N_4 . Испытывались подшипники типоразмера: «126308» с консистентной смазкой. Охлаждение подшипников осуществлялось воздухом из цеховой магистрали сжатого воздуха. Осевая нагрузка на подшипники ступенчато доводилась до 400 кг, радиальная нагрузка устанавливалась постоянная. При испытаниях измерялась температура наружного кольца и расход охлаждающего воздуха. В результате этих испытаний был разработан метод теплового расчета гибридных подшипников с консистентной смазкой, охлаждаемых воздухом. Эксперименты на установках и в составе двигателя гибридных подшипников подтвердили существенное снижение тепловыделения в них по сравнению со стальными подшипниками. Это позволило отказаться от циркуляционной системы смазки.

После успешных испытаний подшипников с консистентной смазкой на установках начались работы по применению таких подшипников в малоразмерных двигателях. Сложность задачи заключалась в обеспечении температуры подшипника, не превышающей допустимую температуру смазки и сохранении смазки внутри подшипника. Для этого потребовалась разработка системы охлаждения подшипника, исключая попадание охлаждающего воздуха внутрь подшипника.

Метод анализа теплового режима «гибридного» шарикоподшипника

Расчет теплового состояния подшипников основан на решении основного критериального уравнения для определения теплового потока Q . Данный метод разработан Демидовичем В.М. [22] и является базовым для метода определения теплового состояния подшипников.

В работе [23] суммарные потери мощности на привод подшипника были методологически разделены на две определяющие группы:

$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр}$, где ΣQ – суммарные потери мощности на привод;

$Q_{тр}$ – потери, обусловленные всевозможными силами трения в контакте между телами качения и кольцами;

$Q_{гидр}$ – гидродинамические потери, характеризующие процессы перемешивания масла телами качения и в канале подшипника.

Для подшипников, работающих на консистентной смазке, определяющими будут потери мощности на трение, которые определяются всевозможными силами сопротивлений, возникающими на контактирующих поверхностях элементов подшипников (дифференциальное скольжение, упругий гистерезис, гироскопическое верчение и пр.), дифференциальный учет влияния которых на потери в реальных условиях работы не представляется возможным. Учитывая объективные трудности выполнения теплового расчета лишь на основе теоретических предпосылок, был предложен путь экспериментально-теоретического исследования с применением методов теории подобия.

Потери мощности на гидродинамические потери актуальны только в начальный момент работы подшипника, либо в процессе подачи свежей смазки, т.к. излишки ее выбрасываются из канала в короткий промежуток времени. Поэтому в тепловом анализе данные потери можно не учитывать.

Для проведения теплового расчета должны быть известны следующие параметры подшипника:

- геометрические размеры

а) диаметр вала $d_в$, м;

б) диаметр окружности центров тел качения

$$d_{ум} = \frac{D + d_в}{2}, \text{ м,}$$

где D – наружный диаметр подшипника, м;

в) размер тела качения $l = d_{ум}$, м;

г) количество тел качения m .

- Частота вращения подшипника n , об/мин.

- Осевая нагрузка на подшипник $P_{ос}$, Н.

- Температура воздуха на входе в подшипник $t_{в.вх}$, °С.

- Максимально допустимая температура подшипника $t_{подш.мах}$ (в °С) или
потребный расход воздуха $q_в$, кг/с.

Порядок проведения теплового расчета:

- Определение окружной скорости сепаратора (в м/с)

$$u_c = \frac{\pi(d_{ум} - d_p)}{120} n, \quad (1)$$

- Оценка по справочным данным теплофизических параметров применяемого сорта масла. Справочные данные теплофизических параметров масла приведены на рисунке.

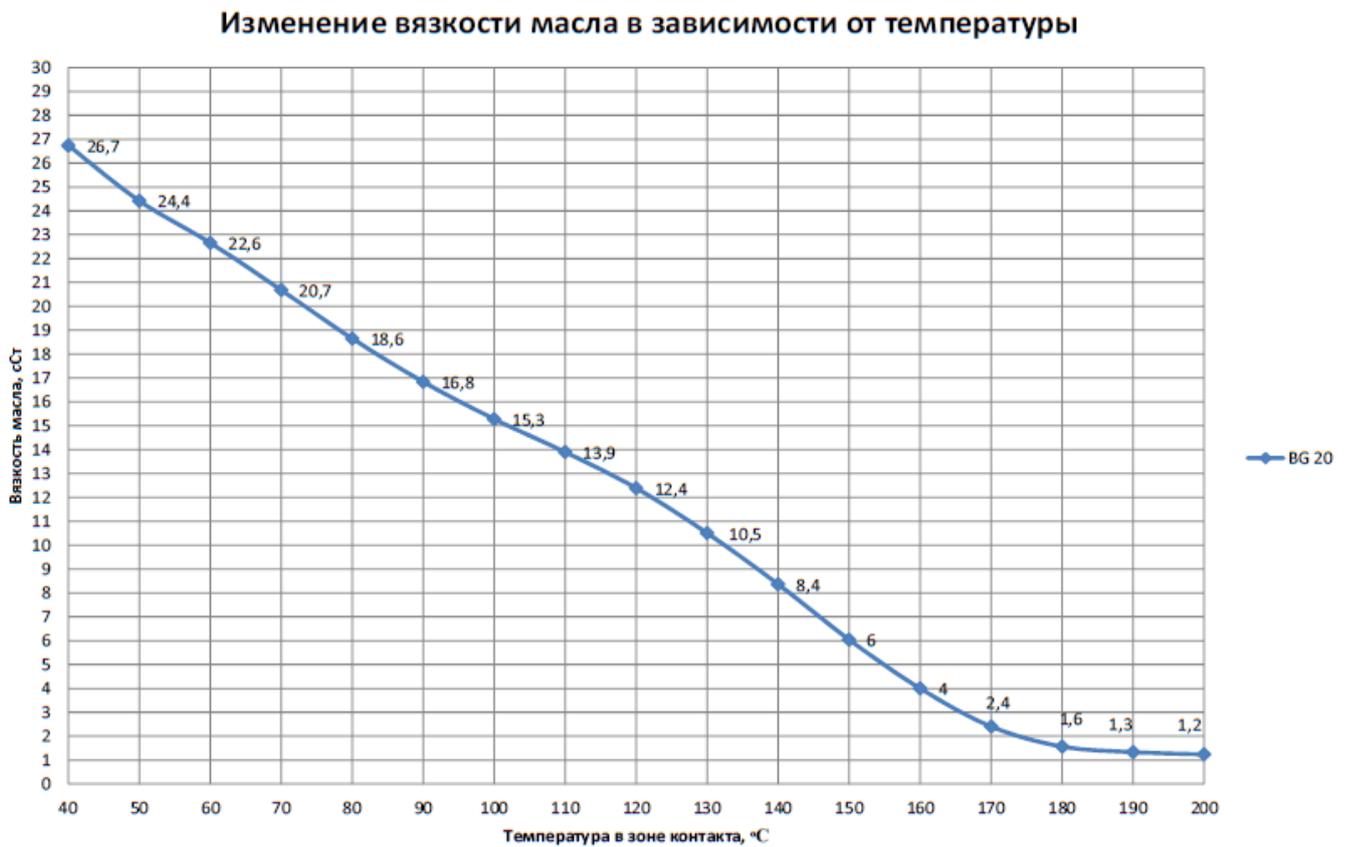


Рис. 1. Зависимость вязкости консистентной смазки от температуры.

- а) коэффициент кинематической вязкости ν , $\text{м}^2/\text{с}$;
- б) критерий Прандтля $Pr = \frac{\nu}{a}$, где $a=0,07 \text{ м}^2/\text{с}$.
- в) удельная теплоемкость C_p , $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$.

- Расчет критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{u_c l}{\nu} \quad (2)$$

- Определение осредненной нагрузки на один шарик (в Н):

$$P_{\bar{n}\delta\phi} = \frac{D_{\bar{m}}}{m} \quad (3)$$

- Расчет критерия Эйлера:

$$Eu = \frac{P_{cp}}{\rho(u_c l)^2} \quad (4)$$

- Определение коэффициента сопротивлений:

$$C = 0,001 \cdot Re^k \cdot Eu^e \cdot Pr^i \quad (5)$$

- Оценка внутреннего теплового потока (в Вт):

$$Q = C \beta m \rho l^2 u_c^3, \quad (6)$$

где: β – коэффициент, зависящий от величины радиального зазора.

- Расчет потребной продувки воздуха q_a через корпус подшипника, обеспечивающей заданную $t_{подш.мах}$ (в кг/с):

$$q_a = \frac{Q}{C_p (t_{\dot{a}\dot{a}\dot{u}\dot{o}} - t_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}})} \quad (7)$$

На основе экспериментальных данных по исследованию теплового состояния подшипника устанавливается тепловыделение при разных расходах температурах воздуха:

$$Q_{\dot{y}\dot{e}\dot{n}\dot{i}} = \tilde{N}_p q_a (t_{\dot{a}\dot{a}\dot{u}\dot{o}} - t_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}}) \quad (8)$$

Ранее было записано теоретическое выражение для Q по формуле (в Вт):

$$Q = C \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3 \quad (9)$$

Из сравнения выражений для Q по зависимостям получается формула для расчетно-экспериментального определения коэффициента сопротивлений:

$$C = \frac{Q_{y\dot{e}n}}{\beta m q l^2 u^3} \quad (10)$$

При сопоставлении выражений получается, что условия подобия будут, в случае:

$$C = \varphi (Re, Eu, Pr) = 0,001 \cdot Re^k \cdot Eu^e \cdot Pr^i = idem . \quad (11)$$

или, аналогично:

$$Re=idem; Eu=idem; Pr=idem \quad (12)$$

Коэффициенты степеней k , e , i критериев подбираются итерационно, т. к. в уравнении (11) присутствуют три неизвестных.

Принятие степеней для критериев позволяет построить графики сходимости экспериментальных и расчетных данных (рис. 2-5).

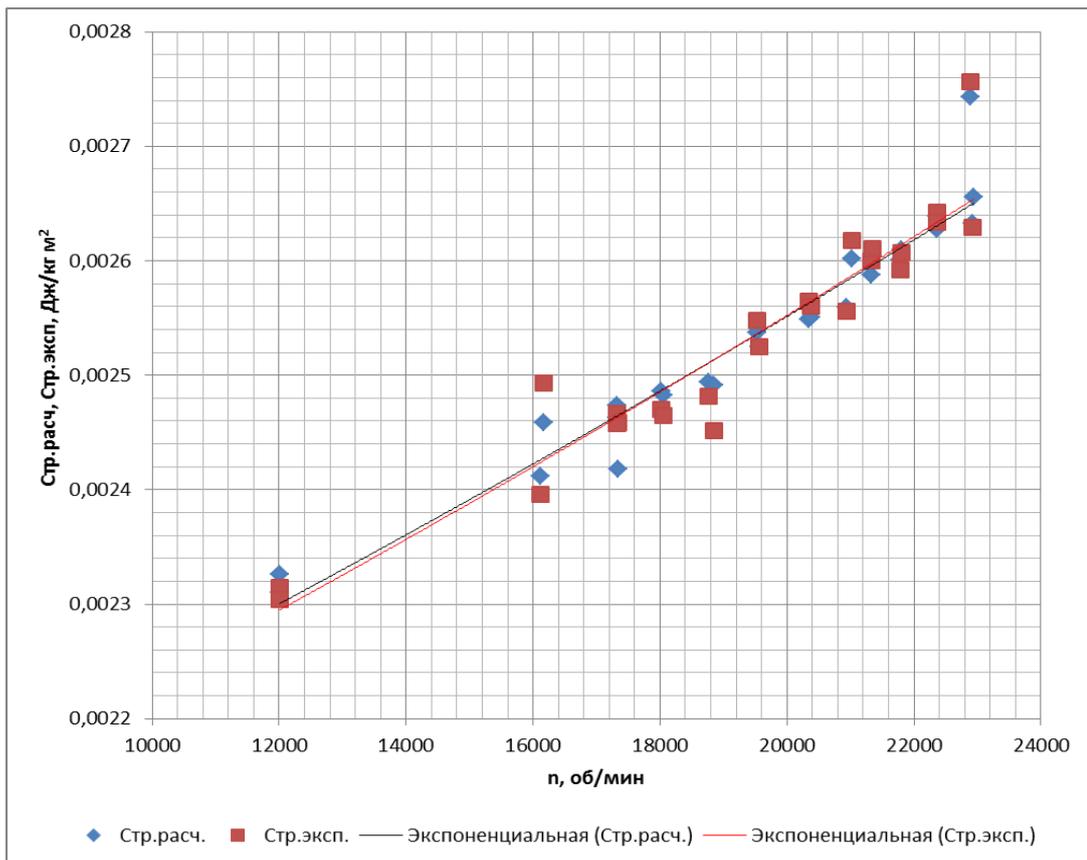


Рис. 2. Зависимости расчетных и экспериментальных коэффициентов потерь на трение от частоты вращения.

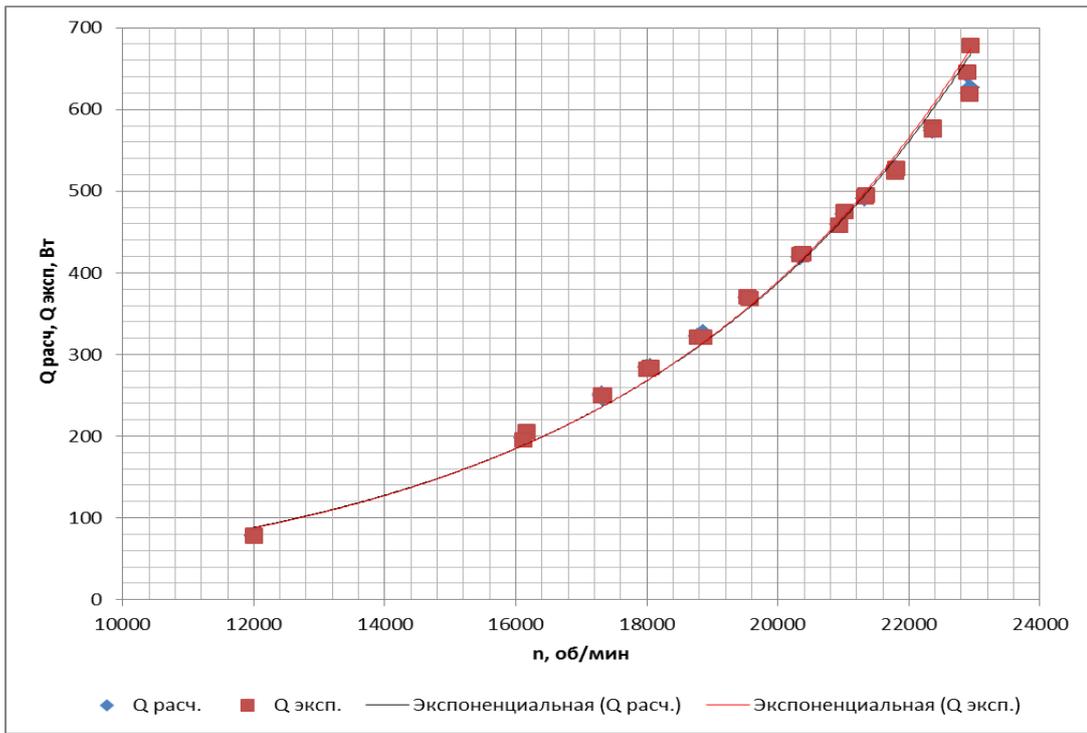


Рис. 3. Зависимости расчетного и экспериментального тепловыделения от частоты вращения.

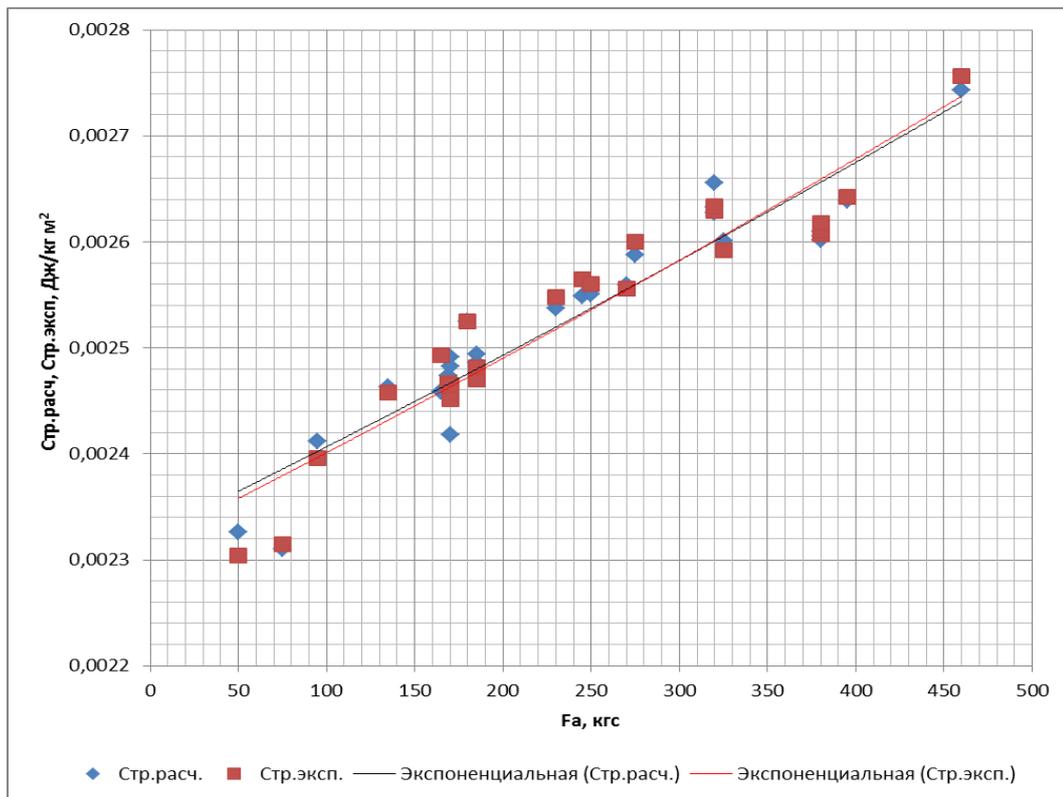


Рис. 4. Зависимости расчетных и экспериментальных коэффициентов потерь на трение от осевой силы.

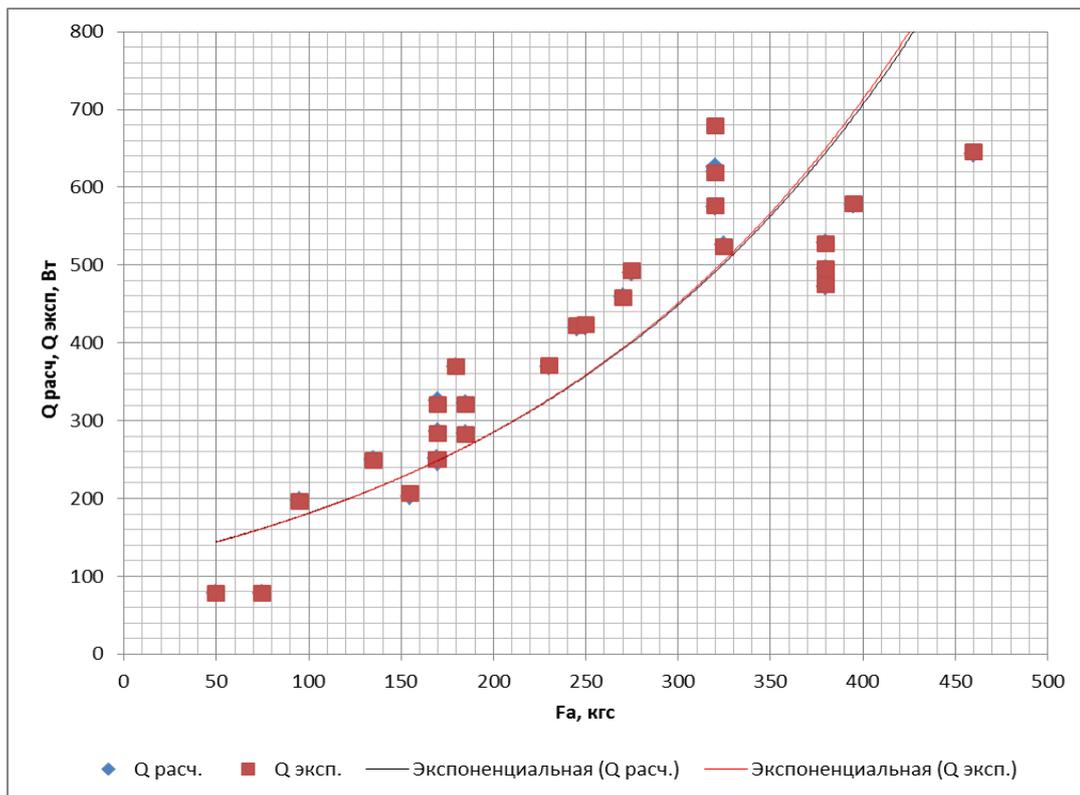


Рис. 5. Зависимости расчетного и экспериментального тепловыделения от осевой силы.

На рисунках нанесены экспериментальные и расчетные кривые тепловыделения и коэффициентов сопротивления в зависимости от частот вращения внутреннего кольца подшипника, а также от изменения осевой силы.

Обработка результатов экспериментов позволяет установить следующую критериальную зависимость для коэффициента сопротивления C без учета внешнего подогрева:

$$C = 0,001 \cdot Re^{0,12} \cdot Eu^{0,02} \cdot Pr^{0,03}. \quad (13)$$

С учетом формулы (13) критериальное уравнение для оценки теплового потока, эквивалентного потерям мощности подшипников имеет вид:

$$Q = 0,001 \cdot Re^{0,12} \cdot Eu^{0,02} \cdot Pr^{0,03} \cdot \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u_{\bar{n}\bar{a}\bar{v}}^3. \quad (14)$$

По полученному тепловому потоку (14), заданному расходу и температуре воздуха на входе в подшипник определяется средняя температура подшипника.

Определение потребной продувки воздуха q_{ex} через подшипник, обеспечивающей заданную $t_{подш}$ (в кг/с) при условии принятия равенства температуры подшипника и температуры воздуха на выходе из корпуса подшипника:

$$q_{\dot{a}\dot{o}} = \frac{Q}{C_p(t_{\dot{a}\dot{o}} - t_{\dot{a}\dot{o}})}; \quad (15)$$

Либо определение расчетной температуры подшипника при выбранной прокачке воздуха $q_{\dot{a}}$:

$$t_{\dot{a}\dot{o}} = \frac{Q}{q_{\dot{a}}C_p} + t_{\dot{a}\dot{o}}. \quad (16)$$

Если расчетная температура подшипника не удовлетворяет техническим требованиям, то расчет повторяется при другом значении прокачки воздуха q_{ex} .

Заключение

Таким образом, получено критериальное уравнение для оценки потерь мощности на привод «гибридных» шариковых подшипников и, соответственно, рабочая температура подшипника. Полученная методика анализа теплового состояния подшипника может упростить процесс создания и доводки охлаждаемых воздухом опор с «гибридными» шариковыми подшипниками, заполненными консистентной смазкой.

Библиографический список

1. Арасланов А.М., Зайденштейн Г.И., Маливанов Н.Н. Тепловой режим подшипников ГТД // Вестник Самарского университета. Авиационно-космическая техника и технология. 2004. №7 (15). С. 107 - 110.
2. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Сравнение различных методов расчета тепловыделения в шариковых радиально-упорных подшипниках качения // Вестник Самарского университета. Авиационно-космическая техника и технология. 2018. Т. 17. № 2. С. 154 - 163.
3. Ножницкий Н.И., Петров Ю.А. Повышение надежности подшипников качения Новые технологические процессы и надёжность ГТД // Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей. – М.: ЦИАМ, 2013. С. 3 – 22.
4. Кикоть Н.В., Марчуков Е.Ю. Исследование и разработка метода анализа теплового состояния межроторных роликовых подшипников ГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 4. С. 32 - 36.
5. Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А., Клименко А.В., Холобцев Д.П. Разработка математической модели подшипника скольжения жидкостного трения, учитывающей теплообмен с окружающей средой // Труды МАИ. 2010. № 39. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=14806>
6. Зубко А.И., Донцов С.Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Труды МАИ. 2014. № 74. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=49296>
7. Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Ардатов К.В., Напалков А.А., Шах Д.И. Экспериментальное исследование работы подшипников скольжения с

жидкостной смазкой в нештатных режимах // Труды МАИ. 2011. № 46. URL:
<http://trudymai.ru/published.php?ID=26119>

8. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование работоспособности гибридных подшипников качения разных конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Сборник трудов. (Самара, 22-24 июня 2016). - Самара: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, 2016. С. 218 - 219.

9. Бирюков Р.В., Киселев Ю.В. Температурная диагностика роторных подшипников газотурбинных двигателей // Научный вестник МГТУ ГА. 2014. № 205. С. 55 - 61.

10. Fernandes C.M.C.G., Martins R.C., Seabra J.H.O. Friction torque of cylindrical roller thrust bearings lubricated with wind turbine gear oils // Tribology International, 2013, no. 59, pp. 121 - 128.

11. Fernandes C.M.C.G., Martins R.C., Seabra J.H.O. Friction torque of thrust ball bearings lubricated with wind turbine gear oils // Tribology International, 2013, no. 58, pp. 47 – 54.

12. Кирпичев М.В. Теория подбора. - М.: Изд-во АН СССР, 1953. - 94 с.

13. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. - Куйбышев: Куйбышевское книжное изд-во, 1963. - 184 с.

14. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. - 384 с.

15. Сиротин Н.А. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей. (Основы конструирования

авиационных двигателей и энергетических установок). – М.: РИА «ИМ-Информ», 2002. - 442 с.

16. Петров Н.И. Экспериментальные исследования по обеспечению оптимального теплового состояния межроторных подшипников // Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей – М.: ЦИАМ, 2013. С. 76 – 84.

17. Аксёнов Н.К., Петров Н.И. Струков А.А. Исследование теплового состояния подшипников опор роторов перспективных авиационных двигателей // Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей. – М.: ЦИАМ, 2013. С. 69 – 75.

18. Чичинадзе А.В. и др. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). – М.: Машиностроение, 2001. - 664 с.

19. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003. - 576 с.

20. Russian – German – English Dictionary on Bearings, SKF 2000, available at: <https://en.langenscheidt.com/german-russian/>

21. Беломытцев О.М. Об определении долговечности роликоподшипников в опорах ГТД, работающих в условиях натяга // Новые технологические процессы и надёжность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей – М.: ЦИАМ, 2013. С. 23 – 44.

22. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение. 1978. – 178 с.