

## СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДИК РАСЧЁТА ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ В РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКАХ

© 2018

**Н. И. Петров** кандидат технических наук, начальник сектора исследования подшипников;  
Центральный институт авиационного моторостроения  
имени П.И. Баранова, г. Москва;  
[petnic@ciam.ru](mailto:petnic@ciam.ru)

**Ю. Л. Лаврентьев** ведущий инженер сектора исследования подшипников;  
Центральный институт авиационного моторостроения  
имени П.И. Баранова, г. Москва;  
[lavrentev@ciam.ru](mailto:lavrentev@ciam.ru)

Приведён обзор отечественных и зарубежных методик расчётной оценки теплового выделения в радиально-упорных шарикоподшипниках. Рассмотрены методики для подшипников общего применения и методики определения теплового выделения в авиационных шарикоподшипниках. Для подшипников общего применения рассмотрены методики, принятые на фирмах-производителях подшипников FAG (Германия) и SKF (Швеция). Для авиационных подшипников рассмотрены методики, разработанные в КАИ, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и на фирме MTU (Германия). Представлены результаты теплового выделения при испытании подшипников 126206 (30×62×16 мм) и 176126 (130×200×33 мм). Проведено сравнение расчётных значений теплового выделения, полученных по различным методикам, с экспериментальными данными. В результате выполненных исследований определены методики, которые дают наиболее близкие к экспериментальным расчётные значения теплового выделения в шарикоподшипниках и могут быть использованы для оценки теплового выделения в авиационных подшипниках качения при подаче масла через форсунки.

*Подшипники качения; тепловыделение; сравнение; методы расчёта.*

---

**Цитирование:** Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Сравнение различных методик расчёта теплового выделения в радиально-упорных шарикоподшипниках // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 2. С. 154-163. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-154-163

### Введение

Подшипники опор роторов современных газотурбинных двигателей (ГТД) работают при значительных нагрузках и высоких частотах вращения, достигающих параметра быстроходности  $d_m n = 2,7 \dots 3 \cdot 10^6$  мм·об/мин, что ведёт к значительному выделению тепла в подшипнике и повышению теплового состояния подшипникового узла. При высокой температуре подшипника снижается твёрдость и прочность его элементов, уменьшается толщина масляной плёнки в контакте, уменьшаются величины радиальных зазоров в подшипнике, что приводит к увеличению контактных напряжений и уменьшению долговечности подшипника. В связи с этим на этапе проектирования опор высокооборотных роторов современных двигателей необходимо особое внимание уделять эффективному охлаждению подшипников.

Как показывают зарубежные исследования [1;2], значительная часть дефектов подшипников (около 30...40 %) связана с проблемами их смазывания и охлаждения (рис. 1). Поэтому для обеспечения работоспособности подшипников опор роторов ГТД на этапе проектирования необходимо иметь достаточно точные методы расчёта теплового выделения в подшипниках, чтобы определить способы их охлаждения и требуемую величину прокачки масла.



Рис. 1. Причины разрушений подшипников [1]

Тепловыделение в подшипнике в основном связано с трением, возникающим между элементами подшипника (трение качения, трение скольжения), и с выделением тепла, образующимся при перемешивании масла (барботажа). Расчёт тепловыделения в подшипнике с точным учётом всех факторов сложного процесса трения затруднителен. В расчётах должны быть учтены действительное распределение воспринимаемых нагрузок по телам качения, упругогидродинамическое влияние масла в контакте, а также действительное распределение скоростей по пятну контакта каждого тела качения [1;3;4]. В связи с этим на практике для оценки тепловыделения применяются эмпирические зависимости, полученные при обобщении значительного количества экспериментальных данных [1; 5-10].

#### Методики определения тепловыделения в подшипниках общего применения

Большинство подшипников качения (подшипники общего применения) работают при относительно малых частотах вращения и нагрузках. Отвод тепла от подшипника через корпус и вал и его смазывание в масляной ванне достаточны для обеспечения удовлетворительного теплового состояния таких подшипников. Тепловыделение ( $Q$ ) трения в этих подшипниках определяется по формуле:

$$Q = 1,047 \cdot 10^{-4} M n,$$

где  $M$  – полный момент трения в подшипнике, Н·мм;  $n$  – частота вращения подшипника, об/мин.

Момент трения в подшипниках общего применения может быть рассчитан по формуле [2; 8; 11]:

$$M = 0,5 \mu P d,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения;  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, Н;  $d$  – диаметр отверстия подшипника, мм.

А. Пальмгрен на основе испытаний множества подшипников различных типов и размеров предложил следующую эмпирическую зависимость для определения момента трения в подшипнике [1; 5]:

$$M = M_0 + M_1,$$

где  $M_0$  учитывает вязкое трение в подшипнике и зависит от типа и размера подшипника, частоты вращения и условий смазывания;  $M_1$  учитывает механическое трение и зависит от типа и размера подшипника, величины и направления нагрузки.

Величина момента трения  $M_0$  равна:

$$M_0 = f_0 (\nu n)^{2/3} d_m^3 \cdot 10^{-7} \text{ при } \nu n \geq 2000 ,$$

$$M_0 = f_0 160 d_m^3 \cdot 10^{-7} \text{ при } \nu n < 2000 ,$$

где  $f_0$  – скоростной коэффициент, который зависит от типа подшипника и вида смазывания;  $\nu$  – кинематическая вязкость смазки при рабочей температуре, мм<sup>2</sup>/с;  $n$  – частота вращения, об/мин;  $d_m$  – средний диаметр подшипника,  $(d + D)/2$ , мм;

Величина механического момента трения  $M_1$  вычисляется по формуле:

$$M_1 = f_1 P_1 d_m ,$$

где  $P_1 = 1,5F_a + 3,6F_r$  [5], Н;  $F_a$  – осевая нагрузка, Н;  $F_r$  – радиальная нагрузка, Н;  $f_1$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника и эквивалентной нагрузки.

Данная методика применяется на фирме FAG (Германия) [5] для определения тепловыделения в подшипниках общего применения.

Расчёт момента трения по методике фирмы SKF (Швеция) производится с учётом трения качения, трения скольжения, трения в смазочном материале и трения скольжения в уплотнениях [6]:

$$M_{SKF} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} ,$$

где  $M_{rr}$  – момент трения качения;  $M_{sl}$  – момент трения скольжения;  $M_{seal}$  – момент трения уплотнений;  $M_{drag}$  – момент трения от сопротивления смазки.

Компоненты трения зависят от геометрии и размеров подшипника (внутренний и наружный диаметры, диаметр тел качений), частоты вращения, величин радиальной и осевой нагрузок и от кинематической вязкости масла.

Рассмотренные методики применимы для частот вращения, не превышающих предельную (номинальную) тепловую частоту вращения подшипника [12], при которой достигается баланс между тепловой мощностью, производимой трением в подшипнике, и тепловым потоком, передаваемым через контактирующие с валом и корпусом поверхности подшипника.

### **Методики определения тепловыделения в авиационных подшипниках**

Для авиационных подшипников, работающих при высоких частотах вращения и больших нагрузках, необходим дополнительный отвод тепла маслом, подаваемым к дорожкам качения подшипника. Для определения тепловыделения в таких подшипниках используются специальные методики.

**Методика фирмы MTU.** На фирме MTU, которая занимается разработкой наземных и авиационных ГТД, для определения тепловыделения (Вт) в подшипниках применяется следующая эмпирическая зависимость:

$$Q_{MTU} = Ed^\alpha n^\beta v^\gamma F_a^\delta V^\varepsilon (AX^2 + BX + C)^\zeta,$$

где  $n$  – частота вращения:  $6000 \leq n \leq 24000$  об/мин;  $d$  – внутренний диаметр:  $40 \leq d \leq 120$  мм;  $F_a$  – осевая нагрузка:  $F_a \leq 25000$  Н;  $V$  – расход масла:  $0,83 \leq V \leq 7,5$  л/мин;  $v$  – вязкость масла, мм<sup>2</sup>/с;  $X$  – отношение расхода масла через форсунку с ненагруженной стороны подшипника к общему расходу масла;  $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \zeta, A, B, C$  – эмпирически определённые коэффициенты.

Формула даёт корректные результаты для температуры масла на входе в подшипник в диапазоне  $30^\circ\text{C} \leq T_{\text{вх.масл}} \leq 130^\circ\text{C}$ .

Данная зависимость получена М. Flouros [7] на основании более 1000 испытаний подшипников.

**Методика КАИ.** Во второй половине 70-х годов В.М. Демидович (Казанский авиационный институт – КАИ) предложил метод для определения тепловыделения в подшипниках качения ГТД [8]. В качестве источников тепловыделения были выделены потери на трение и потери при перемешивании масла, которые автор выразил через критерии подобия. Для определения тепловыделения (Вт) в шариковых подшипниках была предложена следующая зависимость:

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

где  $\text{Pr} = \frac{v}{a}$  – число Прандтля;  $\text{Re} = \frac{u D_w}{v}$  – число Рейнольдса;  $\text{Eu} = \frac{F_{\text{ср.ш.}}}{\rho (u D_w)^2}$  – число

Эйлера;  $z$  – число тел качения;  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $D_w$  – диаметр шарика, м;  $u$  – линейная скорость сепаратора, м/с;  $v$  – кинематическая вязкость масла, м<sup>2</sup>/с;  $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  $F_{\text{ср.ш.}}$  – осреднённая нагрузка на одно тело качения, Н.

Развитие модели В.М. Демидовича нашло место в работах [13-15].

**Методики, разработанные в ЦИАМ.** На основании испытаний, проведённых в конце 50-х годов на подшипниковых стендах ЦИАМ им. П.И. Баранова, А.И. Ерощиным были выведены эмпирические зависимости для определения тепловыделения в высокооборотных авиационных роликовых и шариковых подшипниках [9]. Тепловыделение (Вт) в радиальных и радиально-упорных шарикоподшипниках при интенсивном циркуляционном смазывании определяется по эмпирической формуле:

$$Q_{ЦИАМ-1} = 4,2 K_\eta \left[ (2,2 + 1,5V) \cdot 10^{-2} e^{\lambda_{ш} d n} + \Delta Q_{шr} + \Delta Q_{ша} \right] \cdot 10^3,$$

где  $V$  – общая прокачка масла, л/мин;  $K_\eta$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на трение подшипников. Параметр  $\lambda_{ш}$  учитывает расход масла, подаваемого в подшипник. Слагаемые  $\Delta Q_{шr}, \Delta Q_{ша}$  учитывают влияние на тепловыделение радиальной и осевой нагрузок [9].

Развитие исследований тепловыделения в авиационных подшипниках во ФГУП «ЦИАМ П.И. Баранова» продолжили Н.К. Аксёнов и Н.И. Петров. На основе регрессионного анализа экспериментальных данных получены эмпирические зависимости тепловыделения (Вт) для радиально-упорных шариковых подшипников и ради-

альных роликовых подшипников, включая межроторные, опор роторов авиационных двигателей [10]:

$$Q_{ЦИАМ-2} = A \left( \frac{d_m n}{10^5} \right)^b P_{экв}^c V_M^d T_{M.вх}^e,$$

где  $d_m n \leq 3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин – параметр быстроходности;  $P_{экв}$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, кгс;  $V_M$  – расход масла  $1,5 \leq V_{MM} \leq 7$  л/мин;  $T_{M.вх}$  – температура масла на входе в подшипнике, °С;  $A, b, c, d, e$  – эмпирически определённые коэффициенты, которые зависят от типа и размеров подшипников. Коэффициенты определены для трёх групп подшипников. Первая группа – подшипники с внутренним диаметром от 20 до 55 мм, вторая группа – подшипники с внутренним диаметром от 55 до 100 мм и третья группа – подшипники с внутренним диаметром от 100 до 150 мм.

### Экспериментальные исследования тепловыделения в авиационных подшипниках

Наиболее теплонагруженными подшипниками в авиационных двигателях являются радиально-упорные подшипники с трёх- или четырёхточечным контактом, которые способны удерживать значительную осевую нагрузку в двух направлениях.

На подшипниковых стендах Т14-15 ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» проведены испытания радиально-упорных шарикоподшипников 126206 (30×62×16 мм) и 176126 (130×200×33 мм). В процессе испытаний производился контроль частоты вращения подшипников, радиальной и осевой нагрузок, температуры масла на входе и выходе из подшипника, температуры наружного кольца подшипника. Подшипники смазывались синтетическим маслом ИПМ-10. Подача масла в подшипник производилась через форсунки.

Принималось, что на установившемся тепловом режиме всё тепло, выделяющееся в подшипнике, отводится от него маслом, т.е.  $Q_{эксн} = Q_M$  [8; 9].

Количество теплоты (Вт), отводимое маслом, определялось по уравнению:

$$Q_{эксн} = Q_M = \frac{C_p \rho V}{60} (T_{вх} - T_{вых}),$$

где  $C_p$  – теплоёмкость масла, Дж/(кг·°С);  $\rho$  – плотность масла, г/см<sup>3</sup>;  $V$  – расход масла, л/мин;  $T_{вх}, T_{вых}$  – температуры масла на входе и выходе из подшипника, °С.

Испытания подшипника 126206 проведены в диапазоне частот вращения  $n = 2000 \dots 45000$  об/мин ( $d_m n = 0,1 \dots 2,06 \cdot 10^6$  мм·об/мин). Радиальная нагрузка на подшипник составляла  $F_r = 350$  Н, осевая –  $F_a = 1400$  Н. Расход масла через подшипник составлял  $V = 1,5$  л/мин. Температура масла на входе в подшипник составляла 25...40°С.

Испытания подшипника 176126 проведены в диапазоне частот вращения  $n = 6000 \dots 14000$  об/мин ( $d_m n = 1 \dots 2,31 \cdot 10^6$  мм·об/мин). Осевая и радиальная нагрузки на подшипник составляли  $F_a = 30000$  Н и  $F_r = 3500$  Н. Расход масла через подшипник составлял  $V = 3,8$  л/мин. Температура масла на входе в подшипник составляла 100°С.

### Анализ результатов

По вышеприведённым методикам FAG, SKF, MTU, КАИ и ЦИАМ для каждого режима испытаний был выполнен расчёт тепловыделения в исследуемом подшипнике и определено тепло, отводимое от подшипника маслом.

На рис. 2, 3 приведены расчётные и экспериментальные данные, полученные для исследуемых подшипников. Представленные графики показывают, что для подшипника малой размерности ( $d = 30$  мм) наиболее близки к экспериментальным значениям результаты расчёта тепловыделения, полученные по методикам КАИ, MTU и SKF, а для подшипника с внутренним диаметром  $d = 130$  мм наилучшую сходимость с экспериментом показали результаты расчёта тепловыделения по методикам ЦИАМ-2 и MTU.

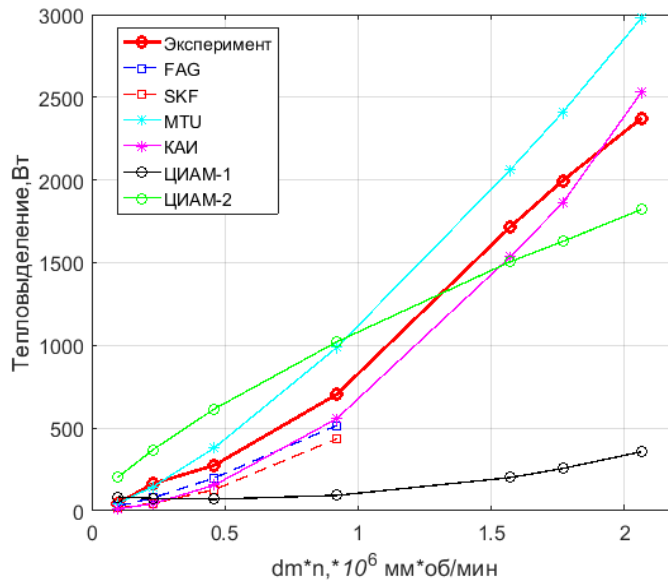


Рис. 2. Расчётные и экспериментальные данные для подшипника 126206 ( $F_r = 350$  Н;  $F_a = 1400$  Н;  $V = 1,5$  л/мин;  $T_{м\text{ex}} = 25...40$  °С)

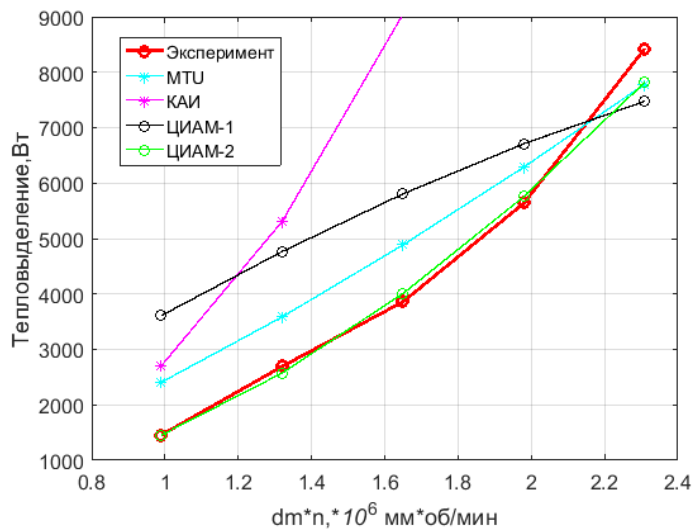


Рис. 3. Расчётные и экспериментальные данные для подшипника 176126 ( $F_r = 3500$  Н;  $F_a = 30000$  Н;  $V = 3,8$  л/мин;  $T_{м\text{ex}} = 100$  °С)

С целью определения методики, дающей результаты расчёта, наиболее близкие к экспериментальным данным, проведена оценка среднеквадратичного отклонения (СКО):

$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_{расч} - Q_{эксп})^2},$$

где  $Q_{расч}$  и  $Q_{эксп}$  – расчётные и экспериментальные значения тепловыделения,  $n$  – количество точек эксперимента.

Результаты приведены в таблице.

Таблица. Среднеквадратичные отклонения (СКО в кВт) расчётных результатов тепловыделения от экспериментальных данных для подшипников 126206 и 176126

Методика	Подшипник 126206		Подшипник 176126
	$n \leq n_{пред}$	$n > n_{пред}$	$n > n_{пред}$
FAG*	<b>0,06</b>	—*	—*
SKF*	0,11	—*	—*
MTU	<b>0,06</b>	0,43	0,85
КАИ	0,10	<b>0,16</b>	9,16
ЦИАМ-1	0,13	1,56	1,72
ЦИАМ-2	0,25	0,38	<b>0,29</b>

\*Методики не применимы при частотах вращения, превышающих предельную частоту вращения [16]

Следует отметить, что методики SKF и FAG применимы для частот вращения, не превышающих предельную частоту вращения, которая для подшипника 126206, согласно каталогу ЕПК [16], составляет  $n_{пред} = 16000$  об/мин ( $d_m n = 0,74 \cdot 10^6$  мм·об/мин), а для подшипника 176126 составляет  $n_{пред} = 5000$  об/мин ( $d_m n = 0,83 \cdot 10^6$  мм·об/мин).

В результате определения среднеквадратичного отклонения наиболее близкими к результатам эксперимента для подшипника 126206 при частотах вращения, не превышающих предельно допустимую, являются значения, полученные по методикам КАИ, FAG, MTU и SKF (СКО не более 0,11 кВт).

Для частот вращения, превышающих предельно допустимую, наиболее близкими к результатами эксперимента являются значения, полученные по методикам КАИ, MTU и ЦИАМ-2 (СКО не более 0,5 кВт). Методика ЦИАМ-1 даёт заниженные значения тепловыделения. Вероятно, это связано с тем, что данная методика была получена на основе испытаний тяжело нагруженных подшипников с внутренним диаметром от 100 мм и выше при их смазывании трансформаторным маслом.

Наиболее близкими к результатам эксперимента для подшипника 176126 являются значения, полученные по методикам ЦИАМ-2 (СКО не более 0,3 кВт) и MTU. Методика ЦИАМ-1 даёт несколько завышенные значения тепловыделения (СКО 0,85 и 1,72 кВт соответственно). Результаты, полученные по методике КАИ, имеют значительное отклонение от результатов эксперимента. Методики SKF и FAG не применимы для испытанных режимов подшипника 176126.

### Заключение

Для подшипников малой размерности ( $d = 30$  мм) при частотах вращения, не превышающих предельно допустимое значение, наиболее близкими к результатам экспе-

римента являются величины тепловыделения, полученные по методикам КАИ, FAG, MTU и SKF. Для частот вращения, превышающих предельно допустимое значение, наиболее близкими к результатам эксперимента являются значения, полученные по методикам КАИ, MTU и ЦИАМ-2. Для подшипников с внутренним диаметром 130 мм наиболее близкими к результатам эксперимента являются значения, полученные по методике ЦИАМ-2 и MTU.

Таким образом, для оценки тепловыделения в авиационных радиально-упорных шарикоподшипниках, работающих в широком диапазоне частот вращения, могут быть использованы методики MTU и ЦИАМ-2.

*Авторы выражают благодарность Н.К. Аксёнову, Д.В. Калинин, Е.В. Кожаринову за полезные советы и замечания, высказанные в ходе обсуждения статьи.*

### Библиографический список

1. Harris T.A., Kotzalas M.N. Advanced concepts of bearing technology. CRC Press, 2007. 352 p.
2. Bearing damage and failure analysis, SKF Group, PUB BU/I3 14219EN, 2014.
3. Harris T.A., Mindel M.H. Rolling element bearing dynamics // Wear. 1973. V. 23, Iss. 3. P. 311-337. DOI: 10.1016/0043-1648(73)90020-3
4. Pradee K.Gupta. ADORE. Advanced dynamics of rolling elements, 2014.
5. Rolling Bearing Lubrication, FAG, Publ. No. WL 81 115/4 EA 2012 Edition.
6. Rolling Bearings SKF, PUB BU/P1 10000/3 EN, 2016.
7. Flouros M. Correlations for heat generation and outer ring temperature of high speed and highly loaded ball bearings in an aeroengine // Aerospace Science and Technology. 2006. V. 10, Iss. 7. P. 611-617. DOI: 10.1016/j.ast.2006.08.002
8. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. М.: Машиностроение, 1978. 171 с.
9. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
10. Аксёнов Н.К., Петров Н.И., Струков А.А. Исследование теплового состояния подшипников опор перспективных авиационных двигателей // Сб. трудов XIII международного конгресса двигателестроителей. Харьков: Харьковский авиационный институт, 2008. С. 69-72.
11. Ball and roller bearings. General catalog. NTN corporation, 2001. <http://www.upk1.ru/d/115304/d/obschiy-katalog-ntn.pdf>
12. ГОСТ 32305-2013. Подшипники качения. Номинальная тепловая частота вращения. Расчёт и коэффициенты. М.: Стандартиформ, 2014. 15 с.
13. Егоров С.В., Арасланов А.М., Зайденштейн Г.И., Маливанов Н.Н. Методика расчёта теплового режима средней опоры ГТД, состоящей из радиально-упорных шарикоподшипников и торцевых контактных уплотнений // Авиационно-космическая техника и технология. 2005. № 9 (25). С. 93-96.
14. Демидович Е.В., Арасланов А.М., Зайдейнштейн Г.И., Маливанов Н.Н. Тепловой режим роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания // Авиационно-космическая техника и технология. 2006. № 8 (34). С. 113-116.
15. 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.
16. Каталог 2013. ЕРК. Дивизион специальных подшипников. 2013.



## COMPARISON OF HEAT GENERATION ESTIMATION METHODS FOR ANGULAR CONTACT BALL BEARINGS

© 2018

**N. I. Petrov** Candidate of Science (Engineering), Head of Bearing Research Group;  
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;  
[petnic@ciam.ru](mailto:petnic@ciam.ru)

**Yu. L. Lavrentyev** Leading Engineer;  
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;  
[lavrentev@ciam.ru](mailto:lavrentev@ciam.ru)

The article reviews domestic and foreign methods of estimating heat generation in angular contact ball bearings. Models for general-purpose bearings and for aviation angular contact ball bearings are considered. Models adopted at bearing manufacturers FAG (Germany) and SKF (Sweden) are considered for general-purpose bearings. Models developed at the KAI, CIAM named after P.I. Baranov and MTU (Germany) are considered for aviation bearings. The results of heat generation obtained in testing bearings 126206 (30×62×16 mm) and 176126 (130×200×33 mm) are presented. The calculated heat generation values, obtained by various methods, are compared with the experimental data. On the basis of the research the models that yield the calculated values of heat generation in ball bearings closest to the experimental data are specified. They can be used to estimate heat generation in aviation roller bearings with oil jet lubrication.

*Bearings; heat generation; comparison; calculation methods.*

---

*Citation:* Petrov N.I., Lavrentyev Yu.L. Comparison of heat generation estimation methods for angular contact ball bearings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 2. P. 154-163.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-154-163

### References

1. Harris T.A., Kotzalas M.N. Advanced concepts of bearing technology. CRC Press, 2007. 352.
2. Bearing damage and failure analysis, SKF Group, PUB BU/I3 14219EN, 2014.
3. Harris T.A., Mindel M.H. Rolling element bearing dynamics. *Wear*. 1973. V. 23, Iss. 3. P. 311-337. DOI: 10.1016/0043-1648(73)90020-3
4. Pradeep K.Gupta. ADORE. Advanced dynamics of rolling elements, 2014.
5. Rolling Bearing Lubrication, FAG, Publ. No. WL 81 115/4 EA 2012 Edition.
6. Rolling Bearings SKF, PUB BU/P1 10000/3 EN, 2016.
7. Flouros M. Correlations for heat generation and outer ring temperature of high speed and highly loaded ball bearings in an aeroengine. *Aerospace Science and Technology*. 2006. V. 10, Iss. 7. P. 611-617. DOI: 10.1016/j.ast.2006.08.002
8. Demidovich V.M. *Issledovanie teplovogo rezhima podshipnikov GTD* [Analysis of the thermal condition of gas turbine engine bearings]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 171 p.
9. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin. Spravochnik* [Machine part strength calculation. Reference book]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979, 702 p.
10. Aksenov N.K., Petrov N.I., Strukov A.A. Issledovaniye teplovogo sostoyaniya podshipnikov opor perspektivnykh aviatsionnykh dvigateley. *Sb. trudov XIII mezhdunarodnogo kongressa dvigatelestroiteley*. Harkov: Harkov Aviation Institute Publ., 2008. P. 69-72. (In Russ.)
11. Ball and Roller Bearings. General Catalog. NTN corporation, 2001. Available at: <http://www.upk1.ru/d/115304/d/obschiy-katalog-ntn.pdf>

12. GOST 32305-2013. Rolling bearings. Thermal speed rating. Calculation and coefficients. Moscow: Standartinform Publ., 15 p. (In Russ.)
13. Egorov S.V., Araslanov A.M., Zaydenshteyn G.I., Malivanov N.N. Method of calculation of the thermal conditions of the gas turbine engine middle support consisting of angular contact ball bearings and end contact seals. *Aerospace Technic and Technology*. 2005. No. 9 (25). P. 93-96. (In Russ.)
14. Demidovich E.V., Araslanov A.M., Zaydeynshteyn G.I., Malivanov N.N. Thermal conditions of roller bearings operating in slip conditions. *Aerospace Technic and Technology*. 2006. No. 8 (34). P. 113-116. (In Russ.)
15. Kikot N.V., Marchukov E.Yu. Development and investigation of a method to analyze heat conditions for rotor-connecting roller bearings of gas-turbine engines. *Vestnik Moskovskogo Aviatsionnogo Instituta*. 2009. V. 16, no. 4. P. 32-36. (In Russ.)
16. Catalog 2013. EPK. Special bearings division. 2013.