

DOI: 10.15593/2224-9982/2018.52.02

УДК 621.452.32

В.Н. Климов, Н.И. Климов

АО «Омское моторостроительное конструкторское бюро», Омск, Россия

Омский государственный технический университет, Омск, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ РОТОРНЫХ ОПОР ПРИ ЗАПУСКЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ СМАЗКИ

Статья посвящена исследованию проблемы обеспечения работоспособности гибридных роторных подшипников при запуске газотурбинного двигателя (ГТД) с воздушно-топливной системой смазки. Вследствие отсутствия подачи топлива в опоры ротора в начальный момент времени после запуска ГТД его роторные подшипники работают в экстремальных условиях «сухого» трения, при которых происходит интенсивный износ их деталей с выделением большого количества теплоты. В связи с этим для обеспечения надежной работы двигателя при запуске необходимо создать условия, исключающие перегрев подшипников. Это требует определения теплового состояния подшипников и расчета момента трения в них, который не может быть выполнен по существующим методикам, так как они созданы для случая смазки и охлаждения подшипников маслом. В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований работоспособности гибридного шарикового радиально-упорного подшипника в условиях охлаждения воздухом без подачи смазки. Проанализированы основные причины увеличения момента трения в подшипнике с повышением частоты вращения. Предложена зависимость для расчета момента трения в быстроходном подшипнике, работающем в условиях отсутствия смазки.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, система смазки, воздушно-топливная смесь, подшипник, момент трения, «сухое» трение.

V.N. Klimov, N.I. Klimov

Joint-stock company Omsk Engine Design Bureau, Omsk, Russian Federation

Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation

RESEARCH OF WORKING CAPACITY OF BEARINGS OF ROTOR SUPPORTS AT START-UP OF A GAS-TURBINE ENGINE WITH AN AIR-FUEL LUBRICATION SYSTEM

The article is devoted to the investigation of the problem of ensuring the working capacity of hybrid rotary bearings at start-up of a gas turbine engine (GTE) with an air-fuel lubrication system. Due to the lack of fuel supply to the rotor supports at the initial moment of time after the GTE start-up, its rotor bearings operate under extreme conditions of “dry” friction with intensive wear of their parts and the release of a large amount of heat. Therefore, to ensure reliable operation of the engine at start-up, it is necessary to create conditions that prevent overheating of the bearings. This requires the determination of the thermal state of the bearings and the calculation of the friction torque in them, which can not be performed using existing techniques, since they are designed for lubricating and cooling bearings with oil. In this article present the results of experimental studies of the working capacity of hybrid angular contact ball bearing under conditions of air cooling without lubricant supply. The main reasons for increasing the frictional moment in the bearing with increasing rotational speed are analyzed. A dependence for calculating the friction torque in a high-speed bearing operating without lubricant supply is proposed.

Keywords: gas turbine engine, lubrication system, air-fuel mixture, bearing, friction torque, “dry” friction.

Перспективным направлением развития газотурбинных двигателей (ГТД) является переход от использования в них традиционной циркуляционной масляной системы смазки [1] к разомкнутой системе смазки и охлаждения подшипников воздушно-топливной смесью. Такое решение позволяет отказаться от применения маслобака, охладителя, маслоотделителя, маслонасоса и магистралей откачки масла из опор двигателя, что существенно упрощает его конструкцию, уменьшает массу и стоимость. Одна из эффективных схем ГТД с описанной системой смазки и охлаждения подшипников предложена в работе [2]. В данной конструкции для смазки

и охлаждения роторных подшипников ГТД используется воздушно-топливная смесь, получаемая в специальном смесителе, установленном на корпусе двигателя. Воздух в смеситель подается из проточной части компрессора, а топливо из магистрали подачи топлива в камеру сгорания. Полученная смесь по трубопроводу подается к подшипнику, установленному в опоре турбины, и далее через полый вал к подшипнику опоры компрессора, после чего эвакуируется на вход в компрессор (рис. 1).

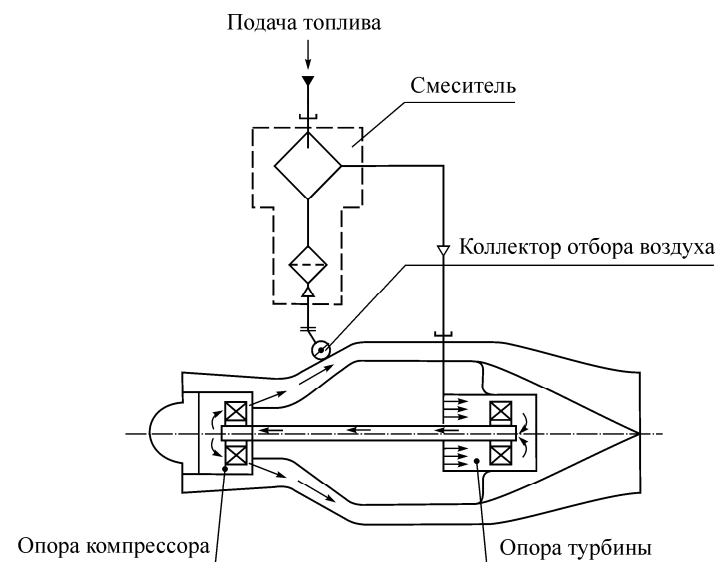


Рис. 1. Схема смазки и охлаждения роторных подшипников ГТД воздушно-топливной смесью

Данная конструкция позволяет минимизировать потери топлива, так как топливо, отбираемое для смазки подшипников, возвращается в камеру сгорания. Расположение смесителя в «холодной» зоне на внешней стороне двигателя позволяет исключить коксование распылителя, что обеспечивает его надежную работу без необходимости продувок после остановки двигателя.

Недостатком такой схемы является то, что в начальный момент времени после запуска ГТД его роторные подшипники работают без смазки, что связано с отсутствием смазывающей пленки на деталях подшипников и задержкой подвода к ним топлива. В связи с этим для обеспечения надежной работы двигателя при запуске необходимо создать условия для обеспечения работоспособности его подшипников без смазки в течение заданного времени. Исследования причин разрушения подшипников при масляном голодании [3] показывают, что основной причиной выхода подшипников из строя является их перегрев. Следовательно, для обеспечения работоспособности подшипника, работающего в опоре ротора без смазки, необходимо в первую очередь обеспечить его эффективное охлаждение воздухом, отбираемым из компрессора. При этом выбор оптимальных параметров отбираемого воздуха требует определения теплового состояния подшипника в данных условиях.

Тепловое состояние подшипника зависит от количества подведенной и отведенной от него теплоты, а также количества тепла, генерируемого в самом подшипнике в процессе трения его деталей [4].

При установившемся режиме работы выполняется равенство мощностей тепловых потоков:

$$Q_{\text{отв}} = Q_{\text{под}} + Q_{\text{тр}}.$$

Тепловой поток, подводимый к подшипнику,

$$Q_{\text{под}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где Q_1 – тепловой поток, поступающий из тракта двигателя; Q_2 – тепловой поток, поступающий через стенки опоры; Q_3 – тепловой поток, поступающий через вал; Q_4 – тепловой поток, поступающий от трения в уплотнениях.

Тепловой поток, отводимый от подшипника воздухом [5],

$$Q_{\text{отв}} = k \cdot S \cdot (T_{\text{п}} - T_{\text{вх}}),$$

где $k = f(G, n)$ – коэффициент конвективной теплоотдачи; G – расход воздуха через подшипник; n – частота вращения вала, об/мин; S – площадь поверхности подшипника, обдуваемой воздухом; $T_{\text{п}}$ – температура подшипника; $T_{\text{вх}}$ – температура потока на входе в подшипник.

Тепловой поток, генерируемый в подшипнике в процессе трения его деталей,

$$Q_{\text{тр}} = N_{\text{тр}},$$

где $N_{\text{тр}}$ – мощность трения в подшипнике [6],

$$N_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}} \cdot n}{9550}, \quad (1)$$

где $M_{\text{тр}}$ – момент трения, возникающий в подшипнике, Н·мм.

Расчет момента трения $M_{\text{тр}}$ для работающего без смазки быстроходного подшипника по существующим методикам [7–11] некорректен, так как они созданы для случая смазки и охлаждения подшипника маслом. В связи с этим для определения теплового состояния установленного в опоре ГТД быстроходного несмазываемого радиального подшипника необходимо провести экспериментальные исследования по определению зависимости момента трения в подшипнике от условий его работы.

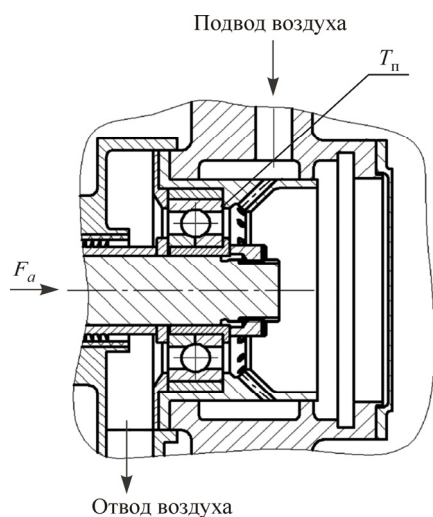


Рис. 2. Опора ротора установки: T_n – место измерения температуры наружного кольца подшипника; F_a – осевая сила, приложенная к подшипнику

Целью данной работы является определение зависимости величины момента трения $M_{\text{тр}}$ работающего без смазки и охлаждаемого воздухом быстроходного радиального шарикового подшипника от частоты его вращения и приложенной к нему внешней нагрузки.

Анализ характера изменения момента трения $M_{\text{тр}}$ производился по результатам проведенных на специальной установке в АО «ОМКБ» экспериментальных работ. Конструкция опоры ротора установки с испытываемым подшипником представлена на рис. 2.

В качестве объекта испытания был выбран шариковый радиально-упорный подшипник 45-126205РЯ с керамическими телами качения из нитрида кремния Si_3N_4 . Использование керамических шариков было обусловлено меньшими силами трения и меньшим тепловыделением в подшипнике по сравнению с подшипниками со стальными шариками [12]. Осевая нагрузка, действующая на подшипник, создавалась специальной пружиной и составляла 1765,8 Н

(180 кГ). Дисбаланс ротора в месте установки подшипника составлял 20 г·мм. Перепад давления воздуха на подшипнике составлял 115,3 кПа (1,176 кГ/см²). Оценка работоспособности подшипника производилась по температуре его наружного кольца T_n . Раскрутка вала установки осуществлялась электродвигателем.

Мощность трения $N_{тр}$, возникающая в подшипнике, определялась по электрической мощности, потребляемой электродвигателем. Момент трения в исследуемом подшипнике $M_{тр.экс}$ вычислялся по формуле (1). Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник [6] вычислялась по формуле

$$P = 0,41F_r + 0,87F_a, \quad (2)$$

где F_a – осевая сила, действующая на подшипник; F_r – радиальная сила, действующая на подшипник и возникающая под действием центробежных сил от дисбаланса ротора.

Режимы и результаты испытаний подшипника представлены в таблице.

Результаты испытаний подшипника

Частота вращения вала n , об/мин	Время работы на режиме t , мин	Эквивалентная динамическая нагрузка, действующая на подшипник P , Н	Температура наружного кольца подшипника T_n , °С	Мощность, затрачиваемая на привод исследуемого подшипника $N_{тр}$, Вт	Момент трения в исследуемом подшипнике $M_{тр.экс}$, Н·мм
10 000	6	1545,2	23	87,1	83,2
20 000	6	1572,2	30	255,3	121,9
30 000	6	1617,1	47	636,8	202,8

После завершения экспериментальных работ подшипник 45-126205РЯ был продефектирован. Установлено, что радиальный зазор в подшипнике не изменился (осевой зазор не измерялся), состояние поверхности шариков и беговых дорожек колец подшипника было признано удовлетворительным.

Согласно традиционной методике, составленной для случаев смазки маслом, когда эквивалентная нагрузка P не превышает 10–15 % от динамической грузоподъемности подшипника, а частота вращения n составляет не более половины предельной, момент трения $M_{тр}$ в подшипнике определяется по формуле

$$M_{тр} = f_{пр} P \frac{d}{2}, \quad (3)$$

где $f_{пр}$ – приведенный к валу условный безразмерный коэффициент трения; d – внутренний диаметр подшипника, мм.

Анализ изменения полученной при испытаниях величины момента трения $M_{тр.экс}$ (см. таблицу) показывает, что в работающем без смазки быстроходном подшипнике его величина увеличивается с ростом частоты вращения n непропорционально внешней нагрузке P .

Проанализируем причины увеличения момента трения $M_{тр.экс}$ с повышением частоты вращения n .

В общем случае момент трения в подшипнике качения можно представить состоящим из следующих компонентов [13]:

$$M_{тр} = M_{ск} + M_{гир} + M_{гис} + M_{от} + M_{сеп} + M_{см} + M_{ср} + M_{темп}, \quad (4)$$

где $M_{ск}$ – момент трения, обусловленный дифференциальным проскальзыванием тел качения на площадках контакта; $M_{гир}$ – момент трения, вызванный гироскопическим верчением или отклонением осей вращения тел качения; $M_{гис}$ – момент трения, вызванный потерями на упругий гистерезис в материале контактирующих тел; $M_{от}$ – момент трения, обусловленный отступлениями деталей подшипников от правильной геометрической формы и микрогеометрией контактирующих поверхностей;

$M_{сеп}$ – момент трения скольжения, складывающийся из момента трения на направляющих бортах $M_{б.н}$, ориентирующих массивный сепаратор, и момента трения, вызванного контактом тел качения с гнездами сепаратора $M_{сеп.гн}$; $M_{см}$ – момент трения, обусловленный сдвигом и сбросом смазки, а также турбулентным движением ее при вращении подшипника; $M_{ср}$ – момент сопротивления при вращении подшипника в воздухе, газовой или жидкостной среде, а также в вакууме; $M_{тем}$ – дополнительное комплексное увеличение момента трения при повышении температуры, связанное с ухудшением условий трения под действием тепловых эффектов, обусловленных недостаточной теплоотдачей в условиях высоких нагрузок и скоростей.

Проанализируем составляющие момента трения $M_{тр.экс}$ в работавшем без смазки исследуемом подшипнике. В связи с тем что детали подшипника были изготовлены с высокой точностью (соответствующей пятому классу и выше), подшипник работал без смазки и эффективно охлаждался, а величина момента сопротивления воздуха вращению подшипника по сравнению с другими составляющими незначительна, влиянием моментов $M_{от}$, $M_{см}$, $M_{ср}$ и $M_{тем}$ на общий момент трения в подшипнике можно пренебречь. Тогда формула (4) для исследуемого подшипника запишется в виде

$$M_{тр.экс} = M_{ск} + M_{гир} + M_{гис} + M_{сеп}.$$

Определим режим работы подшипника, при котором начинается верчение под действием гироскопического момента $M_{гир}$.

Гироскопический момент для шарика определяется по формуле [14]

$$M_{гир} = J \cdot \omega_{ш} \cdot \omega_m \sin(\alpha),$$

где α – угол контакта шарика с желобом.

Момент инерции шарика

$$J = 0,1 m_{ш} \cdot D_{ш}^2,$$

где $m_{ш}$ – масса шарика; $D_{ш}$ – диаметр шарика.

Угловая скорость шарика вокруг собственной оси

$$\omega_{ш} = \frac{\pi}{30} \frac{d_m}{2 D_{ш}} n (1 + \gamma) (1 - \gamma),$$

где d_m – диаметр вращения центра шарика вокруг оси вращения подшипника,

$$\gamma = \frac{D_{ш} \cos(\alpha)}{d_m}.$$

Угловая скорость шарика вокруг оси подшипника

$$\omega_m = \frac{\pi}{30} \frac{1}{2} n (1 - \gamma).$$

Верчению шарика от действия гироскопического момента $M_{\text{гир}}$ противодействует момент трения скольжения $M_{\text{тр.ск}}$, поэтому для качения шарика без верчения должно выполняться условие

$$M_{\text{тр.ск}} \succ M_{\text{гир}}.$$

Величина момента трения $M_{\text{тр.ск}}$ минимальна для наименее нагруженных шариков, находящихся в зоне, где на них не действуют силы от радиальной нагрузки F_r . Для этих шариков момент трения $M_{\text{тр.ск}}$ можно определить по формуле

$$M_{\text{тр.ск}} = f_{\text{ск}} \cdot D_{\text{ш}} \left(\frac{F_a}{z \cdot \sin(\alpha)} + \frac{F_{\text{ц.ш}}}{2 \cos(\alpha)} \right),$$

где z – количество шариков в подшипнике.

Центробежная сила, действующая на шарик,

$$F_{\text{ц.ш}} = m_{\text{ш}} \frac{d_m}{2} \omega_m^2. \quad (5)$$

Коэффициент трения скольжения стали по стали без смазки при высоком качестве поверхности 0,07–0,08 [14], а коэффициент трения алмаза по подшипниковой стали 0,08 [15]. Примем коэффициент $f_{\text{ск}} = 0,07$. Тогда получим следующие результаты расчетов гироскопического момента $M_{\text{гир}}$ и момента трения скольжения $M_{\text{тр.ск}}$ (рис. 3).

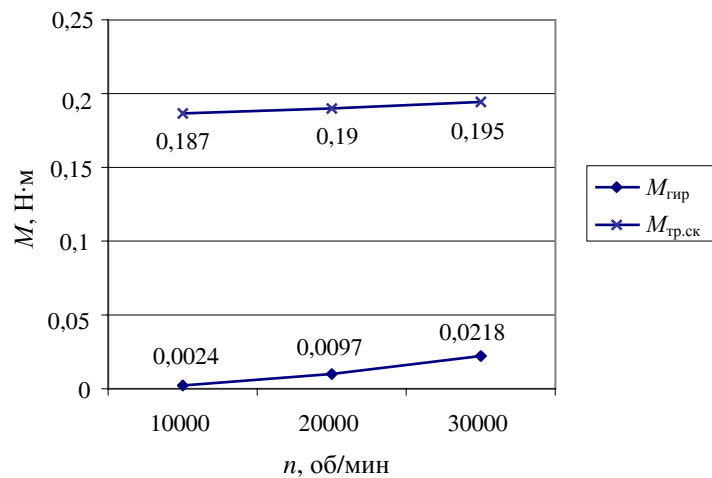


Рис. 3. Зависимость моментов $M_{\text{гир}}$ и $M_{\text{тр.ск}}$ от частоты вращения n

Таким образом, для испытываемого подшипника при увеличении частоты вращения вплоть до $n = 30\,000$ об/мин верчения шариков под действием гироскопического момента $M_{\text{гир}}$ не происходит.

Проанализируем кинематику шариков подшипника.

Для характеристики сложного относительного движения шарика используется безразмерный кинематический параметр λ [6],

$$\lambda = \left[1 + \frac{\sin(\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{н}}) + \zeta(\sin(\alpha_{\text{в}}) + \sin(\alpha_{\text{н}}))}{1 + \cos(\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{н}})} \right]^{-1}, \quad (6)$$

где α_B и α_H – углы контакта шарика с внутренним и наружным кольцом подшипника соответственно.

При этом чем ближе λ к единице, тем сильнее движение шарика приближается к чистому качению.

«Развал» желоба

$$\zeta = \frac{r_B}{D_{ш}},$$

где r_B – радиус желоба внутреннего кольца подшипника.

Фактический угол контакта шарика с наружным кольцом можно определить из формулы

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg}(\alpha_H) - \operatorname{ctg}(\alpha_B) &= \frac{z \cdot F_{ц.ш}}{F_a}, \\ \alpha_H &= \operatorname{arccctg} \left(\frac{z \cdot F_{ц.ш}}{F_a} + \operatorname{ctg}(\alpha_B) \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Из формулы (7) видно, что увеличение центробежных сил $F_{ц.ш}$, действующих на шарики подшипника, приводит к уменьшению угла α_H и, соответственно, кинематического параметра λ (6), что свидетельствует об увеличении проскальзывания между шариками и наружным кольцом подшипника.

Момент трения ($M_{гис}$, кГ·мм), вызванный потерями на упругий гистерезис [13],

$$M_{гис} = 1,25 \cdot 10^{-4} d_m \cdot D_{ш}^{-\frac{2}{3}} \cdot \sum Q_i^{\frac{4}{3}}, \quad (8)$$

где Q_i – нагрузка на i -й шарик, кГ.

Момент трения ($M_{ск}$, кГ·см), вызванный местным проскальзыванием [13],

$$M_{ск} = \frac{P \cdot d_m \cdot z}{4D_{ш}} \left(1 - \frac{D_{ш}^2}{d_m^2} \cos^2(\alpha) \right) (r_{ж.н} \cdot B_H - r_{ж.в} \cdot B_B), \quad (9)$$

где $r_{ж.н}$ и $r_{ж.в}$ – соответствующие радиусы деформированных поверхностей желобов наружного и внутреннего колец; B_H и B_B – коэффициенты, определяемые геометрическими условиями деформации.

Трение в гнездах сепаратора ($M_{сеп.гн}$, Г·см) [13]

$$M_{сеп.гн} = \frac{d_m}{4} \left(1 - \frac{D_{ш}^2}{d_m^2} \cos^2(\alpha) \right) \sin \left[\alpha + \operatorname{arctg} \left(\frac{D_{ш} \cdot \sin(\alpha)}{2r_{ж.в}} \right) \right] G_{сеп} \cdot f_{сеп}, \quad (10)$$

где $G_{сеп}$ – вес сепаратора, Г; $f_{сеп}$ – коэффициент трения шариков о гнезда сепаратора.

Трение сепаратора ($M_{б.н}$, Г·мм) о направляющие борта кольца [13]

$$M_{б.н} = 1,38 \cdot 10^{-4} \cdot G_{сеп} \cdot f_c \cdot n^2 \cdot D_{н.б} \cdot \varepsilon \left(\frac{d_m - D_{ш} \cdot \cos(\alpha)}{d_m} \right)^2, \quad (11)$$

где $D_{н.б}$ – диаметр наружного борта; f_c – коэффициент трения сепаратора о направляющий борт кольца подшипника; ε – эксцентриситет сепаратора относительно его оси вращения.

В формулах (8)–(11) d_m , $D_{ш}$, $r_{ж.н}$, $r_{ж.в}$, $D_{н.б}$, ε имеют размерность, см.

Анализ формул (6)–(11) показывает, что изменение момента трения в шариковом радиально-упорном подшипнике при увеличении частоты вращения происходит под действием внешней нагрузки, действующей на подшипник, а также центробежных сил, действующих на шарики и сепаратор. Расчет момента трения по традиционной формуле (3) учитывает только величину и направление приложения внешней нагрузки к подшипнику. Для работающего при невысоких частотах вращения смазываемого маслом подшипника данный подход не дает существенной погрешности, так как центробежные силы, действующие на шарики и сепаратор невелики, а между контактирующими поверхностями деталей подшипника образуется масляный слой, существенно снижающий коэффициент трения в контакте. Для быстроходного несмазываемого подшипника формула (3) должна быть дополнена моментом трения $M_{ц}$, учитывающим трение, которое возникает в подшипнике в результате действия на шарики и сепаратор центробежных сил.

Центробежная сила, действующая на шарик подшипника, вычисляется по формуле (5). Центробежная сила, действующая на сепаратор [16],

$$F_{ц.сеп} = m_{сеп} \cdot \varepsilon \cdot \omega_m^2,$$

где $m_{сеп}$ – масса сепаратора.

Учитывая, что угловые скорости шариков и сепаратора относительно оси подшипника ω_m пропорциональны n , масса шариков и сепаратора пропорциональна d_m^3 [17], а ε пропорционален d_m [17], то момент трения $M_{ц}$, Н·мм, от центробежных сил, действующих на шарики и сепаратор, можно записать в виде

$$M_{ц} = \mu \cdot n^2 \cdot d_m^4 \cdot d,$$

где μ – приведенный к валу коэффициент, зависящий от конструкции подшипника, а также от материала шариков и сепаратора, кг/м³; d – внутренний диаметр подшипника, мм.

Тогда момент трения ($M_{тр}$, Н·мм), возникающий в быстроходном подшипнике, запишется в виде

$$M_{тр} = f_p \cdot P \frac{d}{2} + \mu \cdot n^2 \cdot d_m^4 \cdot d, \quad (12)$$

где f_p – приведенный к валу коэффициент трения, возникающего под действием внешней нагрузки P .

Используя полученные в результате экспериментальных работ значения моментов трения $M_{тр.экс}$ (см. таблицу), решим систему из трех уравнений (12), записанных для различных режимов работы подшипника ($n = 10\,000$, $20\,000$, $30\,000$ об/мин) и определим величины входящих в них коэффициентов f_p и μ . Получим $f_p = 0,0036$, $\mu = 0,0025$, кг/м³. График зависимости момента трения в подшипнике $M_{тр}$ от частоты вращения вала n , построенный по формуле (12) с использованием полученных коэффициентов f_p и μ , представлен на рис. 4. Погрешность расчета $M_{тр}$ по формуле (12) относительно экспериментальных данных (см. таблицу) не превышает 5 %.

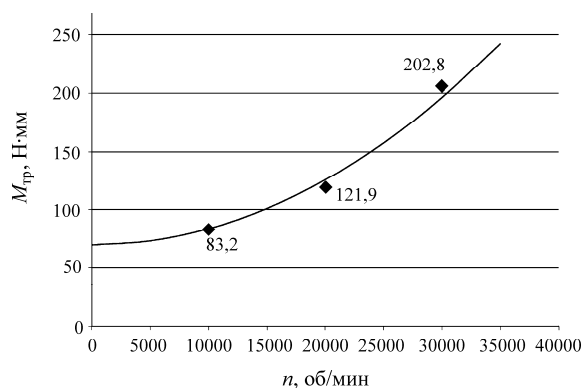


Рис. 4 Расчетная зависимость момента трения $M_{тр}$ от частоты вращения вала n (83,2; 121,9; 202,8 – экспериментальные значения момента трения в подшипнике)

Заключение

Общее время работы подшипника 45-126205РЯ без подачи смазки при различных частотах вращения вала ($n = 10\,000, 20\,000, 30\,000$ об/мин) и величине осевой нагрузки $1765,8\text{ Н}$ (180 кГ) составило 18 мин, что подтверждает возможность обеспечения его работоспособности при запуске ГТД с воздушно-топливной системой смазки при условии эффективного охлаждения подшипника.

Использование формулы (12) для расчета момента трения в несмазываемом быстроходном шариковом подшипнике при его частоте вращения до $30\,000$ об/мин позволяет определять затрачиваемую на вращение подшипника мощность $N_{\text{тр}}$, а также мощность теплового потока $Q_{\text{отв}}$, которую необходимо отводить от подшипника для обеспечения его приемлемой температуры.

Полученные коэффициенты f_p и μ могут быть использованы при расчете момента трения $M_{\text{тр}}$ в шариковых радиальных подшипниках с керамическими шариками и бронзовым массивным сепаратором, работающих в данных условиях нагружения (4). Определение коэффициентов f_p и μ для других типов подшипников и условий их нагружения требует проведения дополнительных экспериментальных исследований.

Учет приведенных в статье данных при проектировании описанного перспективного ГТД обеспечит повышение эффективности и надежности создаваемого двигателя.

Библиографический список

1. Бич М.М., Вейнберг Е.В., Сурнов Д.Н. Смазка авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
2. Климов В.Н., Климов Н.И. Перспективная схема смазки и охлаждения подшипников коротко-ресурсного газотурбинного двигателя воздушно-топливной смесью // Омский научный вестник. – 2017. – № 3(153). – С. 39–43.
3. Повреждения подшипников качения и их причины: брошюра. – СПб.: SKF, 2002. – 47 с.
4. Виноградов А.С., Бадиков Р.Р., Федорченко Д.Г. Исследование теплового состояния опоры авиационного газотурбинного двигателя // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2014. – № 5(47). – Ч. 1. – С. 37–44.
5. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. Теплотехника: учебник для вузов. – 2-е изд. – М.: Высш. шк., 2000. – 671 с.
6. Черневский Л.В., Коросташевский Р.В., Яхин Б.А. Подшипники качения: справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 1997. – 896 с.
7. Спицын Н.А., Спришевский А.И. Подшипники качения: справ. пособие. – М.: Машгиз, 1961. – 828 с.
8. Делекторский Б.А., Мастяев Н.З., Орлов И.Н. Проектирование гироскопических электродвигателей. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.
9. Леликов О.П. Подшипники качения: справ. – М.: Инновационное машиностроение, 2017. – 667 с.
10. Подшипники качения: Каталог фирмы FAG, Schueffler Group Industrial. – Schaeffler KG, 2009. – 1640 с.
11. Михайлов Е.М. Момент трения в шарикоподшипниках изделий для космических аппаратов // Вопросы электромеханики. – 2014. – Т. 140. – С. 3–6.
12. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование работоспособности гибридных подшипников качения разных конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докл. междунар. науч.-техн. конф. – Самара: Изд-во Самар. нац. исслед. ун-та им. акад. С.П. Королева. – 2016. – Ч. 2. – С. 218–219.
13. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1968. – 632 с.
14. Кошель В.М. Подшипники качения. – Минск: Навука і тэхніка, 1993. – 255 с.
15. Мур Д. Основы и применения триботехники: пер. с англ. – М.: Мир, 1978. – 487 с.
16. Артоболевский С.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1967. – 367 с.

17. Подшипники качения: справочное пособие / С.П. Байков, И.С. Беленко, С.Ф. Белков [и др.]. – М.: Машгиз, 1961. – 828 с.

References

1. Bich M.M., Veynberg E.V., Surnov D.N. Smazka aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Lubrication of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie, 1979, 176 p.
2. Klimov V.N., Klimov N.I. Perspektivnaya skhema smazki i okhlazhdeniya podshipnikov korotkoresursnogo gazoturbinnogo dvigatelya vozduшно-toplivnoy smesyu [Promising lubrication and cooling scheme for small resource gas turbine engine bearings by air-fuel mixture]. *Omsk scientific bulletin*, 2017, no. 3(153), pp. 39-43.
3. Povrezhdeniya podshipnikov kacheniya i ikh prichiny: broshyura [Rolling bearing failures and their causes]. SPb.: SKF, 2002, 47 p.
4. Vinogradov A.S., Badykov R.R., Fedorchenko D.G. Issledovanie teplovogo sostoyaniya opory aviatsionnogo gazoturbinnogo dvigatelya [Analysis of the thermal state of aircraft engine supports]. *Samara State Aerospace University bulletin*, 2014, no. 5(47), part 1, pp. 37-44.
5. Lukanin V.N., Shatrov M.G., Kamfer G.M. Teplotekhnika: uchebnyk dlya vuzov [Heat engineering: textbook for high schools]. Moscow: High school, 2000, iss. 2, 671 p.
6. Chernevskiy L.V., Korostashevskiy R.V., Yakhin B.A. Podshipniki kacheniya: Spravochnik-katalog [Rolling bearings: Directory-catalog]. Moscow: Mashinostroenie, 1997, 896 p.
7. Spitsyn N.A., Sprishevskiy A.I. Podshipniki kacheniya: spravochnoe posobie [Rolling bearings: Reference Manual]. Moscow: Mashgiz, 1961, 828 p.
8. Delektorskiy B.A., Mastyaev N.Z., Orlov I.N. Proektirovanie giroskopicheskikh elektrodvigateley [Design of gyroscopic electric motors]. Moscow: Mashinostroenie, 1968, 252 p.
9. Lelikov O.P. Podshipniki kacheniya: spravochnik [Rolling bearings: directory]. Moscow: Innovatsionnoe mashinostroenie, 2017, 667 p.
10. Podshipniki kacheniya: Katalog firmy FAG, Schueffler Group Industrial [Rolling bearings: FAG company catalog, Schueffler Group Industrial]. Schaeffler KG, 2009, 1640 p.
11. Mikhaylov E.M. Moment treniya v sharikopodshipnikakh izdeliy dlya kosmicheskikh apparatov [The frictional moment in ball bearings of products for space vehicles] // *Voprosy elektromekhaniki*, 2014, Vol. 140, pp. 3-6.
12. Petrov N.I., Lavrentev Yu.L. Issledovanie rabotosposobnosti gibridnykh podshipnikov kacheniya raznykh konstruktivnykh v ozhidaemykh usloviyakh ekspluatatsii [Analysis of different design hybrid rolling bearings efficiency in expected service conditions]. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference "Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya", Samara, Samara University, 2016, Part 2, pp. 218-219.
13. Sprishevskiy A.I. Podshipniki kacheniya [Rolling bearings]. Moscow: Mashinostroenie, 1968, 632 p.
14. Koshel V.M. Podshipniki kacheniya [Rolling bearings]. Minsk: Navuka i tekhnika, 1993, 255 p.
15. Mur D. Osnovy i primeneniya tribotekhniki: per. s angl. [Fundamentals and applications of tribotechnics: translation from the English]. Moscow: Mir, 1978, 487 p.
16. Artobolevskiy S.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: High school, 1967, 367 p.
17. Baykov S.P., Belenko I.S., Belkov S.F. and etc. Podshipniki kacheniya: spravochnoe posobie [Rolling bearings: reference book]. Moscow: Mashgiz, 1961, 828 p.

Об авторах

Климов Виталий Николаевич (Омск, Россия) – начальник конструкторской бригады отдела турбин и камер сгорания АО «Омское моторостроительное конструкторское бюро» (644021, г. Омск, ул. Б. Хмельницкого, д. 283), аспирант кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (644050, г. Омск, пр. Мира, д. 11), e-mail: Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru).

Климов Николай Иванович (Омск, Россия) – начальник отдела маслосистем и зубчатых передач АО «Омское моторостроительное конструкторское бюро» (644021, г. Омск, ул. Б. Хмельницкого, д. 283, e-mail: Klimov.nik.omsk@gmail.com).

About the authors

Vitaliy N. Klimov (Omsk, Russian Federation) – Head of the Design Team, Department of Turbines and Combustion Chambers, JSC Omsk Engine Design Bureau (283, B. Khmelnitsky st., Omsk, 644021, Russian Federation), Postgraduate Student, Department of Aviation and Missile Technology, Omsk State Technical University (11, Mira av., Omsk, 644050, Russian Federation, e-mail: Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru).

Nikolay I. Klimov (Omsk, Russian Federation) – Head of the Department of Oil Systems and Gears, JSC Omsk Engine Design Bureau (283, B. Khmelnitsky st., Omsk, 644021, Russian Federation, e-mail: Klimov.nik.omsk@gmail.com).

Получено 18.01.2018