

УДК 621.452.3.03:621.822.6

С.В. НИКИТИН, Ю.В. КОВЕЗА

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ГИБРИДНОМ ПОДШИПНИКЕ ПРИ ВОЗДУШНО-МАСЛЯНОЙ СМАЗКЕ

В работе предложена аналитическая зависимость с применением критериев подобия для определения потерь мощности при вращении шарикоподшипника, смазываемого воздушно-масляной смесью. Особенность выполненного исследования в том, что воздушно-масляная смесь рассматривалась как гомогенная среда с осредненными параметрами. Проведя сравнительный анализ экспериментальных данных для подшипников с шариками из нитрида кремния и из подшипниковой стали, показано, что методики, полученные для цельнометаллических подшипников, могут быть практически без изменений применены и к гибридным подшипникам в исследуемом диапазоне параметров. На основании этого выведена общая аналитическая зависимость.

Ключевые слова: опорный узел, подшипник качения, воздушно-масляная смазка, керамические шарики, критерий подобия, трение, мощность трения, гибридный подшипник.

Введение

В современном машиностроении для отвода тепла и смазывания контактирующих поверхностей тел качения и колец подшипников применяют большое количество разнообразных способов:

- струйная смазка с подачей смазки через одну или несколько форсунок;
- подача масла непосредственно в зону контакта через отверстия во внутренних кольцах подшипников за счет действия центробежных сил;
- ненаправленная смазка масляным туманом за счет разбрызгивания масла деталями, окружающими подшипники опорных узлов;
- воздушно-масляная смазка за счет подачи заранее подготовленного аэрозоля непосредственно в подшипник;
- капельная смазка за счет подачи смазки каплями непосредственно в подшипник;
- капиллярная смазка за счет подачи смазки по специальным фитилям;
- непосредственное охлаждение колец подшипников подачей по корпусу опорного узла масла или воздуха;
- смазка густыми смазками, закладываемыми непосредственно в сам подшипник;
- комбинирование способов.

Каждый из описанных способов обладает определенными преимуществами и недостатками. За счет своей способности отводить большое количество тепла в авиадвигателестроении получило распространение в основном только струйная смазка. Однако чем больше становятся частоты вращения ротора турбо-

компрессора, тем менее эффективным становится данный способ. В работе [1] убедительно показано, что потери мощности на перемешивание масла внутри подшипника могут достигать 60%. И чем больше будут частоты вращения, тем больше будут эти потери. А если учитывать, что эти потери мощности идут на повышение температуры деталей подшипника и всего опорного узла, то становится ясным, что высокая теплоотводящая способность такого метода теряет свою эффективность. Особенно, если опора расположена в холодной части ГТД. Это приводит к необходимости адаптации других методов смазки и охлаждения опорных узлов. Одним из наиболее перспективным, на наш взгляд, является метод воздушно-масляной смазки подачей заранее подготовленного аэрозоля в подшипник. Этот метод хорошо зарекомендовал себя в общем и тяжелом машиностроении [2].

Еще одним направлением развития ГТД является применение новых материалов для подшипников, в том числе технической керамики.

Постановка задачи

Целью нашего исследования было изучение совместного влияния вида смазки и материала тел качения на потери мощности при вращении подшипника и на температуру его деталей. Описание условий испытания и первичный анализ результатов приведен в работе [3]. На данном этапе нашей задачей является получение аналитической зависимости, которая бы связала потери мощности в подшипнике, его основные параметры и условия

работы подшипника. Как было показано в работе [3], при одинаковых условиях испытания потери в цельнометаллических и гибридных подшипниках идентичны в пределах точности эксперимента. Это приводит к тому, что методики, использованные для обычных подшипников, могут быть применены и к гибридным подшипникам в диапазоне исследованных параметров.

Однако в большинстве найденных нами работ говорится только о необходимом или минимальном расходе масла/воздуха, например [2], и не упоминаются потери мощности в подшипнике. Работы, посвященные потерям мощности, не учитывают особенности воздушно-масляной смеси, например [1]. Наиболее подходящей для нашей задачи является работа [1]. В ней предложено потери в подшипнике оценивать в виде:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 = C m \rho l^2 u^3,$$

где Q_1 – потери мощности на трение в подшипнике, Q_2 – потери мощности на перемешивание масла, гидравлически потери, C – суммарный коэффициент сопротивления, m – число тел качения в подшипнике, ρ – плотность масла, $l = d_{ш}$ – характерный размер тела качения (диаметр шарика), u – окружная скорость сепаратора подшипника,

$$u = \frac{\pi(d_{ц.т.} - d_{ш} \cos \gamma)}{120} n;$$

$d_{ц.т.}$ – диаметр центра тяжести шариков, м,

$$d_{ц.т.} = \frac{D - d_B}{2};$$

d_B – внутренний диаметр подшипника, D – наружный диаметр подшипника, γ – угол контакта, град, n – частота вращения внутреннего кольца подшипника (частота вращения ротора),

Коэффициент сопротивление определялся в виде

$$C = \varphi_1(Re, Eu, Pr) + \varphi_2(Re, Pr),$$

где φ_1 описывает коэффициент сопротивления трению,

$$\varphi_1 = K_1 Re^{x_1} Eu^{z_1} Pr^{y_1};$$

φ_2 – коэффициент сопротивления перемешиванию масла,

$$\varphi_2 = K_2 Re^{x_2} Pr^{y_2}.$$

Результаты исследований

Течение масловоздушной смеси в полостях подшипника весьма сложно описать не только количественно, но и качественно. С одной стороны за счет наличия центробежных сил масло в смеси будет стремиться осаждаться на поверхностях деталей подшипника, как это происходит в центробежных маслоотде-

лителях. Тогда вращающиеся детали будут перемешивать только воздух, что сводит к нулю гидравлические потери. В тоже время, наличие достаточного количества масла на поверхностях приводит к образованию пленки и к появлению жидкостного трения между деталями, что безусловно благоприятно влияет на их износостойкость. Однако с другой стороны постоянное движение деталей подшипника (особенно шариков) будет приводить к увлечению масла за ними и дальнейшего разбрызгивания, что вновь будет приводить к восстановлению воздушно-масляной смеси в зазорах подшипника. Поэтому для упрощения описания смеси введем следующие допущения:

– пренебрегаем составляющей потерь на перемешивание смеси, то есть коэффициентом сопротивления φ_2 ;

– двухфазное течение смеси будем рассматривать как течение вязкой гомогенной однородной среды с усредненными свойствами [4]:

а) плотность смеси:

$$\rho_{см} = \frac{\rho_M \cdot \rho_B}{\beta \rho_M + (1 - \beta) \rho_B};$$

б) кинематическая вязкость:

$$\nu_{см} = \beta \nu_B + (1 - \beta) \nu_M;$$

в) теплоемкость:

$$C_{см} = \beta C_B + (1 - \beta) C_M;$$

г) теплопроводность:

$$\lambda_{см} = \beta \lambda_B + (1 - \beta) \lambda_M,$$

где индекс «м» относится к свойствам масла, индекс «в» – к свойствам воздуха,

β – массовое газосодержание:

$$\beta = \frac{\beta_B}{\beta_B + \beta_M},$$

β_B – массовый расход воздуха,

β_M – массовый расход масла.

Таким образом, результаты эксперимента будем обобщать в виде:

$$Q = K Re^x Eu^z Pr^y m \rho_{см} l^2 u^3.$$

После обработки данных методом наименьших квадратов получены результаты, представленные в табл. 1.

Таблица 1
Результаты регрессионного анализа

Материал шариков	K	x	z	y
керамика	0,168	-0,194	0,798	-2,471
сталь	$4,119 \cdot 10^{+5}$	-1,062	0,015	1,467

Как показали эксперименты, содержание масла в смеси влияет на потерю мощности. Скорее

всего, это связано с повышением потерь мощности на перемешивание смеси, поэтому пренебрегать этими потерями было бы ошибочно. Было принято решение учесть эти потери с помощью введения в формулу в явном виде массового содержания масла в смеси.

После обработки данных были получены следующие выражения:

- для подшипников со стальными шариками

$$Q_c = 1,53 \cdot 10^9 \cdot \beta^{-3,326} Re^{-1,892} Eu^{-0,254} Pr^{-1,098} \text{ мрл}^2 u^3$$

- для подшипников с керамическими шариками

$$Q_k = 0,166 \cdot \beta^{0,337} Re^{-0,172} Eu^{0,793} Pr^{-2,163} \text{ мрл}^2 u^3$$

Как было сказано выше, уровень потерь мощности в гибридных и цельнометаллических подшипниках

сопоставим в условиях проведенного эксперимента. Значит можно предположить, что при жидкостном или граничном трении деталей подшипника различие между керамикой и сталью мало влияет на потери мощности. Поэтому должна существовать общая зависимость, описывающая процессы в подшипнике. Отталкиваясь от этого, результаты экспериментов с керамическими и стальными шариками были объединены, и получена следующая общая зависимость:

$$Q = 2,128 \cdot \beta^{0,853} Re^{-0,268} Eu^{0,626} Pr^{-0,772} \text{ мрл}^2 u^3$$

Графики, построенные по этой зависимости, представлены на рис. 1, 2.

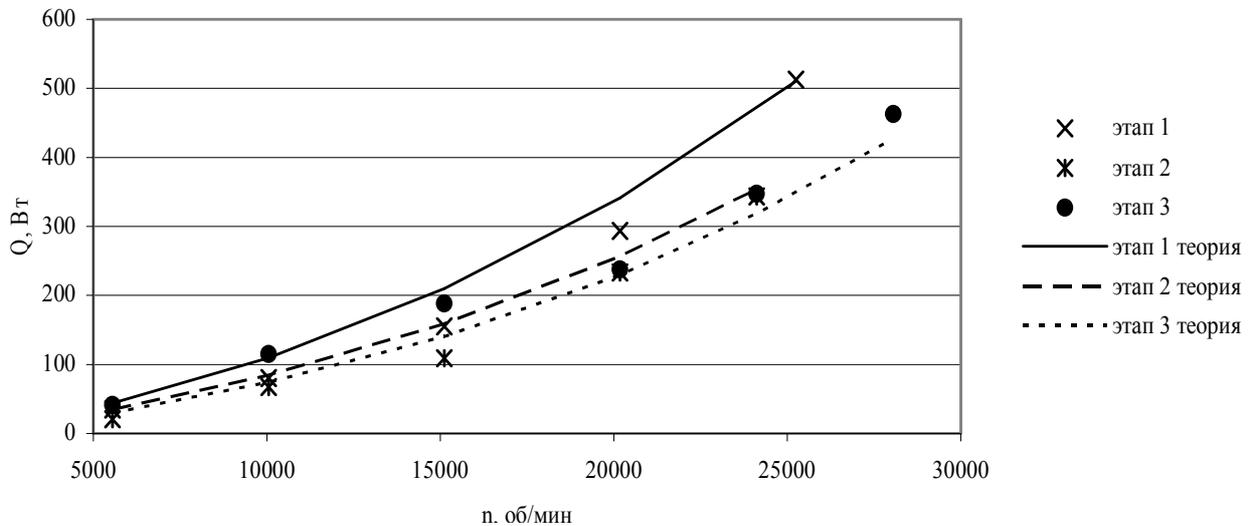


Рис. 1. Потери мощности при вращении подшипника со стальными шариками:
 этап 1 – эксперимент при осевой нагрузке 2000 Н, $\beta = 0,70$;
 этап 2 – при осевой нагрузке 1000 Н, $\beta = 0,81$;
 этап 3 – при осевой нагрузке 1000 Н, $\beta = 0,73$

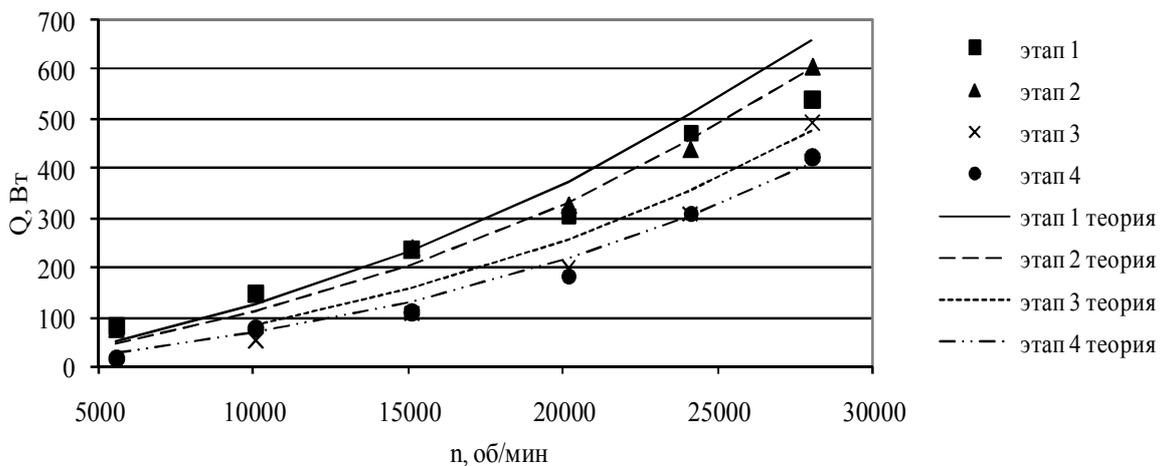


Рис. 2. Потери мощности при вращении подшипника с керамическими шариками:
 этап 1 – эксперимент при осевой нагрузке 2000 Н, $\beta = 0,80$;
 этап 2 – при осевой нагрузке 2000 Н, $\beta = 0,73$;
 этап 3 – при осевой нагрузке 1000 Н, $\beta = 0,82$;
 этап 4 – при осевой нагрузке 1000 Н, $\beta = 0,70$

Вывод

Стандартная ошибка оценки данных с помощью этой формулы составила 14% относительно минимального измеренного значения мощности трения и 6% относительно максимального значения, что сопоставимо с погрешностью измерения, поэтому можно считать предложенную формулу достаточно точной для инженерных расчетов.

Литература

1. Демидович, В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД [Текст]/ В.М. Демидович. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.

2. Pinel, S.I. Comparison Between Oil-Mist and Oil-Jet Lubrication of High-Speed, Small-Bore, Angular-Contact Ball Bearings [Текст]/ S.I. Pinel, H.R. Signer, E.V. Zaretsky // Technical Memorandum NASA/TM 2001-210462, 2001. – 16 p.

3. Доценко, В.Н. Оценка потерь мощности в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками при различных условиях смазывания [Текст]/ В.Н. Доценко, Ю.В. Ковеза, С.В. Никитин // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2010. – № 10(77). – С. 166–169.

4. Уоллис, Г. Одномерные двухфазные течения [Текст]: пер. с англ./ Г. Уоллис; под ред. И.Т. Аладьева. – М.: Мир, 1972. – 441 с.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры «Теория авиационных двигателей» В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ГІБРИДНОМУ ПІДШИПНИКУ ПРИ ЗМАЩЕННІ ПОВІТРЯНО-МАСТИЛЬНОЮ СУМІШШЮ

С.В. Нікітін, Ю.В. Ковеза

У роботі запропонована аналітична залежність із застосуванням критеріїв подібності для визначення втрат потужності при обертанні шарикопідшипника, що змащується повітряно-мастильною сумішшю. Особливість даного дослідження в тім, що повітряно-мастильна суміш розглядалась як гомогенне середовище із осередненими параметрами. Провівши порівняльний аналіз експериментальних даних для підшипників з кульками з нітриду кремнію й з підшипникової сталі, показано, що методики, отримані для суцільнометалевих підшипників, можуть бути практично без змін застосовані й до гібридних підшипників у досліджуваному діапазоні параметрів. На основі цього була виведена загальна залежність.

Ключові слова: опорний вузол, підшипник кочення, повітряно-мастильна суміш, керамічні кульки, критерій подібності, тертя, потужність тертя, гібридний підшипник.

DEFINITION OF POWER LOSS IN THE HYBRID BEARING WITH OIL-MIST LUBRICATION

S.V. Nikitin, Y.V. Koveza

In work analytical dependence with application of similarity criterion for definition of power loss in hybrid bearing with oil-mist lubrication is offered. Feature of the completed research that the air-oil mist was considered as the homogeneous medium with averaged parameters. Having carried out the comparative analysis of experimental data for bearings with balls from nitride of silicon and from bearing steel, it is shown that the techniques received for all-metal bearings, can be applied practically without changes and to hybrid bearings in an investigated range of parameters. On this basis the general analytical dependence was deduced.

Key words: shaft bearing, ball bearing, oil-mist lubrication, ceramic balls, similarity criterion, friction, power of a friction, hybrid bearing.

Никитин Сергей Владимирович – ассистент кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: nikitinsrg@rambler.ru.

Ковеза Юрий Владимирович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: koweza@ukr.net.