

УДК 621.822.

Экспериментальное исследование работы подшипников скольжения с жидкостной смазкой в нештатных режимах

Ю. А. Равикович, Ю. И. Ермилов, Д.П. Холобцев, К. В. Ардатов, А. А.Напалков, Д. П.Шах

Аннотация

Проведено экспериментальное исследование работы подшипника скольжения жидкостного трения при различных нагрузках в условиях выхода маслосистемы из строя для моделирования нештатного режима работы редуктора газотурбинного двигателя. Получены зависимости коэффициента трения подшипника от нагрузки, скорости скольжения, температуры и времени работы в режиме масляного голодания. Определены предельные значения нагрузки в режиме масляного голодания.

Ключевые слова

газотурбинный авиационный двигатель, редуктор, подшипники скольжения, нештатные режимы, граничная смазка, коэффициент трения, материалы пар трения.

Введение

В настоящее время магистральным направлением развития газотурбинных двигателей самолетов гражданской авиации является увеличение степени двухконтурности. Это дает существенное повышение экономичности двигателей. Для дальнейшего повышения степени двухконтурности (более 9) двигателя необходимо устанавливать понижающий редуктор между турбиной низкого давления и вентилятором.

В последнее время такие двигатели разрабатываются различными двигателестроительными фирмами.

Фирмой ОАО «Кузнецов» был разработан газотурбинный двигатель НК-93 с редуктором. Степень двухконтурности двигателя составляет 16. Недостатком этого двигателя является то, что для подвески зубчатых колес внутреннего зацепления редуктора традиционно (как в редукторах турбовинтовых двигателей) используются подшипники качения. В связи с большой передаваемой редуктором мощностью на подшипники зубчатых колес внутреннего

зацепления действуют очень большие нагрузки: порядка 100000...200000 Н при частотах вращения около 10000 об/мин. При таких больших нагрузках и высокой частоте вращения подшипники качения не могут обеспечить требуемый назначенный ресурс, составляющий более 10000 часов.

Альтернативой подшипникам качения для подвеса зубчатых колес редуктора авиационного двигателя являются подшипники скольжения с жидкостной смазкой. Эти подшипники способны выдерживать высокие нагрузки, действующие на подшипники зубчатых колес в авиационном редукторе и имеют при высокой частоте вращения очень большой рабочий ресурс.

Фирма Pratt & Whitney разработала двигатель с тягой 8 и 10 тонн с редуктором (завершение испытаний двигателя - в 2010 году, с 2013 г. – начало эксплуатации), который планируется форсировать в дальнейшем до тяги 14 тонн. В качестве подшипников зубчатых колес внутреннего зацепления используются подшипники скольжения.

В целом анализ тенденций развития авиационных гражданских газотурбинных двигателей позволяет утверждать, что создание двигателей с редуктором между турбиной и вентилятором является главным направлением для повышения экономичности этих двигателей.

Одной из проблем при создании редуктора такого двигателя является создание работоспособных подшипников скольжения. Эти подшипники имеют известные недостатки: относительно низкую несущую способность при низкой частоте вращения и резкое снижение несущей способности при высокой частоте вращения в случае прекращения подачи смазки (в случае отказа маслосистемы). Для обеспечения необходимых показателей надежности редуктора должна быть отработана конструкция и материалы подшипников скольжения редуктора для работы в штатных и нештатных режимах.

Штатные и нештатные режимы работы предъявляют к материалам подшипников в общем различные требования. Рассмотрим здесь требования, предъявляемые и нештатным режимам работы.

Можно выделить два нештатных режима работы подшипников.

Первый режим наступает после отключения подачи топлива в камеру сгорания двигателя во время полета, связанного с неполадками работы каких-либо систем за исключением системы смазки двигателя. После отключения подачи топлива роторы двигателя начинают вращаться под действием набегающего потока воздуха, и двигатель переходит в режим авторотации. Согласно данным эксплуатации авиационных двигателей, избыточное давление подачи масла в подшипники становится около 0,5 ати (0,05 МПа). Это значительно меньше, чем давление подачи при штатном режиме, составляющее 4...6 ати (0,4...0,6 МПа). В режи-

ме авторотации частота вращения ротора низкого давления и зубчатых колес в редукторе (методика определения частоты вращения при авторотации представлена ниже) и составляет порядка 30% от частоты вращения в штатном режиме. При этом существенно падает крутящий момент на редукторе и нагрузка на подшипники.

Второй режим нештатный режим наступает после выхода из строя системы смазки двигателя. При этом давление подачи масла в редуктор и далее в подшипники быстро падает практически до нуля. В этой ситуации в течение ограниченного времени должна быть выключена подача топлива в камеру сгорания для снижения нагрузки на подшипники, после чего двигатель переходит в режим авторотации. При отсутствии подачи масла в редуктор, работа подшипников происходит в наиболее тяжелых условиях. В таких условиях согласно предъявляемым требованиям полет может продолжаться не менее двух часов и подшипники редуктора должны остаться работоспособными и обеспечить дальнейшую эксплуатацию редуктора после устранения неполадок маслосистемы.

Сравнение этих двух режимов показывает, что обеспечение работоспособности подшипников при втором режиме практически гарантирует работоспособность подшипников при первом режиме.

Сохранение работоспособности подшипников редуктора при отсутствии подачи смазки практически полностью определяется сочетанием частоты вращения (скорости скольжения) в подшипнике, нагрузки на подшипник (зависящей от передаваемого через редуктор от турбины на вентилятор крутящего момента) и антифрикционных свойств пары трения в подшипниках.

Определение крутящего момента и нагрузки на подшипники скольжения в режиме авторотации является достаточно сложной задачей для двигателя на стадии проектирования.

Чтобы заблаговременно получить информацию, необходимую для оценки возможности использования того или иного антифрикционного материала или пары материалов в подшипниках авиационного редуктора, следует провести экспериментальные исследования процесса трения этих материалов в условиях, моделирующих режим работы подшипника без подачи смазки. Часть этих исследований представлена в данной работе.

В режиме авторотации скорость скольжения поверхностей в подшипнике составляет около 10...13 м/с. При такой скорости и отсутствии подачи смазки одним из основных факторов, ограничивающих нагрузку на подшипник, является чрезмерно высокая температура [1], возникающая либо в зоне микроконтактов трущихся поверхностей, либо в целом в подшипнике. Высокая температура, в частности, может вызывать ухудшение антифрикционных

свойств материала: повышение коэффициента трения, возникновение задигов, либо уменьшение механической прочности. Все эти факторы приводят к повышенному износу, заеданию и повреждению подшипника.

Математическое моделирование тепловой картины редуктора в условиях отсутствия подачи смазки позволяет определять температуры, возникающие в подшипниках редуктора, при заданном коэффициенте трения в подшипниках и мощности, передаваемой редуктором. Чем меньше коэффициент трения, тем меньше мощность трения в редукторе и больше предельная передаваемая редуктором мощность. Таким образом, для сопоставления различных материалов подшипников необходимо получить для этих материалов зависимости коэффициента трения от нагрузки и температуры при постоянной скорости, соответствующей режиму авторотации.

Для экспериментального исследования свойств материалов подшипников скольжения и выбора наиболее перспективных для обеспечения работоспособности в нештатных режимах создан экспериментальный стенд. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 1. Стенд включает в себя экспериментальную установку, систему сбора данных, масло-систему, предназначенную для смазки подшипников, маслосистему привода силового гидроцилиндра. Система сбора данных включает измерительные приборы, персональный компьютер и систему NI CompactDAQ для оцифровывания аналоговых сигналов и записи информации на персональный компьютер.

Экспериментальный стенд устроен следующим образом.

Вал 1 экспериментальной установки вращается в шариковых подшипниках 2, установленных в корпусе 3, закрепленной в корпусе установки 4. На консоли вала расположена цапфа 5 и втулка 6 испытуемого подшипника скольжения. Смазка подшипников качения и скольжения производится маслом, которое подается маслонасосом Н1. Поддержание заданной температуры подачи масла в подшипник достигается подогревом поступающего масла нагревательным элементом 18 при помощи источника регулируемого напряжения 2.

Вал 1 приводится во вращение электродвигателем 7, соединенным с валом через клиноременную передачу 8. Частота вращения электродвигателя регулируется частотным преобразователем 9 в диапазоне от 0 до 5000 об/мин. При этом частота вращения вала установки изменяется в диапазоне от 0 до 15000 об/мин.

Радиальная нагрузка на втулку 6 подшипника скольжения создается гидроцилиндром 10. Движение штока 11 гидроцилиндра создается за счет подаваемого из насоса высокого давления Н2 масла. Усилие на корпус подшипника 12 и втулку 6 от штока 11 через шариковые подшипники 13 и 14, служащие для самоустановки подшипника скольжения и замера в

нем силы трения с целью определения коэффициента трения. Максимальная нагрузка на подшипник составляет 10000 Н. Нагрузка на подшипник задается при помощи подачи в гидроцилиндр соответствующего давления.

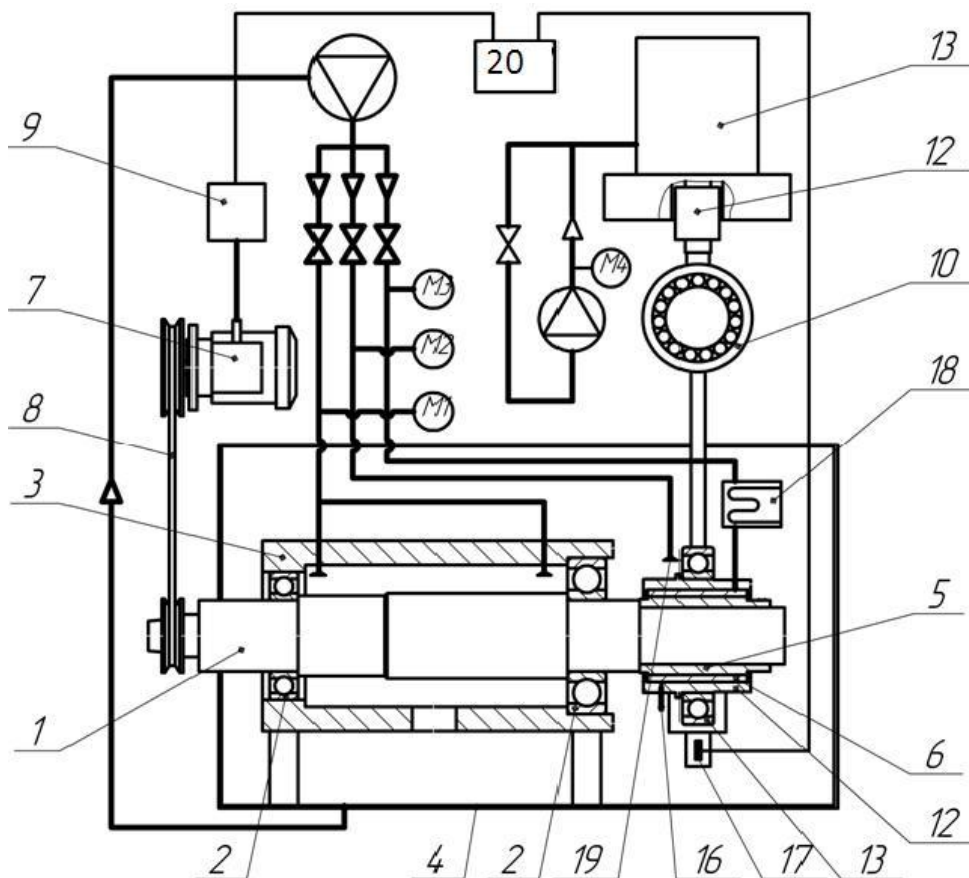


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

Крутящий момент от трения между подшипников и цапфой для определения силы трения воспринимается тензобалкой 15 с расположенными на ней тензорезисторами, соединенными с системой NI CompactDAQ 20.

Температура корпуса подшипника измеряется посредством термопары 16, подключенной к системе 20. Поддержание заданной температуры испытуемого подшипника при испытаниях без подачи масла в подшипник достигается регулированием расхода масла, подаваемого в форсунку 19 и охлаждающего снаружи корпус подшипника.

Частота вращения вала измеряется через частоту вращения приводного электродвигателя 7 при помощи преобразователя напряжения 9, откуда сигнал, пропорциональный частоте вращения электродвигателя, поступает через систему 20 на компьютер и пересчитывается через передаточное отношение клиноременной передачи.

Исследования работоспособность различных материалов для подшипников скольжения после прекращения подачи смазки проводились по следующей методике. Ротор экспериментальной установки разгонялся до частоты вращения, при которой скорость скольжения приблизительно равна скорости скольжения в подшипниках редуктора в режиме авторотации. Температура корпуса подшипника и поступающего в подшипник масла доводилась до заданной, подшипник нагружался заданной нагрузкой и производилось отключение подачи масла. Далее температура подшипника поддерживалась постоянной за счет охлаждения наружной поверхности подшипника маслом. При этом обеспечивалась защита от попадания охлаждающего масла в рабочий зазор между цапфой и втулкой. Во время испытаний определялась сила трения и коэффициент трения в подшипнике. Испытания проводились при различных нагрузках на подшипник и при различной поддерживаемой температуре подшипника.

Ниже приведены результаты испытаний подшипника скольжения из реакционноспеченного карбида кремния, являющегося одной из модификаций спеченного карбида кремния. Антифрикционные материалы на основе карбида являются одним из перспективных материалов для подшипников скольжения редуктора. Подшипники скольжения из такого материала используются в настоящее время, в частности, в погружных насосах.

Основные свойства реакционноспеченного карбида кремния - представлены в таблице 1.

Таблица 1

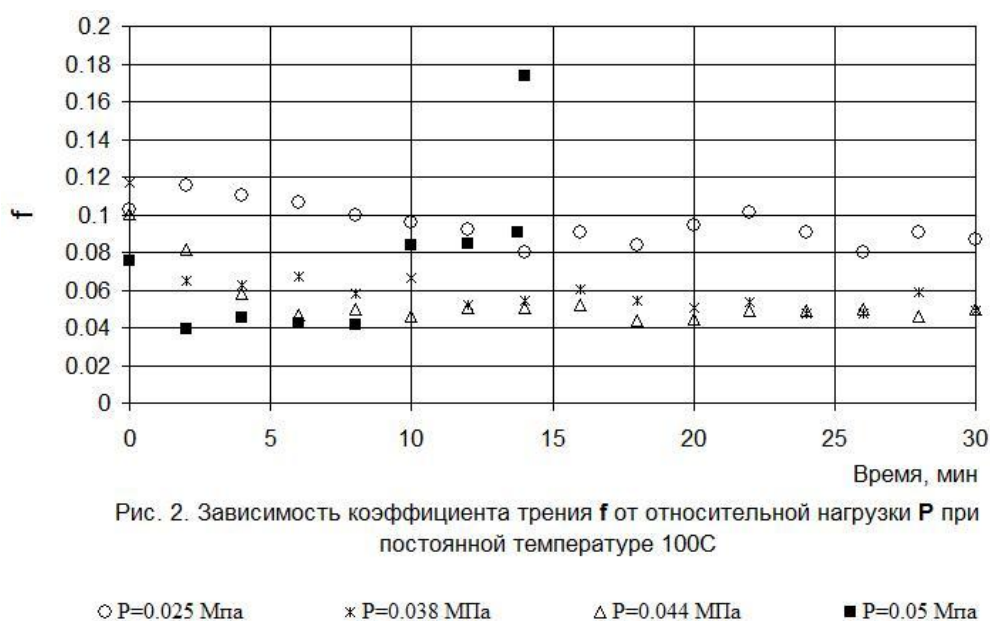
Показатель	Значения
Плотность, г/см ³ , не менее	3,03
Доля площади рабочей поверхности изделия, занятой кремнием, % не более	20
Микротвердость, ГПа, в пределах	23 – 33
Прочность на изгиб, МПа, в пределах	280 – 450
Модуль Юнга, ГПа, в пределах	340 – 400
Трещиностойкость, МПа*м ^{1/2} , в пределах	3.5 – 4.5
Прочность на сжатие, МПа, не менее	2500
Коэффициент трения в системе кольцо – палец в масле при P=2.2 МПа	0,03
Коэффициент теплопроводности, Вт/м*К, в пределах	140 – 200

Как видно из таблицы, достоинством материала является низкий коэффициент сухого трения и очень высокая для керамического материала теплопроводность, позволяющая снижать уровень локальных температур в зоне трения. В то же время коэффициент температурного расширения существенно ниже, чем у сталей, что требует тщательной проработки конструкции подшипника. Специального изучения требует способность материала воспринимать ударные нагрузки, возникающие в процессе эксплуатации редуктора.

Размеры испытуемого подшипника следующие. Диаметр $D=55$ мм, длина $L=70$ мм, диаметральный зазор – 0,15 мм. Окружная скорость вращения вала установки во время испытаний составляла $V=13$ м/с. В качестве смазки использовалось моторное масло М-6з/14Г.

Результаты исследований процесса трения подшипника скольжения из реакционно-печенного карбида кремния представлены на рис. 2. и 3.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента трения от относительной нагрузки $P=W(LD)^{-1}$ (где W – нагрузка на подшипник) от времени при постоянной температуре подшипника $t=100\text{C}$. Отсчет времени начинается с момента прекращения подачи масла. максимальное время испытания одного варианта составляло 30 мин. Испытания прекращались при резком (за 10...30 сек) возрастании силы трения в два или более раз. Значения $P=0,025$ МПа, 0,038 МПа, 0,044 МПа, 0,05 МПа соответствуют значениям известного параметра работоспособности пар трения $PV=0,33; 0,49; 0,57; 0,65$ соответственно. Такие значения этого параметра для скорости скольжения 13 м/сек находятся на уровне предельных значений лучших антифрикционных материалов.



Как видно из графиков, начальные значения коэффициента трения (для первых трех вариантов – для всего времени испытаний) возрастают с уменьшением нагрузки P , что характерно для жидкостной и граничной смазки. Начальное снижение коэффициента трения, связанное с постепенным сокращением окружной длины масляного слоя, сменяется периодом стабилизации, который продолжается для первых трех вариантов в течение всего времени испытаний. Для четвертого варианта с максимальным $P=0,05$ МПа этот период заканчивается на 10-й минуте, после чего коэффициент трения возрастает и через некоторое время происходит его скачкообразный рост. Максимальное значение нагрузки при стабильном режиме трения составило $P=0,044$ МПа. Коэффициент трения при этом составил $0,04\dots 0,05$, что близко к справочным данным по материалу подшипника (см. табл. 2).

На рис. 3 представлены результаты испытаний при температурах больше и меньше 100°C . Знаками \bullet , \blacksquare и \blacktriangle , \circ , \square и Δ обозначены значения коэффициента трения, а знаками \circ , \square и Δ , соединенными пунктиром – соответствующие значения температур подшипника. Повышенная температура при нагрузке $P=0,044$ МПа (\bullet) и $P=0,05$ МПа (\blacksquare) создавалась за счет отключения охлаждения корпуса подшипника маслом.

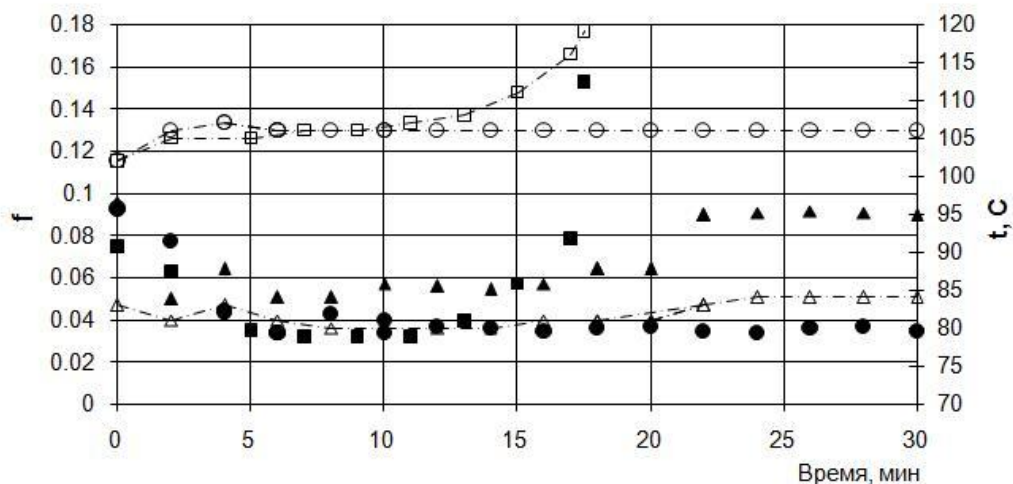


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения f от относительной нагрузки P при переменной температуре

\bullet $P=0,044$ МПа \blacksquare $P=0,05$ МПа $t > 100^{\circ}\text{C}$ \blacktriangle $P=0,05$ МПа $t < 100^{\circ}\text{C}$
 \circ $P=0,044$ МПа \square $P=0,05$ МПа $t > 100^{\circ}\text{C}$ Δ $P=0,05$ МПа $t < 100^{\circ}\text{C}$

Как видно из графиков, мощности трения в подшипнике при $P=0,044$ МПа оказалось недостаточно для существенного подъема температуры, коэффициент трения здесь несколько ниже, чем для той же нагрузки на рис. 2, и стабильный режим трения существовал в течение всего времени испытаний. При нагрузке $P=0,05$ МПа максимальная температура достигла 120°C , но в целом это слабо повлияло на зависимость от времени коэффициента трения. При нагрузке $P=0,05$ МПа и пониженной температуре около 80°C (\blacktriangle , Δ) коэффициент тре-

ния вырос после 20 минут работы, однако после этого режим стабилизировался до конца испытаний. Это показывает, что понижение температуры повышает предельную нагрузку на подшипник.

Выводы.

Создан стенд и отработана методика испытаний и отбора материалов подшипников скольжения в режиме без подачи масла для обеспечения работоспособности подшипников скольжения редуктора газотурбинного двигателя в нештатных режимах.

Проведенные модельные испытания подшипника из реакционноспеченного карбида кремния показали, что этот материал имеет предельный показатель PV, сравнимый с лучшими материалами для подшипников скольжения.

Полученные в ходе испытаний результаты по предельной относительной нагрузке и коэффициенту трения дают возможность проводить расчеты предельной мощности, которую может передавать редуктор в режиме без подачи масла.

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 годы, мероприятие 1.2.1., государственный контракт № П687 от 12 августа 2009.

Библиографический список

1. Справочник по триботехнике / Под. ред. Хебды М. и Чичинадзе А.В.. М.: Машиностроение. Т.1, 1989. 400 с..

Сведения об авторах

Равикович Юрий Александрович, зав. кафедрой, д.т.н., профессор Московского авиационного института (государственного технического университета). д.т.н., тел. 8-499-158-43-47; e-mail: yurav@mai.ru.

Ермилов Юрий Иванович, доцент Московского авиационного института (государственного технического университета)., к.т.н.; тел. 8-499-158-49-14; e-mail: yurer@yandex.ru.

Холобцев Дмитрий Петрович, начальник НИО , старший преподаватель Московского авиационного института (государственного технического университета).,тел. 8-499-158-49-14; e-mail: dima67@lisp.ru.

Ардатов Константин Валерьевич, инженер Московского авиационного института (государственного технического университета), тел. 8-499-158-49-14.

Напалков Александр Александрович, ассистент Московского авиационного института (государственного технического университета), тел. 8-499-158-49-14.

Шах Денис Игоревич, инженер Московского авиационного института (государственного технического университета), тел. 8-499-158-49-14.

