

УДК 621.438

Н.В. КИКОТЬ, Е.Ю. МАРЧУКОВ*ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Люльки, Москва, Россия
Московский авиационный институт, Москва, Россия*

РАЗРАБОТКА МЕТОДА АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ МЕЖРОТОРНЫХ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ГТД

В статье приводится описание стенда, на котором были проведены испытания межроторного роликового подшипника с различными способами подвода масла. Подвод масла через отверстия во внутреннем кольце является предпочтительным, т. к. температура внутреннего кольца ниже температуры наружного кольца, что исключает выборку радиального зазора в подшипнике во время работы. На основании экспериментальных данных, и метода, разработанного В.М. Демидовичем с использованием критериев подобия, разработан инженерный метод анализа теплового режима роликовых подшипников с одновременным вращением колец. Проанализирован критерий Струхалея в зависимости от скольжения колец подшипника. Составлена номограмма зависимостей расходов масла от отношения частот вращения. Использование разработанного метода на практике позволяет существенно снизить время на разработку и доводку межроторных подшипниковых узлов ГТД.

Ключевые слова: подшипник, температура, расход масла, критерий подобия, испытания.

Введение

Радиальные роликовые подшипники опор ГТД относятся к числу наиболее ответственных деталей, определяющих срок службы и надежность работы двигателей. Долговечность, грузоподъемность и надежность работы подшипников в значительной степени зависят от их рабочей температуры, осевых и радиальных градиентов температур колец.

Непрерывно растущая теплонапряженность современных авиационных ГТД, применение биротативных схем роторов обуславливает необходимость использования межроторных подшипников опор. Эксплуатация межроторных подшипников (МРП) требует уточнения расхода масла по сравнению с подшипниками, работающими при одном неподвижном кольце, так как масла, необходимого для прокачки через межроторный подшипник, требуется меньше. Это позволяет перераспределить расходы подаваемого масла на подшипник и элементы опоры, улучшая при этом тепловое состояние опоры в целом.

Основной материал

В связи с вышеизложенным исследование температурного состояния межроторных подшипников является важной и актуальной задачей для авиационных ГТД.

Для выяснения причин дефектов МРП в ЦИАМ были проведены стендовые испытания с имитацией

разных условий сборки подшипникового узла и эксплуатации [1]. Проведенными исследованиями не было выявлено явной причины появления дефектов в эксплуатации. Однако во время испытаний был обнаружен конструктивный недостаток способа подачи масла в подшипник из отверстий вращающихся коллекторов – при повышении частоты вращения вала на выходе из жиклера происходит сначала отклонение вектора струи масла от оси жиклера с последующим отрывом струи масла и ее полное распыление. Для более эффективного охлаждения подшипника и выравнивания температурных значений между кольцами была разработана конструкция роликового подшипника с отверстиями во внутреннем кольце.

Для оценки эффективности данного предложения проведены сравнительные испытания в целях исследования работоспособности и температурного состояния колец МРП при разных способах подачи масла в подшипник и при разных расходах масла и частотах вращения колец подшипника [2].

Исследование теплового состояния МРП в зависимости от способа подачи масла проводилось на стенде Т14-15/1 (рис. 1), позволяющем испытывать подшипники с одновременным вращением колец как в одну, так и в противоположные стороны.

Машинная линия стенда состоит из двух электродвигателей постоянного тока 1 и 5, двух мультипликаторов 2 и 4 и испытательного узла 3.

Контроль состояния исследуемых подшипников проводился с помощью измерения температуры

наружного и внутреннего колец подшипника и измерения температуры масла на входе и выходе из испытательного узла. В процессе испытаний изменялась частота вращения наружного кольца подшипника при неизменной частоте вращения внутреннего кольца и расход масла.

Для измерения температур колец исследуемого подшипника на обоих торцах наружного и внутреннего колец устанавливались по две диаметрально расположенные хромель-копелевые термопары.

Провода термопар выводились к двум 12-ти точечным токосъемникам 6 и 7.

Испытания межроторного подшипника 5-272822P2У на подшипниковом стенде проводились в два этапа.

На первом этапе испытаний исследовалось температурное состояние подшипника при подаче в него масла через отверстия во внутреннем кольце. На втором этапе – подача масла осуществлялась через боковые вращающиеся коллекторы (рис. 2).

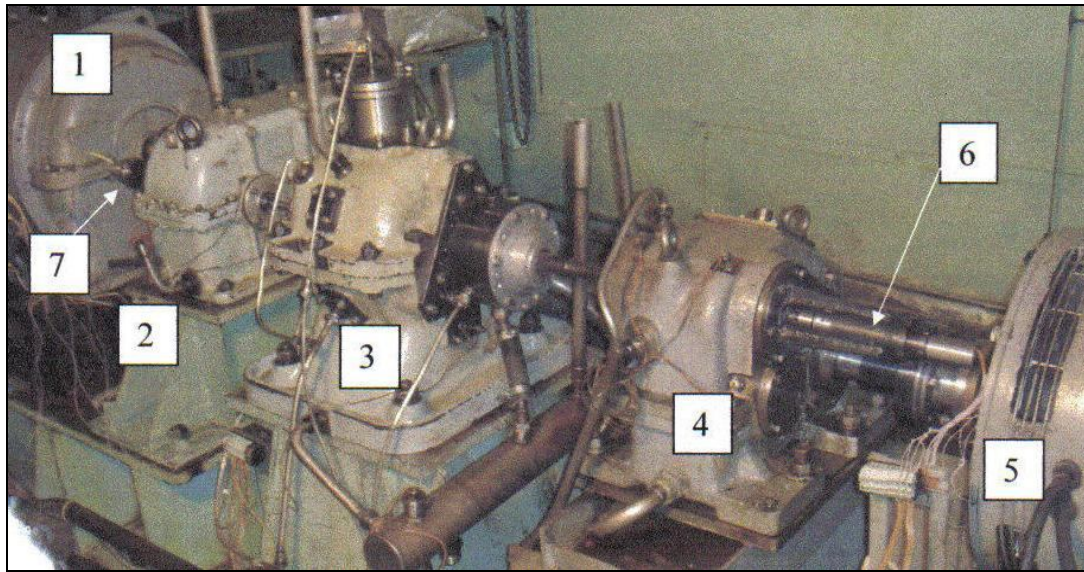


Рис. 1. Стенд для испытаний подшипников

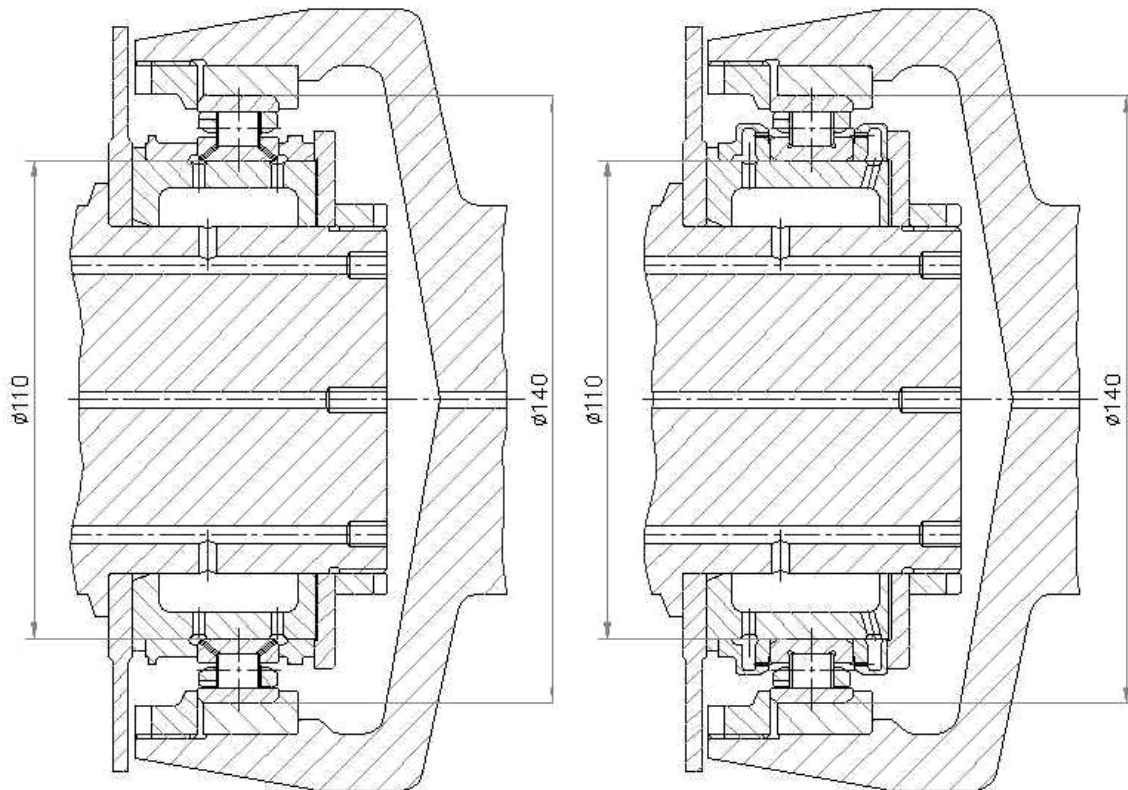


Рис. 2. Испытательный узел

Диапазон частот вращения наружного кольца составлял от 13000 об/мин до 13000 об/мин противоположного вращения, при этом частота вращения внутреннего кольца составляла на всех этапах 10000 об/мин. Для определения влияния величины прокачки масла через подшипник на его температурное состояние были изготовлены 4 форсунки.

Все измерения проводились на стационарном режиме, наступление которого фиксировалось стабилизацией по времени температур колец подшипника.

Сравнительный эксперимент показал, что при подаче масла в подшипник через коллекторы практически на всех исследованных режимах и при всех указанных величинах расходов температура внутреннего кольца подшипника выше температуры наружного кольца. Такое соотношение температур может привести, вследствие более интенсивного расширения внутреннего кольца, к выборке радиального зазора в подшипнике вплоть до его заклинивания.

При подаче масла в подшипник через отверстия во внутреннем кольце средняя температура наружного кольца выше температуры внутреннего кольца. При таком соотношении температур между кольцами выборка радиального зазора в подшипнике исключается, что благоприятно скажется на работоспособности подшипника.

В настоящей работе внутренний тепловой поток ΣQ оценивается по методу, разработанному В.М. Демидовичем [3], в виде суммы тепловых потоков, эквивалентных потерям на гидродинамическое трение в зазорах между телами качения и кольцами $Q_{тр}$, и потерям на преодоление гидродинамических сопротивлений при движении и перемещении масла телами качения в канале роликподшипника $Q_{гидр}$

$$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр} = C \cdot \beta \cdot \rho \cdot m \cdot d_p^2 \cdot U^3,$$

где C – суммарный коэффициент сопротивлений, искомый параметр, учитывающий специфику движения жидкости внутри МРП.

Упрощенная модель течения масла в канале подшипника описывается системой уравнений, включающей в себя, совместно с присоединенными условиями однозначности, уравнение неразрывности, уравнения движения жидкости, уравнение переноса энергии, а также зависимости теплофизических параметров масла от температуры.

Обобщенный анализ этой системы уравнений методами теории подобия на основании π – теоремы анализа уравнений записывается в виде структурной формулы для искомого суммарного коэффициента сопротивлений C

$$C = \varphi (Re, Eu, Pr, Sh), \quad (1)$$

где Re, Eu, Pr – определяющие критерии подобия по методу, разработанному В.М. Демидовичем. (Данный метод основан при условии неподвижности

одного кольца подшипника).

Входящий в равенство (1) критерий Sh указывает на нестационарность течения масла в зазорах между телами качения и кольцами подшипников и, как следствие, на существование подобия в сходственные отрезки времени. Здесь будет наблюдаться периодичность, обусловленная временем развития и исчезновения эпюры давления в контакте ролика с беговой дорожкой кольца подшипника.

Движение масла в зазорах можно представить как условно стационарный процесс, состоящий из непрерывно возникающих друг за другом течений между телами качения и кольцами. Изучение нестационарности такого процесса с одним неподвижным кольцом не представляет практического интереса при осредненной оценке сопротивления движению масла в зазорах. Однако, при скольжении колец подшипника наблюдается изменение значения критерия Sh (рис. 3). Это связано с различием кинематики подшипника с неподвижным кольцом и подшипника с одновременным вращением колец.

Решение уравнения (1) основано на экспериментальных данных в виде суммы двух частных решений, первое из которых $C_{тр}$ представляет безразмерное сопротивление движению масла в зазорах между телами качения и кольцами, а второе $C_{гидр}$ – безразмерное сопротивление движению масла внутри канала подшипника.

Окончательное принципиальное решение критериального уравнения для C имеет вид:

$$C = C_{тр} + C_{гидр} = \varphi_{тр} (Re, Eu, Pr) + \varphi_{гидр} (Re, Pr, Sh). \quad (2)$$

Обработка результатов экспериментов первого этапа исследований позволила установить следующую уточненную критериальную зависимость для суммарного коэффициента сопротивления C без учета внешнего подогрева.

$$C = 1,26 \cdot Re^{-0,5} \cdot Eu^{0,5} + 1,8 \cdot 10^6 \cdot Re^{-k} \cdot Pr^{-1} \cdot Sh^{-2,15}. \quad (3)$$

Уточнение выражения для C обусловлено коррекцией его составляющей $C_{гидр}$, характеризующей гидродинамическое сопротивление движению жидкости в канале подшипника.

С учетом уравнения (3) критериальное уравнение для оценки теплового потока, эквивалентного потерям мощности межроторных роликподшипников, имеет вид

$$\Sigma Q = (1,26 \cdot Re^{-0,5} \cdot Eu^{0,5} + 1,8 \cdot 10^6 \cdot Re^{-k} \cdot Pr^{-1} \cdot Sh^{-2,15}) \times \beta \cdot m \cdot \rho \cdot d_p^2 \cdot U^3. \quad (4)$$

Коэффициент k берется из номограммы, полученной в результате экспериментальных исследований. Для этого нужно задать расход масла и скольжение колец подшипника (рис. 4).

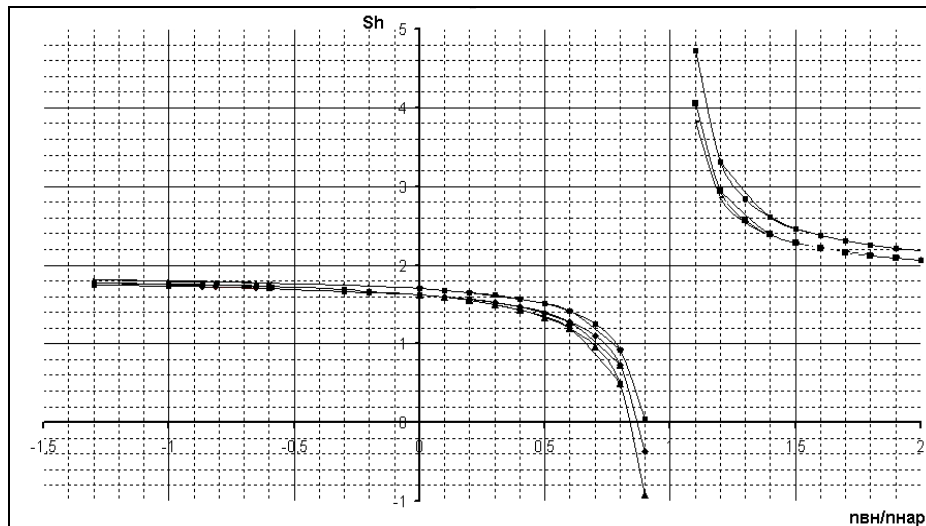


Рис. 3. Зависимость критерия Sh от отношения частот вращения

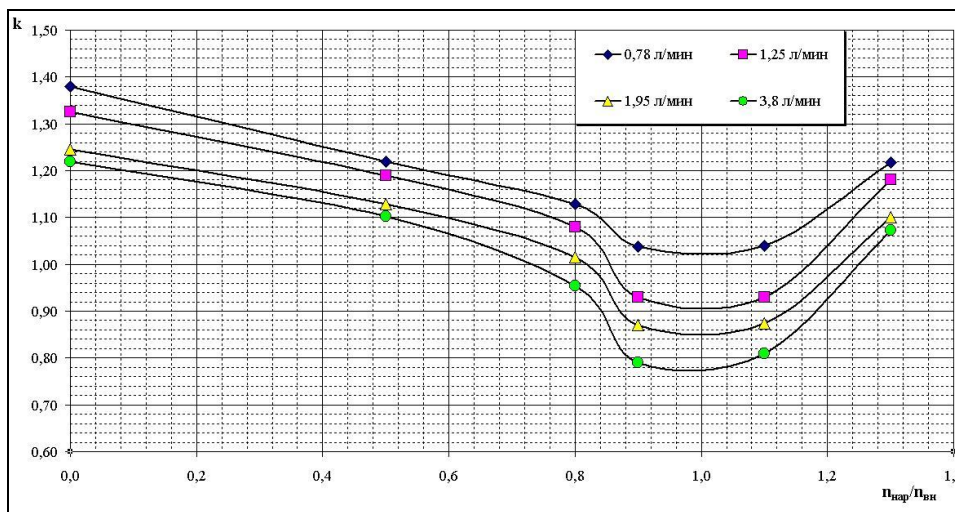


Рис. 4. Номограмма определения коэффициента k

По рассчитанному тепловому потоку (4), заданным расходу и температуре масла на входе в подшипник можно определить среднюю температуру межроторного роликового подшипника.

Выводы

Результаты проведенных исследований были применены в проектировании конструкции подшипниковых опор для изделий 55И и 117С. Ресурсные и летные испытания изделий подтвердили высокую надежность работы предложенных конструкций.

Разработан инженерный метод анализа теплового режима межроторных роликовых подшипников ГТД, позволяющий оценить их основные параметры при одновременном вращении колец.

Использование разработанного метода на практике позволяет существенно снизить время на до-

водку подшипниковых узлов ГТД, увеличить их работоспособность и, как следствие, повысить надежность и долговечность работы самих ГТД.

Литература

1. Техническая справка. Исследование ресурсов межроторного подшипника 5-272822P2 изделия 99В, при имитации различных условий эксплуатации. – ФГУП «ЦИАМ им. П.И.Баранова», 2003.
2. Отчет о научно-исследовательской работе. Исследование работоспособности и теплового состояния межроторного роликоподшипника 5-272822P2У при разных способах подачи масла и разных расходах. – ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 2007.
3. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД / В.М. Демидович. – М.: Машиностроение, 1978. – 340 с.

Поступила в редакцию 11.05.2009

Рецензент: д-р тех. наук, проф. кафедры «Конструкция двигателей летательных аппаратов» М.К. Леонтьев, Московский авиационный институт (государственный технический университет), Москва, Россия.

РОЗРОБКА МЕТОДУ АНАЛІЗУ ТЕПЛОВОГО СТАНУ МІЖРОТОРНИХ РОЛИКОВИХ ПІДШИПНИКІВ ГТД

М.В. Кикоть, Є.Ю. Марчуков

У статті приводиться опис стенду, на якому були проведені випробування міжроторного роликового підшипника за різними способами підведення масла. Підведення масла через отвори у внутрішньому кільці є переважним, оскільки температура внутрішнього кільця нижча за температуру зовнішнього кільця, що виключає вибірку радіального зазору в підшипнику під час роботи. На підставі експериментальних даних, і методу, розробленого В.М. Демідовичем з використанням критеріїв подібності, розроблений інженерний метод аналізу теплового режиму роликових підшипників з одночасним обертанням кілець. Проаналізований критерій Струхалія залежно від ковзання кілець підшипника. Складена номограма залежностей витрат масла від відношення частот обертання. Використання розробленого методу на практиці дозволяє істотно понизити час на розробку і доведення міжроторних підшипникових вузлів ГТД.

Ключові слова: підшипник, температура, витрата масла, критерій подібності, випробування.

DEVELOPMENT OF THE METHOD CALCULATION OF THE HEAT CONDITION OF THE ROLLER BEARINGS

N.V. Kikot, E.U. Marchukov

Description of stand on which the tests of the interrotor roller bearing were conducted with the different ways of admission of butter is presented in the article. Admission of butter through openings in an internal ring is preferable, as a temperature of internal ring below than temperature of outward ring, that eliminates the selection of radial gap in bearing during work. On the basis of experimental information, and method, developed V.M. Demidovich with the use of criteria of similarity, the engineering method of analysis of the thermal mode of bearings of rollers is developed with the simultaneous rotation of rings. The criterion of Strukhalya is analysed depending on sliding of bearing rings. Nomogram of dependences of charges of butter is made of the relation of frequencies of rotation. The use of the developed method in practice allows substantially to reduce time for development and polishing of bearings knots of interrotors the roller bearings.

Key words: bearing, the temperature, butter, criterion of the resemblance, test.

Кикоть Николай Владимирович – начальник отдела общих компоновок ГТД ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Льюльки»; аспирант кафедры «Конструкция двигателей летательных аппаратов» Московского авиационного института (государственный технический университет), Москва, Россия.

Марчуков Евгений Ювенальевич – заместитель генерального конструктора ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Льюльки»; д-р техн. наук, профессор Московского авиационного института (государственный технический университет), Москва, Россия.