

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОСЕВЫХ ЛЕПЕСТКОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ТУРБОМАШИН

Юрий Иванович ЕРМИЛОВ родился в 1959 г. в городе Сыктывкаре. Старший научный сотрудник МАИ. Кандидат технических наук. Основные научные интересы — в области исследования и проектирования высокоскоростных турбомашин с подшипниками скольжения на газовой смазке. Автор более 25 научных работ.

Yu.I. ERMILOV, Ph.D., was born in 1959 in Syktyvkar. He is a Senior Research Associate at the MAI. His scientific interests are in research and development of high-speed turbo-machines with friction bearings on gas-film lubrication. He has published 25 technical papers.

Юрий Александрович РАВИКОВИЧ родился в 1951 г. в городе Ленинграде. Заведующий кафедрой МАИ. Доктор технических наук, профессор. Основные научные интересы — в области исследования и проектирования высокоскоростных турбомашин с подшипниками скольжения. Автор более 100 научных работ.

Yury A. RAVIKOVICH, D.Sci., was born in 1951 in Leningrad. He is the Head of a Department at the MAI. His scientific interests are in research and development of high-speed turbo-machines with friction bearings. He has published over 100 technical papers.

*Рассматривается экспериментальное определение предельной несущей способности (ПНС) лепестковых газодинамических подшипников (ЛГП). Описываются новый способ и методика неразрушающего определения этой характеристики, существенно упрощающие экспериментальную работу. Дано описание экспериментальной установки. Приведены результаты определения ПНС и момента (мощности) трения осевых ЛГП в широком диапазоне частот вращения и нагрузок.*

## Введение

Работа подшипников качения на предельных скоростях при параметре быстроходности  $d \cdot n$  порядка  $1 \cdot 10^6$ — $2 \cdot 10^6$  мм·об/мин (где  $d$  — диаметр отверстия подшипника) существенно ограничивает ресурс высокоскоростных турбомашин с рабочими частотами вращения  $30 \cdot 10^3$ — $100 \cdot 10^3$  об/мин и более. Использование подшипников скольжения с газовой смазкой, в частности упруго-демпферных лепестковых газодинамических подшипников (ЛГП), позволяет существенно повысить надежность и ресурс указанных турбомашин.

Помимо традиционного использования лепестковых подшипников в турбохолодильниках систем кондиционирования самолетов, ЛГП используются также в высокоскоростных турбокомпрессорах, турбогенераторах, турбодетандерах, центробежных компрессорах с встроенным электродвигателем.

Специфика конструкций ЛГП, где несущий смазочный слой образуется между поверхностью вращающегося вала и упругой подагливой поверхностью, образованной одной или несколькими тонкими металлическими пластинками — лепестками,

порождает сложности как экспериментального, так и теоретического исследования ЛГП.

Одной из наиболее важных характеристик ЛГП является предельная несущая способность (ПНС). Вместе с тем не разрушающее подшипник определение ПНС является одной из самых сложных задач экспериментального исследования ЛГП.

Известные методы определения ПНС ЛГП [1, 2] сложны и трудоемки.

Авторами предложен новый способ определения ПНС ЛГП [3], с помощью этого способа проведение определения ПНС осевого ЛГП, а также мощности трения в подшипнике при различной частоте вращения ротора и нагрузке на подшипник.

## Особенности конструкции и работы ЛГП

ЛГП имеют ряд преимуществ по сравнению с подшипниками с жесткими поверхностями. Смазочный слой в ЛГП образуется между валом и одной или несколькими гибкими тонкими пластинами — лепестками с толщиной от нескольких сотых до нескольких десятых миллиметра, имеющих на поверхности, обращенной к валу, антифрикцион-

ное покрытие, толщиной несколько сотых миллиметра. Между этими лепестками и корпусом подшипника устанавливаются различные дополнительные пластинчатые элементы, предназначенные для создания необходимых характеристик жесткости и демпфирования подшипника. Возможный упругий прогиб лепестков составляет от нескольких сотых до нескольких десятых миллиметра. При увеличении давления в смазочном слое податливая поверхность лепестков упруго отжимается от вала, а при уменьшении давления возвращается обратно. Упругие свойства несущей поверхности смазочного слоя, образованной внутренними поверхностями лепестков, снижают требования к точности изготовления подшипников, соосности корпусов подшипников, обеспечивают пониженную чувствительность к тепловым деформациям и дисбалансу ротора, а также пониженную чувствительность к пыли и грязи. Кратковременные контакты вала и лепестков в результате нерасчетных нагрузок при рабочей частоте вращения не приводят к выходу подшипника из строя.

Одной из наиболее важных характеристик ЛГП является ПНС подшипника. Предельной несущей способностью газодинамических подшипников принято называть максимальную нагрузку, при которой сохраняется режим газодинамического трения между валом и несущей поверхностью.

Определение ПНС ЛГП без его повреждения представляет сложную задачу. Это связано со специфическим характером взаимодействия между валом и упругими лепестками при возникновении контакта, отличающегося от контакта вала и корпусов гидро- или газодинамических подшипников с твердыми поверхностями и заключающегося в способности отслеживания податливыми лепестками радиальных смещений вала. Такое отслеживание и низкий коэффициент сухого трения между валом и антифрикционным покрытием лепестков приводят к тому, что возникновение контактов между валом и лепестками практически не вызывает изменения траектории его движения, не сопровождается какими-либо звуковыми или другими заметными явлениями. После работы подшипника непродолжительное время при нагрузке, превышающей предельную, происходит полный износ антифрикционного покрытия, возникают задиры между металлической основой лепестков и валом с последующим остановом ротора и тяжелым повреждением подшипников.

#### Анализ подходов к определению ПНС ЛГП

Известны два достаточно надежных метода определения ПНС ЛГП.

При первом методе [1] ПНС радиального ЛГП определяется по резкому увеличению температуры лепестка при контакте с ним цапфы вала. Для измерения температуры лепестка в корпусе подшипника и в части лепестковых элементов выполнены отверстия для подвода термопары и обеспечения ее контакта с основным лепестком. Таким образом, для определения ПНС подшипника необходима достаточно трудоемкая подготовка этого подшипника к проведению эксперимента. При необходимости определения ПНС для нескольких подшипников трудозатраты еще более возрастают.

При втором методе [2] ПНС ЛГП определяется по минимальному моменту трения вала в подшипнике. Частота вращения изменяется при постоянной нагрузке на подшипник. Для определения момента трения корпус подшипника связан с корпусом установки через газостатический подвес. Такой способ измерения момента трения предъявляет очень высокие требования к точности изготовления деталей экспериментальной установки и ее наладке.

Указанные методы иллюстрируются графиком зависимости момента трения вала в подшипнике под некоторой постоянной нагрузкой  $W$  от скорости вращения  $\omega$  (рис. 1).

При уменьшении скорости вращения момент трения сначала уменьшается, достигая минимума при некоторой угловой скорости  $\omega_1$ . Эта скорость является минимальной, при которой сохраняется режим газодинамического трения. При определении ПНС по второму методу получаем, что при скорости  $\omega_1$  ПНС подшипника равна нагрузке  $W$ .

При дальнейшем уменьшении скорости к газодинамическому трению добавляется сухое трение вала с лепестками и момент трения начинает возрастать. При определении ПНС по первому методу резкое повышение температуры лепестка соответствует некоторой угловой скорости  $\omega_2$ . В этом случае получаем, что ПНС подшипника равна нагрузке  $W$  при скорости  $\omega_2$ .

Исходя из определения ПНС, она будет соответствовать именно скорости  $\omega_1$ , поскольку при скорости  $\omega_2$  присутствует сухое трение вала и лепестков. Таким образом, подход к определению ПНС по второму способу (по минимальному моменту трения) является более правильным. Однако известная методика определения момента трения вала в подшипнике (см. выше) является сложной и трудоемкой.

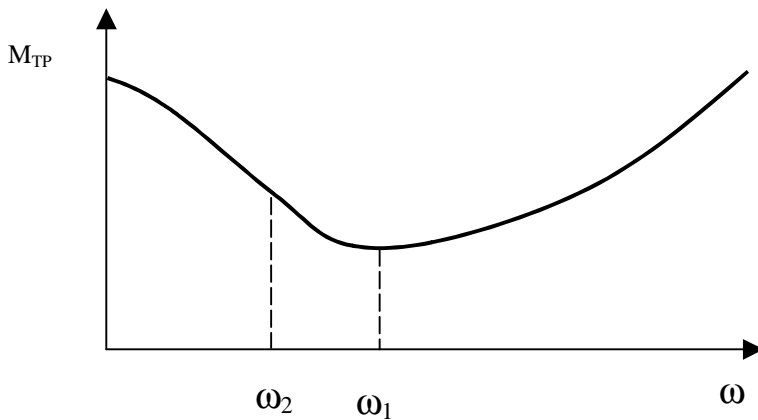


Рис. 1. Зависимость момента трения ротора в подшипнике от скорости вращения

Авторами разработан способ определения ПНС ЛГП, позволяющий достаточно быстро и с небольшими трудозатратами определять ПНС в широком диапазоне частот вращения ротора.

В основу определения ПНС ЛГП положено вычисление момента трения в подшипнике по изменению скорости вращения ротора при его выбеге, когда на ротор действуют только силы трения со стороны подшипников и силы вязкого трения окружающего газа на остальных поверхностях ротора.

С использованием разработанного способа проведено исследование предельной несущей способности осевых ЛГП.

#### Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка для определения ПНС и момента (мощности) трения в осевых ЛГП

(детали установки представлены на рис. 2, схема установки представлена на рис. 3) выполнена на базе центробежного нагнетателя со встроенным асинхронным электродвигателем с максимальной частотой вращения 96 000 об/мин и номинальной мощностью 2 кВт. Питание электродвигателя осуществляется от промышленного частотного преобразователя напряжения.

В корпусе электродвигателя 1 расположены ротор 2 и статор 3. Ротор вращается в радиальных ЛГП 6. Частота вращения ротора измеряется датчиком индуктивного типа. Сигнал от датчика поступает для обработки на вход компьютера.

Осевые силы, действующие на ротор, воспринимаются нижним и верхним осевыми ЛГП 4 и 5. Осевая нагрузка  $F$  прикладывается к обоим осевым ЛГП за счет внешнего усилия, создаваемого при помощи нагрузочного устройства. Нагрузочное ус-

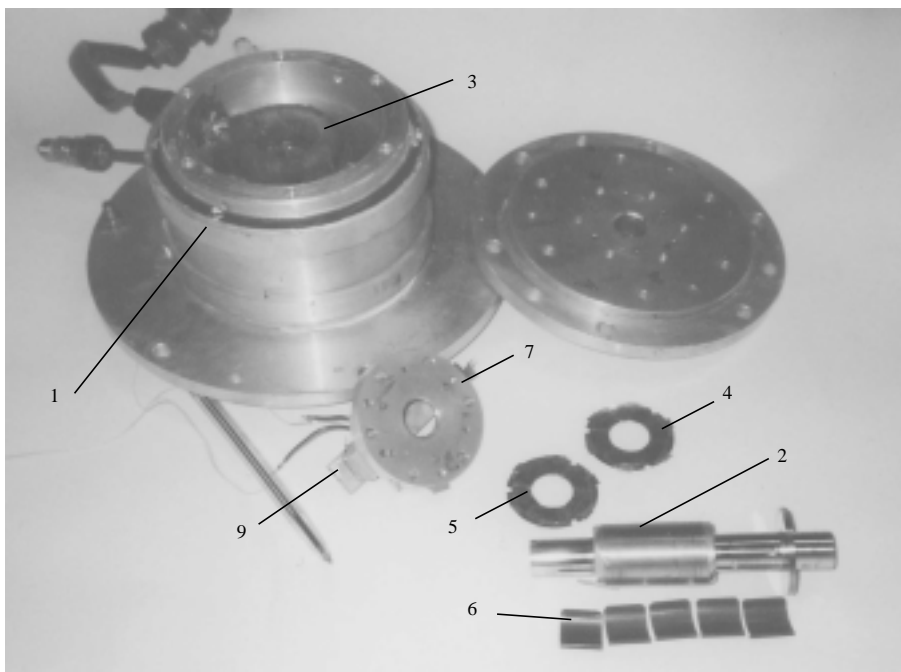


Рис. 2. Детали экспериментальной установки

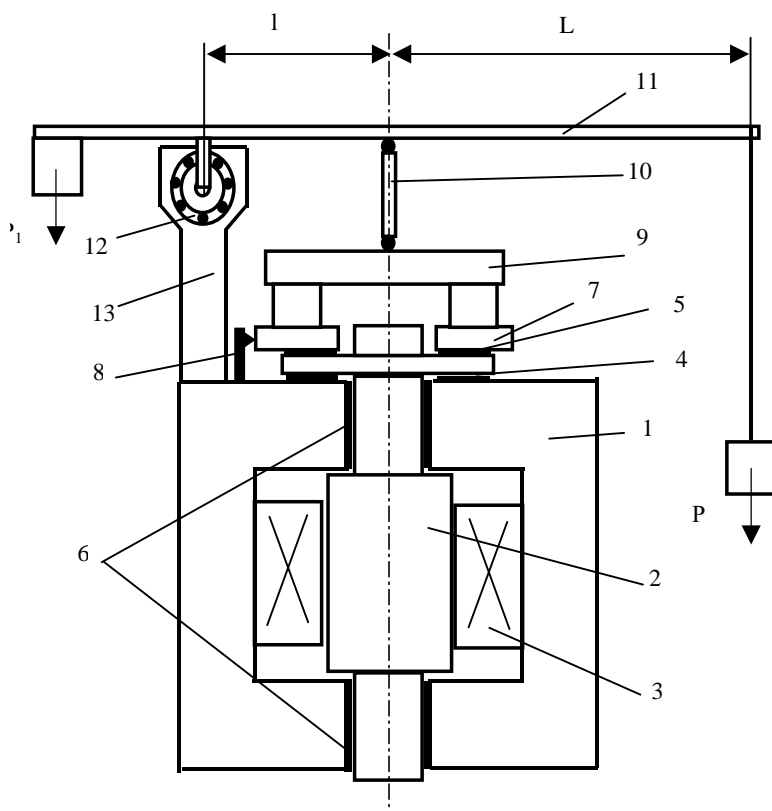


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

Устройство состоит из рычага 11 с расположенными на концах грузом  $P$  и регулировочным грузом  $P_1$ . Рычаг 11 крепится на оси, установленной в шарикоподшипниках 12, закрепленных в стойке 13, в свою очередь закрепленной на корпусе электродвигателя 1. При повороте в подшипниках рычаг 11 опирается в шток 10, шарнирно закрепленный в рычаге 11 и переключателе 9 так, что его ось совпадает с осью ротора 2. На нижний осевой ЛГП 4 действует добавочная нагрузка, равная весу ротора  $P_p$ .

Для предотвращения смещения корпуса подшипника 7 в радиальном направлении служат три расположенных по окружности упора 8. Эти упоры не препятствуют вращению корпуса 7 вокруг своей оси. Угловое смещение корпуса подшипника 7 предотвращается дополнительным упором, закрепленным на корпусе 1.

Осевая нагрузка  $F$  от рычага 11 передается через шток 10 и переключателю 9 на корпус 7 осевого ЛГП 5. Корпус подшипника 7 опирается в осевом направлении только на подшипник 5. Создаваемое рычагом усилие полностью передается через осевой ЛГП 5, пату ротора и осевой ЛГП 4 на корпус электродвигателя 1.

Обычно при испытаниях для создания осевой нагрузки используется устанавливаемый на консоли ротора пневмопоршень, увеличивающий сложность экспериментальной установки. Разработанное для экспериментальной установки нагрузочное устройство позволяет существенно упростить создание осевой нагрузки на ротор.

Конструктивная схема исследуемых осевых ЛГП представлена на рис. 4, где показано кольцевое сечение подшипника. Подшипник в плане имеет вид кольца. Опирающиеся друг на друга ле-

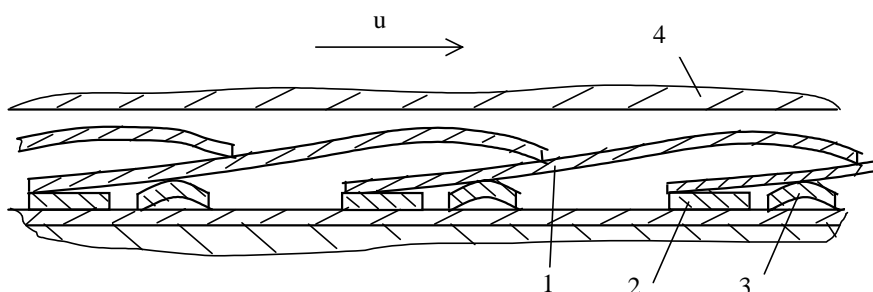


Рис. 4. Конструктивная схема осевого ЛГП

лепестки 1 закреплены на опорных элементах 2. Упругие свойства подшипника формируются как сprofilированными специальным образом лепестками, так и расположенными под лепестками пружинами арочного типа 3. Смазочный слой в подшипнике образуется между поверхностями лепестков и поверхностью вращающейся пяты ротора 4.

Эксперименты и теоретические расчеты проводились с осевыми ЛГП с наружным диаметром 37 мм и внутренним диаметром 19 мм. Число лепестков равно 6. Толщина основных лепестков и остальных элементов подшипника составляет 0,15 мм. Масса ротора составляет 0,3 кг.

Данный осевой ЛГП используется в ряде турбомашин. Рабочая среда — воздух или гелий. Рабочая частота вращения ротора составляет от 60 до 190 тыс. об/мин. Диапазон давлений окружающего подшипник газа составляет от 0,1 до 1,5 МПа. Максимальная расчетная нагрузка  $W$  на подшипник не превышает 90 Н.

### Методика определения ПНС осевых ЛГП

Определение ПНС осевых ЛГП производится в результате обработки данных, полученных при выбеге ротора после отключения электродвигателя.

В процессе выбега ротора его угловое ускорение  $\varepsilon$  связано с суммарным моментом сил трения  $M_{\Sigma}$ , тормозящим ротор, следующим образом:

$$J \cdot \varepsilon = M_{\Sigma}, \quad (1)$$

где

$$M_{\Sigma} = M_{\text{H}} + M_{\text{B}} + M_{\text{ост}}; \quad (2)$$

$J$  — полярный момент инерции ротора,  $M_{\text{H}}$  — момент трения в нижнем осевом ЛГП 4 (рис. 3);  $M_{\text{B}}$  — момент трения в верхнем осевом ЛГП 5;  $M_{\text{ост}}$  — суммарный момент трения ротора в радиальных подшипниках и по остальным поверхностям ротора.

Поскольку осевая нагрузка на ротор не изменяет его положения в радиальных подшипниках, то момент трения  $M_{\text{ост}}$  не зависит от внешней нагрузки.

При воздействии силы  $F$  со стороны нагрузочного устройства на верхний ЛГП 5 на нижний ЛГП 4 действует сила  $F + P_p$ .

Верхний и нижний ЛГП имеют одинаковую конструкцию и размеры, сделаны с высокой точностью, поэтому может быть сделано допущение, что при одинаковой нагрузке моменты трения во всех подшипниках одинаковы.

При проведении испытаний по определению ПНС, прикладываемая к обоим осевым ЛГП при помощи нагрузочного устройства нагрузка была

значительно больше, чем вес ротора. Поэтому относительная разница нагрузки на верхний и нижний ЛГП является небольшой величиной. Отсюда с достаточной степенью достоверности можно сделать допущение, что момент трения в осевом ЛГП в диапазоне от  $M_{\text{H}}$  (нагрузка  $F$ ) и момент  $M_{\text{B}}$  (нагрузка  $F + P_p$ ) линейно зависит от нагрузки. Исходя из сказанного, получим, что суммарный момент трения ротора в осевых ЛГП  $M_{\text{H}} + M_{\text{B}}$  будет равен удвоенному моменту трения  $M_{\text{cp}}$ , возникающему при действии на ЛГП средней нагрузки  $W = F + 0,5P_p$ :

$$M_{\text{H}} + M_{\text{B}} = 2M_{\text{cp}}. \quad (3)$$

Зависимости моментов трения в осевых ЛГП от угловой скорости представлены на рис. 5. Эти зависимости иллюстрируют, что, с учетом принятых допущений, скорость посадки, определенная по минимальному значению суммы моментов трения  $M_{\text{H}}$  и  $M_{\text{B}}$ , соответствует скорости посадки  $\omega_{\text{пср}}$  при нагрузке  $W_{\text{п}}$  на подшипник. Или, другими словами, ПНС подшипника при скорости  $\omega_{\text{пср}}$  равна  $W_{\text{п}}$ .

Уравнение (1) с учетом (3) можно записать следующим образом:

$$J\varepsilon = 2M_{\text{cp}} + M_{\text{ост}}, \quad (4)$$

откуда

$$2M_{\text{cp}} = J\varepsilon - M_{\text{ост}}. \quad (5)$$

Согласно уравнению (5), для нахождения момента трения в обоих осевых ЛГП необходимо определить момент инерции ротора  $J$ , угловое ускорение  $\varepsilon$  и суммарный момент трения ротора в радиальных подшипниках и по остальным поверхностям ротора  $M_{\text{ост}}$ .

Момент трения по поверхностям ротора, включая подшипники, зависит только от частоты

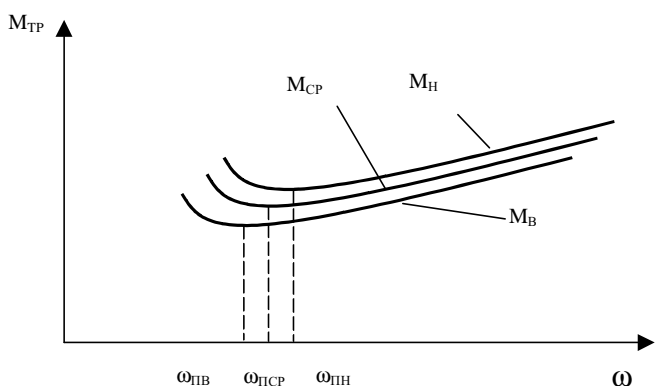


Рис. 5. Зависимость моментов трения в подшипниках  $M_{\text{H}}$  и  $M_{\text{B}}$  от скорости вращения

вращения ротора и не зависит от изменяющейся радиальной или осевой нагрузки на ротор.

При исследовании осевых подшипников, когда нагрузка на ротор изменяется только в осевом направлении, момент трения в радиальных подшипниках зависит только от частоты вращения ротора и не зависит от изменяющейся осевой нагрузки на ротор.

Таким образом, момент трения  $M_{\text{ост}}$  не зависит от изменяющейся радиальной нагрузки на ротор, и его зависимость от скорости вращения может быть определена один раз.

Момент инерции ротора  $J$  вычисляется по известной геометрии и материалам, из которых сделан ротор.

Угловое ускорение ротора  $\varepsilon$  — производная угловой скорости по времени — определяется следующим образом. При выбеге ротора сигнал от датчика частоты вращения ротора поступает на компьютер в виде электрических импульсов, частота которых пропорциональна частоте вращения. В компьютере производится запись сигнала. При обработке записанного сигнала с помощью пакета Labview сначала вычисляется массив частот вращения ротора как функция от времени. При вычислении  $\varepsilon$  полученная зависимость угловой скорости от времени аппроксимируется полиномами методом наименьших квадратов и аналитически дифференцируется.

Зависимость момента трения  $M_{\text{ост}}$  от скорости вращения определяется экспериментально следующим образом:

- из уравнения (1) определяется зависимость от нее суммарного момента трения  $(M_{\Sigma})_{F=0}$  ротора при отсутствии внешней нагрузки;

- определяется зависимость от нее момента трения  $(M_{\text{в}})_{F=0}$  верхнего ЛГП при отсутствии внешней нагрузки;

- измеряется зависимость от нее момента трения  $(M_{\text{в}})_{F=P_p}$  верхнего ЛГП при внешней нагрузке, равной весу ротора;

- по полученным зависимостям из выражения (2) находится момент  $M_{\text{ост}}$ . При этом делается допущение, что момент трения в верхнем подшипнике

$(M_{\text{в}})_{F=P_p}$  при внешней нагрузке, равной весу ротора, равен моменту в нижнем подшипнике

$(M_{\text{н}})_{F=P_p}$  при внешней нагрузке, равной весу ротора.

Измерение момента трения  $(M_{\text{в}})_{F=0}$  производится прямым методом. Для этого нагрузочное устройство (см. рис. 3) и упор, препятствующий вращению корпуса осевого ЛГП 7, удаляются. При вращении ротора усилие, компенсирующее поворот корпуса 7 под действием момента трения в осевом ЛГП, измеряется при помощи тензобалки, упирающейся в выступ на корпусе 7 и закрепленной на корпусе компрессора. Искомый момент трения определяется как произведение измеряемого тензобалкой усилия на плечо силы трения. Измерение момента трения  $(M_{\text{в}})_{F=P_p}$  производится аналогич-

ным образом, при этом на корпус подшипника 7 устанавливается груз, равный весу ротора.

Определяемая во время испытаний ПНС в десятки раз превосходит вес ротора. Начало наступления сухого трения происходит при высокой частоте вращения. Большая мощность сухого трения при выбеге ротора в таких условиях приведет к быстрому разрушению покрытия лепестков и их повреждению. Для предотвращения повреждения подшипников после снижения скорости вращения ротора ниже скорости посадки, когда момент трения начинает возрастать, внешняя нагрузка  $F$  снимается, и дальнейший выбег ротора проводится при безопасной для подшипника весовой нагрузке ротора  $P_p$  (рис. 6).

Во время одного цикла испытаний ротор без внешней нагрузки разгоняется электродвигателем до максимальной частоты вращения, составляющей 96 тыс. об/мин, включается запись сигнала с датчика оборотов на компьютер, к ротору прикладывается внешняя нагрузка  $F$ , питание электродвигателя выключается и происходит свободный выбег

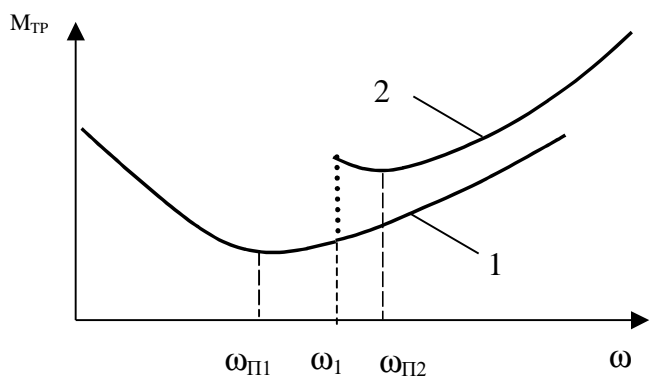


Рис. 6. Зависимость момента трения в подшипнике от скорости вращения при выбеге ротора:

- 1 — при весовой нагрузке  $P_p$  ротора;
- 2 — при большой нагрузке  $W$  на начальном этапе с последующим сбросом до весовой нагрузки  $P_p$

ротора. На экране дисплея показывается зависимость частоты вращения ротора от времени, вычисляемая компьютером с использованием пакета Labview по входящему сигналу. После начала роста углового ускорения, что достаточно хорошо видно на дисплее, внешняя нагрузка с ротора снимается и далее происходит обычный выбег ротора. После обработки результатов испытаний получается одна точка нагрузочной характеристики. При рассчитанной скорости вращения  $\omega_{\text{п}}$  предельная несущая способность подшипника составит  $W_{\text{п}} = F + 0,5P_{\text{р}}$ .

**Результаты испытаний**

Удельная нагрузка  $\bar{W}$  для осевого подшипника определяется из выражения

$$\bar{W} = \frac{W}{\pi \cdot (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2)}, \quad (6)$$

где  $R_{\text{н}}$  — наружный радиус подшипника;  $R_{\text{вн}}$  — внутренний радиус подшипника;  $W$  — действующая

на подшипник нагрузка. Соответственно предельная удельная нагрузка (удельная ПНС)  $\bar{W}_{\text{п}}$  для осевого подшипника вычисляется из выражения (6) по предельной нагрузке  $W_{\text{п}}$ .

Основной определяемой в ходе экспериментов характеристикой, используемой для вычисления зависимости момента трения от угловой скорости ротора в осевом подшипнике, является, согласно уравнению (5), изменение частоты вращения от времени. Такая зависимость при отсутствии внешней осевой нагрузки представлена на рис. 7.

Использование при определении ПНС ЛГП зависимостей моментов трения в ЛГП от угловой скорости позволяет без дополнительных экспериментов определить такую важную характеристику подшипника, как мощность трения в широком диапазоне частот вращения и нагрузок. Изменение момента трения в осевом подшипнике в зависимости от частоты вращения ротора при различных удельных нагрузках представлено на рис. 8. Для оп-

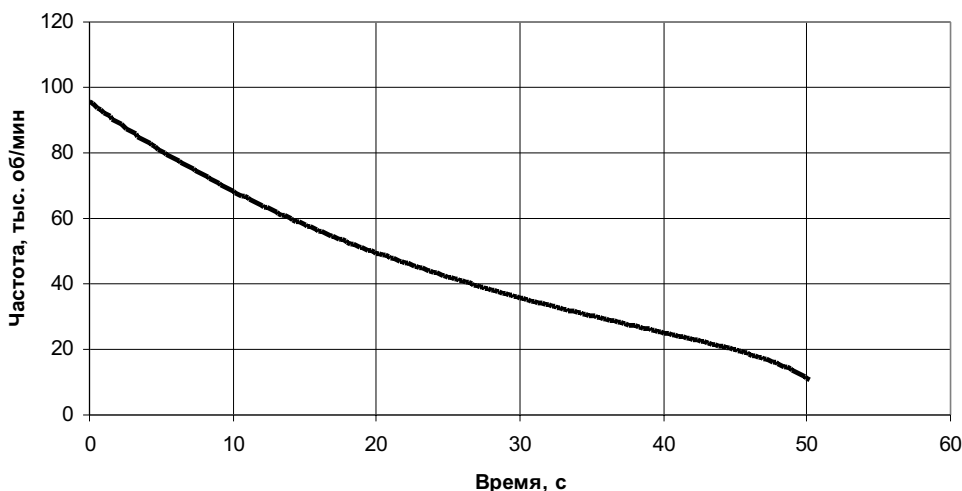


Рис. 7. Зависимость частоты вращения от времени при выбеге ротора без нагрузки

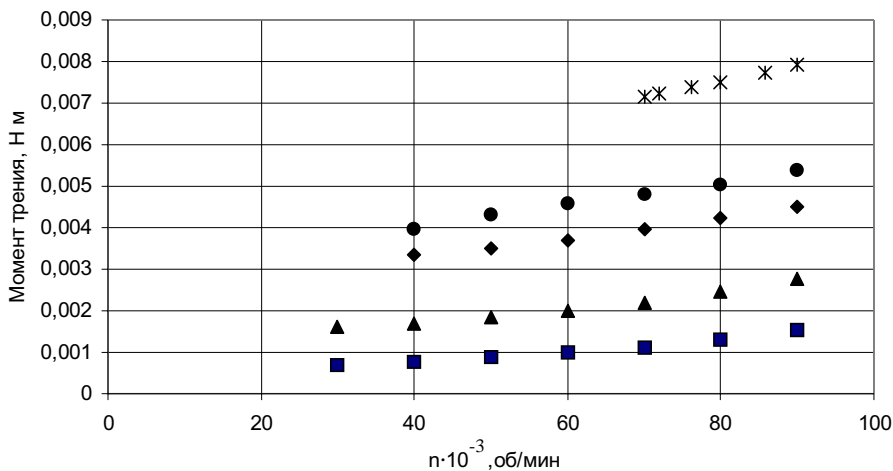


Рис. 8. Зависимость момента трения в осевом ЛГП от частоты вращения при различных удельных нагрузках:

■ -0,02 кгс/см<sup>2</sup>; ▲ -0,17 кгс/см<sup>2</sup>; ◆ -0,47 кгс/см<sup>2</sup>; ● -0,6 кгс/см<sup>2</sup>; ✕ -0,92 кгс/см<sup>2</sup>

ределения мощности трения в подшипнике достаточно умножить момент трения на величину угловой скорости ротора.

Как видно из графиков, при частоте вращения до 70 тыс. об/мин зависимость момента трения от частоты близка к линейной. При дальнейшем увеличении частоты скорость роста момента трения несколько возрастает.

Зависимость момента трения в осевом ЛГП от удельной нагрузки при фиксированных частотах вращения представлено на рис. 9. По представленным зависимостям видно, что для различных частот вращения зависимость момента трения от удельной нагрузки близка к линейной.

Зависимость удельной ПНС осевых ЛГП  $\overline{W}_n$  от частоты вращения ротора представлена на рис. 10. Из графика видно, что в исследуемом диапазоне частот скорость роста удельной нагрузки с увеличением частоты несколько замедляется.

При испытаниях были проведены десятки циклов по определению ПНС. Износ антифрикционного покрытия лепестков оказался незначительным. Это дает возможность при необходимости проводить измерения несущей способности каждого подшипника перед его установкой в турбомашину для штатной работы.

**Выводы**

Предложен способ и разработана методика экспериментального неразрушающего определения ПНС ЛГП, позволяющая резко упростить одну из наиболее сложных и трудоемких задач экспериментального исследования ЛГП.

Вместе с определением ПНС без дополнительных экспериментов определяется другая важная характеристика — мощность трения в подшипнике.

Предложен простой способ создания нагрузки на осевой подшипник при определении ПНС, по-

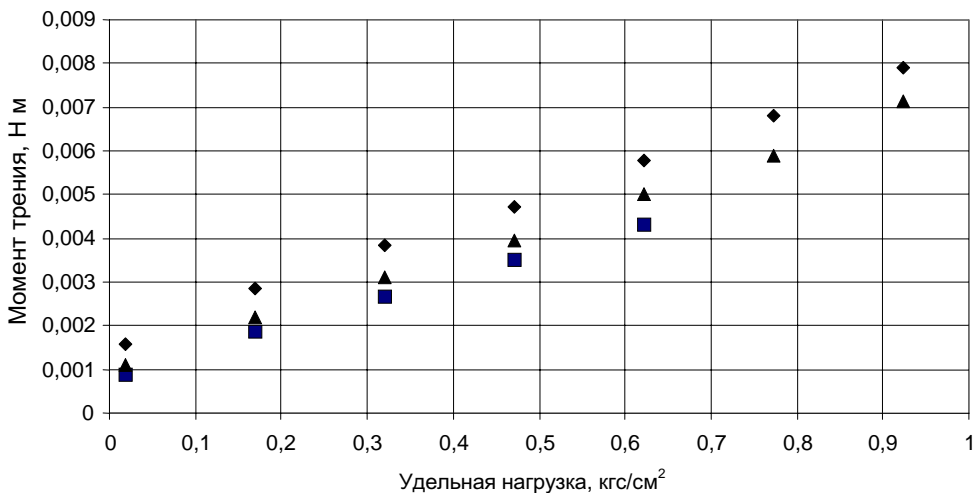


Рис. 9. Зависимость момента трения в осевом ЛГП от удельной нагрузки при постоянной частоте вращения:

■ - 50 тыс. об/мин; ▲ - 70 тыс. об/мин; ◆ - 90 тыс. об/мин.

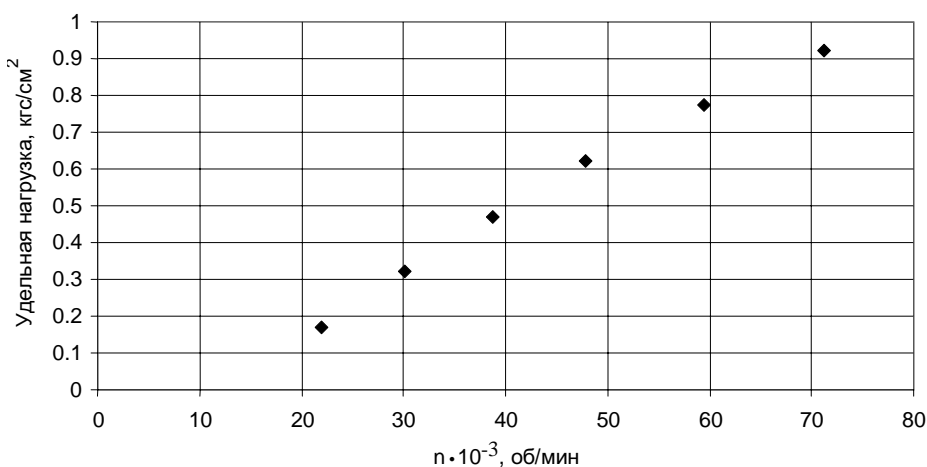


Рис. 10. Зависимость удельной предельной несущей способности осевого ЛГП от частоты вращения



звляющий передавать нагрузку не через вращающийся вал, а через неподвижный корпус подшипника.

Проведенные испытания по определению ПНС осевого ЛГП подтвердили эффективность нового способа и методики испытаний.

Малая величина износа антифрикционного покрытия лепестков при определении ПНС дает возможность при необходимости проводить измерение несущей способности каждого подшипника перед его установкой в турбомашину для штатной работы, что повышает надежность турбомшины.

### Summary

An experimental investigation is carried out to reveal ultimate load-carrying capability for leaf-type axial air foil bearings intended for low-sized high-speed turbomachines. A new nondestructive technique is suggested to estimate this characteristic essentially simplifying

experimental work. A test rig is described, which is aimed to evaluate ultimate load-carrying capability for axial air foil bearings. Some test results are presented for axial air foil bearing with 37 mm outer diameter and maximum rotation per minute up to 90000.

### Библиографический список

1. Хешмет Х., Шапиро Р., Грей Д. Разработка ленточных радиальных подшипников с повышенной несущей способностью и вихревой устойчивостью на высоких скоростях // Проблемы трения и смазки. 1982. № 2. С. 1-8.
2. Пешти Ю.В. Газовая смазка. — М: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1993.
3. Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А. Лепестковый газодинамический подшипник. Патент РФ № 2137954. 1999. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Бюл. № 26 от 20.09.99.

Московский авиационный институт  
Статья поступила в редакцию 20.09.2007