

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ СЕГМЕНТНОГО ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Владимир Николаевич БЕСЧАСТНЫХ родился в 1962 г. в городе Николаеве Украинской ССР. Начальник КБ компрессоров ФГУП ММПП «Салют». Основные научные интересы — в области компримирования конденсируемых сред, газовой и жидкостной смазки. E-mail: ogk4@salut.ru

Vladimir N. BESCHASTNYKH, was born in 1962, in Nikolaev, Ukraine SSR. He is the Head of the Design Bureau on Compressors at the Moscow Engineering Manufacturing Enterprise «Salut». His major research interests are in compression of condensed mediums as well as in gas and liquid lubrication. E-mail: ogk4@salut.ru

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. E-mail: yurav@mai.ru

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. E-mail: yurav@mai.ru

Александр Николаевич СОКОЛОВ родился в 1975 г в городе Николаеве Украинской ССР. Начальник сектора ФГУП ММПП «Салют». Основные научные интересы — в области гидродинамики многокомпонентных сред, моделирования и расчетов процессов горения. E-mail: ogk4@salut.ru

Alexander N. SOKOLOV, was born in 1975, in Nikolayev, Ukraine SSR. He is the Head of a Section at the Moscow Engineering Manufacturing Enterprise «Salut». His major research interests are in hydrodynamics of multicomponent mediums, simulation and calculation of burning processes. E-mail: ogk4@salut.ru

Существует область применений турбомашин, где экономически целесообразно использование подшипников на газовой смазке при относительно тяжелых роторах. Речь идет о турбогенераторах мощностью 500–2000 кВт с высокочастотными электрогенераторами. В статье представлены результаты математического моделирования течения газа в смазочном слое сегментного газостатического подшипника. Приведены результаты экспериментального определения грузоподъемности и жесткости подшипника.

There is an application area for turbomachines where using of gas-lubricated bearings is economically reasonable in regard to rather heavy rotors. It is referring to turbogenerators with 500..2000 kW capacity value equipped with high-frequency electrogenerators. Mathematical modeling results are presented in the paper for gas flows within lubrication layer of tilting-pad hydrostatic gas bearings. Experimental data are described to demonstrate bearing strength and rigidity for the discussed bearings.

Ключевые слова: подшипники на газовой смазке, газостатические подшипники, сегментные подшипники.

Key words: gas-lubricated bearings, hydrostatic gas bearings, tilting-pad bearings.

Введение

Надежность современной турбомашины во многом определяется качеством опор ее роторов. Наилучшими потребительскими качествами обладают опоры, не требующие обслуживания и затрат на эксплуатацию, срок службы которых соответствует ресурсу турбомашин. В полной мере такие кондиции обеспечивают опоры на основе газовой смазки. Наибольшее распространение получила газовая смазка в системах подвеса роторов относительно небольшой массы: 90% применений газовых опор относится к роторам массой до 10 кг. Широкое распространение получили лепестковые газовые подшипники (ЛГП) [1]. С начала появления

первых ЛГП (середина 60-х гг.) получено более 100 патентов на конструкцию этих подшипников. Вместе с тем имеются лишь единичные случаи применения газовой смазки для подвеса роторов массой более 100кг. Связано это прежде всего с действием масштабного фактора. С ростом размеров ротора динамические силы, возникающие в системе опор — опоры, растут пропорционально третьей степени масштабного фактора, так как они, как правило, пропорциональны массе, а силы реакций опор растут в квадрате, так как они пропорциональны площади проекций опор. Из-за того, что площади проекций опор невозможно увеличивать экстенсивно, наступает предел применения опор на газовой

смазке. Одним из эффективных путей решения этой проблемы является повышение грузоподъемности опор за счет применения принудительного нагнетания газа в смазочный зазор.

Постановка задачи

В 2003 г. в КБ промышленных ГТУ завода «Салют» началось проектирование турбогенератора ГТД-1С мощностью 1000 кВт.

В качестве основного варианта конструкции радиальных опор для разрабатываемого турбогенератора были приняты газовые подшипники. Конструктивные особенности турбогенератора и его параметры определили характеристики опор.

равномерности грузоподъемности и жесткости подшипники разделены на пять сегментов. На рис. 1 показана конструктивная схема подшипника, на рис. 2 — фото подшипника ГТД1-С.

На первом этапе проектирования опор ГТД -1С требовалось обеспечить заданные характеристики одиночной опоры в статическом (без вращения вала) режиме и определить расход воздуха, потребляемый подшипником.

Теоретические аспекты

Для получения работоспособной роторной системы турбомашины необходимо спроектировать опоры с грузоподъемностью, перекрывающей мак-

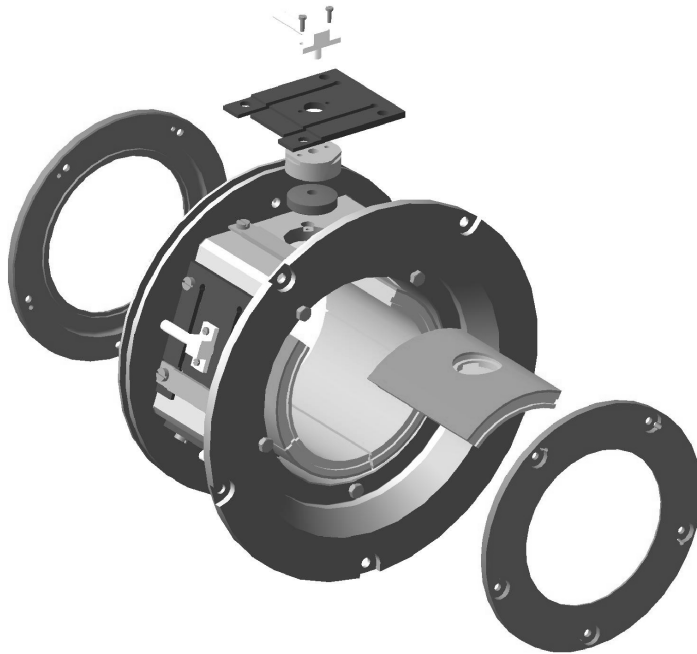


Рис. 1. Конструктивная схема подшипника с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

Основные характеристики опор роторов ГТД1-С

Номинальная грузоподъемность, Н	1000
Максимальная грузоподъемность, Н	2000
Максимальная частота вращения вала, об/мин	26 000
Диаметр шейки вала, мм	120
Длина шейки вала, мм	120
Избыточное давление питающего воздуха, тах, МПа	0,4
Расход питающего воздуха, тах, г/с	10

В качестве опор роторов турбогенератора были приняты подшипники с самоустанавливающимися под действием динамических нагрузок сегментными вкладышами. По технологическим соображениям, а также с точки зрения снижения окружной не-

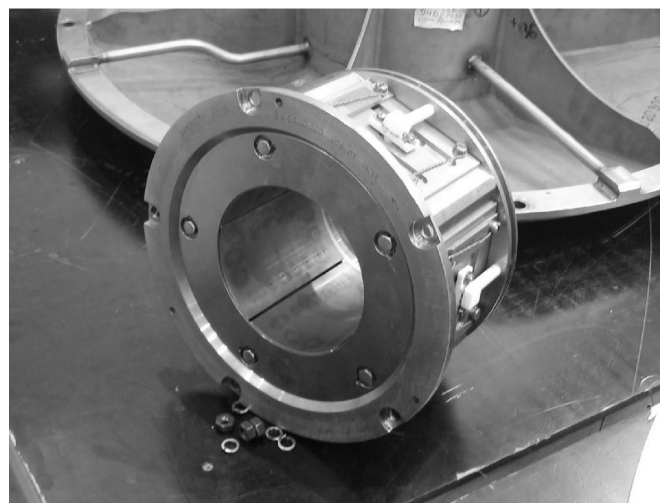


Рис. 2. Подшипник ГТД1-С

симальные эксплуатационные нагрузки. Кроме того, в диапазоне рабочих частот вращения ротора не должно быть изгибных критик, а опорные резонансы должны располагаться по возможности в области низких частот вращения. Поэтому основной задачей теории газовой смазки является определение интегральной несущей способности газового подшипника и жесткости смазочного слоя. Также определяется момент трения на цапфе ротора при установившемся движении и расход смазки. Теория газовой смазки была заложена Рейнольдсом и получила большое развитие во второй половине XX века. В литературе подробно изложены основы теории, описаны надежные методики аналитических инженерных расчетов [2].

Приведем уравнения, рассматриваемые теорией газовой смазки.

Уравнения движения (Навье—Стокса)

Представим смазочный слой в виде подвижной (со скоростью v , направленной вдоль оси OX) и неподвижной плоскостями, разделенными тонким слоем газа (рис. 3).

Рассматривая динамическое равновесие элементарной частички газа $dx dy dz$, движущейся в смазочном слое и освобожденной от силовых связей, можно записать для оси OX

$$p dy dz + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) dx dz = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz + \tau_{yx} dx dz. \quad (1)$$

Аналогично для оси OY

$$p dy dx + \left(\tau_{yz} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} dy \right) dx dz = \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dy dx + \tau_{yz} dx dz, \quad (2)$$

откуда

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y}. \quad (4)$$

Здесь τ_{yx} и τ_{yz} — касательные напряжения вязкого сдвига слоев газа, действующие на верхней и нижней гранях выделенного объема.

С учетом обобщенного закона Ньютона о связи тензора вязких напряжений с тензором скоростей деформаций, считая ламинарный слой газа в смазочном зазоре ньютоновой жидкостью, имеем

$$\tau_{yx} = \mu \frac{\partial U_y}{\partial y}; \quad (5)$$

$$\tau_{yz} = \mu \frac{\partial U_z}{\partial y} \quad (6)$$

и после подстановок

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 U_z}{\partial y^2}, \quad (8)$$

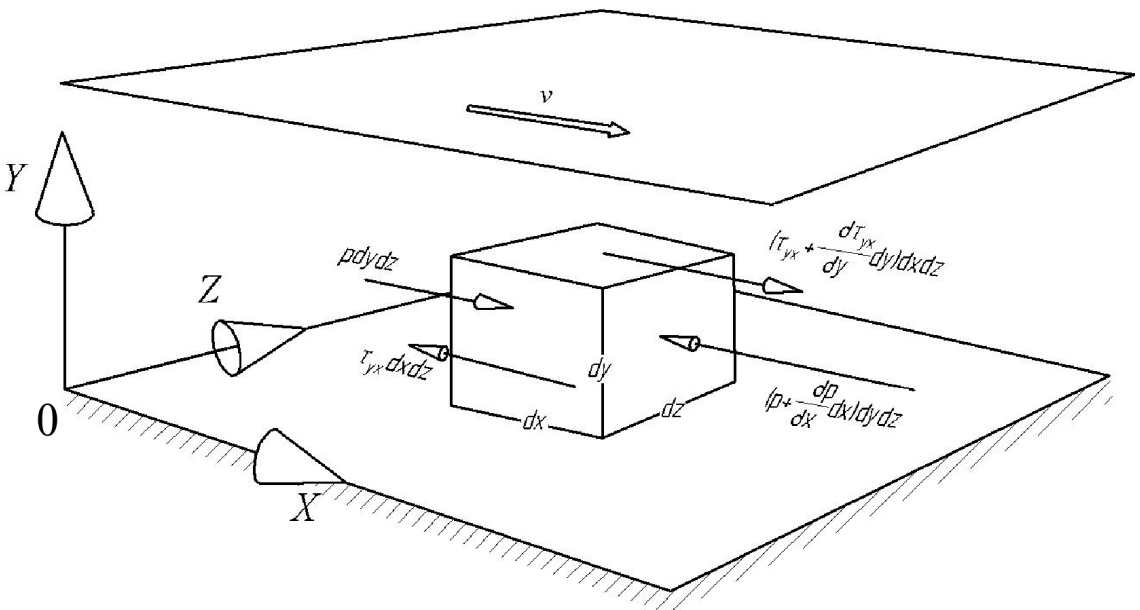


Рис. 3. Расчетная модель смазочного слоя

где μ — динамическая вязкость газа; U_z, U_y — проекции скорости U частицы газа на соответствующие координатные оси.

Уравнение состояния

Для большинства практических случаев процессы, происходящие в смазочном слое, можно считать изотермическими из-за малой толщины смазочной пленки и развитой поверхности теплообмена. Таким образом:

$$\frac{p}{\rho} = \text{const}, \quad (9)$$

где p — полное давление; ρ — плотность газа.

Однако в турбомашинах могут оказывать значительное влияние теплотокки в смазочный слой от окружающих опоры элементов конструкции. В этом случае следует учитывать политропность процесса

$$\frac{p}{\rho} = RT, \quad (10)$$

где R — газовая постоянная; T — абсолютная температура.

Уравнение неразрывности

Неразрывность движущейся массы газа в смазочном слое выражается в том, что общее изменение массы в элементарном объеме $dxdydz$ за время $d\tau$ равно изменению плотности ρ :

$$\frac{d\rho}{d\tau} = \nabla(\rho U), \quad (11)$$

где $\nabla = \left[\frac{\partial}{\partial x}; \frac{\partial}{\partial y}; \frac{\partial}{\partial z} \right]$ — векторный оператор.

Уравнение баланса энергии

Общее изменение энергии частицы газа равно сумме механической работы внешних сил и напряжений и тепла, подводимого извне:

$$\rho C_p \frac{dT}{d\tau} = \frac{dP}{d\tau} + \mu(\nabla U)^2 + \nabla(\lambda \nabla T), \quad (12)$$

где C_p — теплоемкость при постоянном давлении; λ — удельная теплопроводность.

Скорости течения газа в зазоре определяются двойным интегрированием уравнений (7) и (8). Например для оси OX (H — текущая толщина смазочного слоя)

$$U_x = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(H-y) + v \left(1 - \frac{y}{H} \right), \quad (13)$$

где v — скорость подвижной поверхности (рис. 3).

Расход смазки вдоль оси OX через сечение dzH

$$dq_x = dz \int_0^H U_x dy, \quad (14)$$

откуда

$$dq_x = \left(\frac{vH}{2} - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz. \quad (15)$$

Аналогично для оси OZ

$$dq_z = \left(\frac{vH}{2} - \frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx. \quad (16)$$

Подставляя зависимости (15) и (16) в уравнение неразрывности (11) и учитывая (9), получаем основное уравнение газовой смазки — уравнение Рейнольдса, с помощью которого можно определить давление в любой точке смазочного слоя:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho H^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho H^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (\rho H v) + 12\mu \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho H). \end{aligned} \quad (17)$$

Постановка численного эксперимента

Аналитическое решение прямой задачи в теории газовой смазки — определение несущей способности газового слоя как главного вектора сил давления — в общем случае чрезвычайно затруднительно. Поэтому в литературе по газовой смазке приводятся примеры решения уравнения Рейнольдса для частных случаев и для конкретных конструктивных особенностей, например для подшипника бесконечной длины, для предельных случаев

$\chi \rightarrow 0, \chi \rightarrow \infty$ ($\chi = \frac{\mu r \omega^2}{H_0^2 p_a}$ — характеристика подшипника) [3].

Современные программные продукты позволяют выполнить математическое моделирование физических процессов и добиться весьма точных результатов в случае принятия правильных расчетных моделей и корректного задания граничных условий. Уравнения теории газовой смазки (7), (8), (10), (11), (12) входят в базовый блок пакета SOLVER ANSYS CFX. Особая роль в корректном задании граничных условий принадлежит умению формировать оптимальную расчетную сетку.

Следует отметить, что даже в случае существенного расхождения результатов расчетов и экспериментов анализ расчетных моделей в качественных

относительных изменениях может позволить сделать правильные выводы и подсказать направление доработки конструкции.

На рис. 4 показана расчетная сетка рабочего зазора сегмента газостатического подшипника, подготовленная в ANSYS ICEM CFD.

Для расчета использована смешанная сетка: интересующая область зазора разбита гексаидальными элементами, а внешняя область над сегментом разбита тетраидальными элементами. Применение такой смешанной сетки обусловлено малой высотой расчетной области (зазора) (при использовании тетраидальной сетки результирующий массив сетки превысил бы все имеющиеся вычислительные мощности). В смешанной модели интересующая область разбита гексаидальной сеткой, которая позволяет использовать значительно меньше элементов, а внешняя область со сложной геометрией сформирована тетраидальной сеткой. Такой подход позволяет для расчета одного сегмента обходиться расчетной сеткой порядка 1000000 ячеек.

В расчете использовалась стандартная ламинарная модель течения пакета ANSYS CFX (это пред-

положение правомочно, так как число Re в расчетной области не превышает 2000).

Для этой схемы принимались упрощенные граничные условия: давление по контуру сегмента равно атмосферному, течение газа в зазоре изотермическое.

Результаты расчета

В результате с помощью системы ANSYS CFX получены поля давлений в смазочном зазоре изолированного сегмента для различных значений зазоров, по которым определена грузоподъемность и жесткость опоры. На рис. 5 показано распределение давлений в смазочном зазоре, а на рис. 6 — поле скоростей газа.

Для рассчитанных полей давлений определены главные векторы, которые после их суммирования по окружности дают результирующую грузоподъемность опоры. В результате мы получили расчетную статическую грузоподъемность опоры в зависимости от толщины смазочного слоя (рис. 7). Расчетные значения суммарного расхода через сегмент

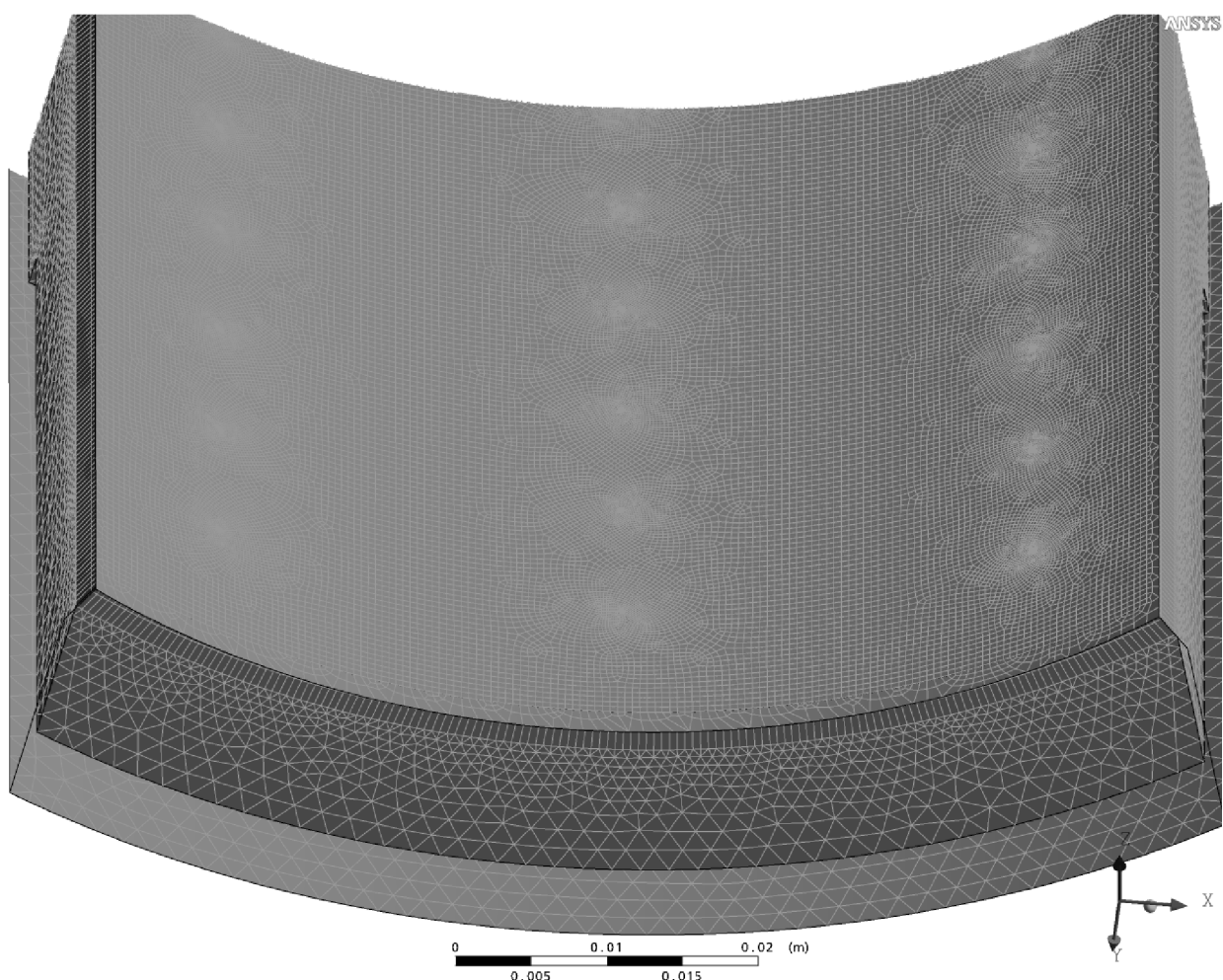


Рис. 4. Смешанная расчетная сетка

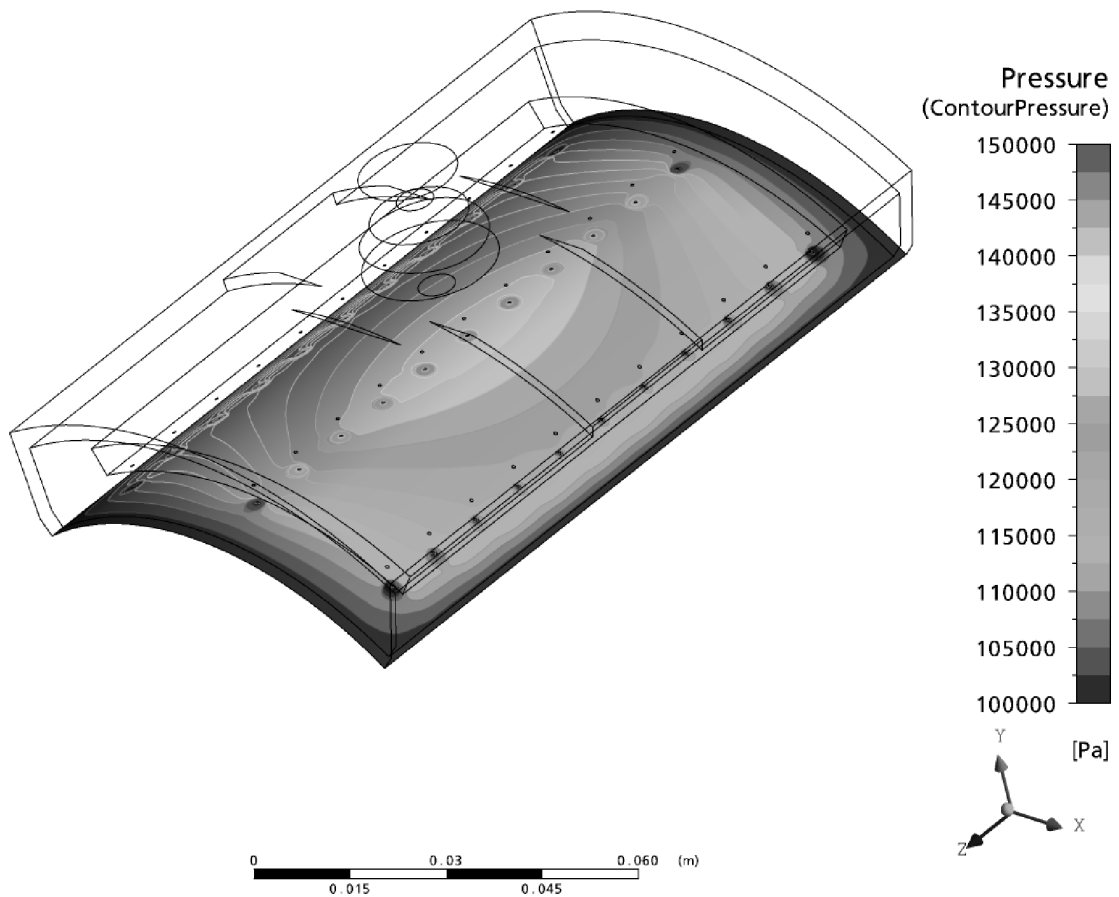


Рис. 5. Распределение давления в смазочном зазоре

при различных давлениях питающего воздуха показаны на рис. 8.

Проверка расчетных данных в натурном эксперименте

Для проверки результатов расчета статической грузоподъемности сегментного газового подшипника был использован стенд, конструкция которого показана на рис. 9, а фото — на рис. 10.

Стенд состоит из испытываемого подшипника, имитатора вала, установленного во вспомогательных шариковых подшипниках особо легкой серии, мультипликатора с передаточным отношением $i = 18$ и приводного асинхронного электродвигателя, оснащенного системой управления частотой ВЕСПЕР. Имеется нагрузочное устройство, состоящее из троса, блоков и разновесов.

При испытаниях измеряются давление и расход питающего воздуха, а также радиальные перемещения подшипника при помощи микронного индикатора часового типа. Момент потери несущей спо-

собности при увеличении нагрузки определяется по отсутствию свободного вращения имитатора вала.

На рис. 11 показана экспериментальная зависимость предельной нагрузки на опору от давления питающего воздуха. Видно, что максимальная грузоподъемность 2000 Н достигается уже при давлении 0,32 МПа, что ниже предусмотренного техническим заданием (0,4 МПа). Экспериментально определенная грузоподъемность опоры при давлении питающего воздуха 0.3 МПа, таким образом, составила 1800 Н. Сравнивая это значение с зависимостью, показанной на рис. 7, можно сделать вывод, что расчеты дают заниженный приблизительно на 20% результат, что можно считать вполне приемлемым.

В эксперименте по определению жесткости смазочного слоя измерялось перемещение одиночного сегмента от вала (остальные четыре сегмента были сняты), т. е. фактически измерялась толщина смазочного слоя. При этом фиксировалась нагрузка, а давление питающего воздуха постепенно

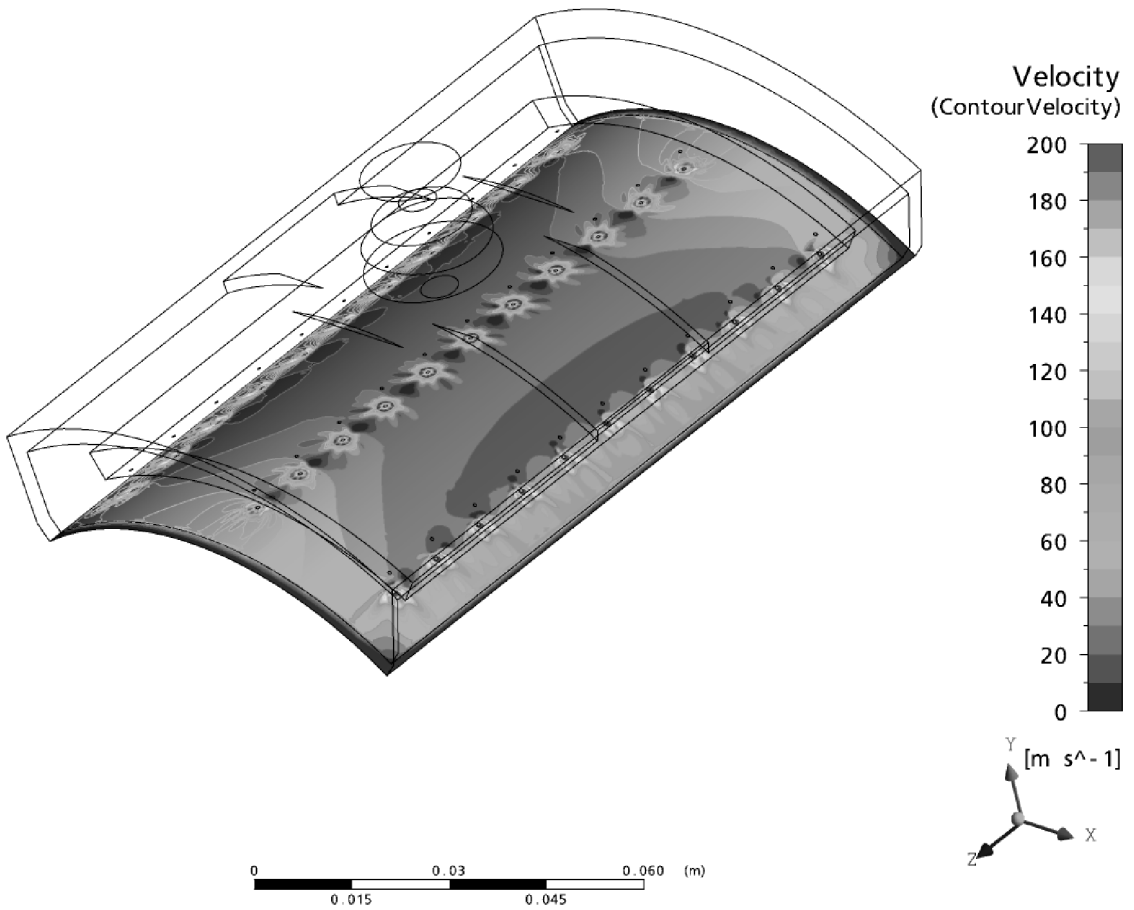


Рис. 6. Распределение скоростей газа в смазочном зазоре

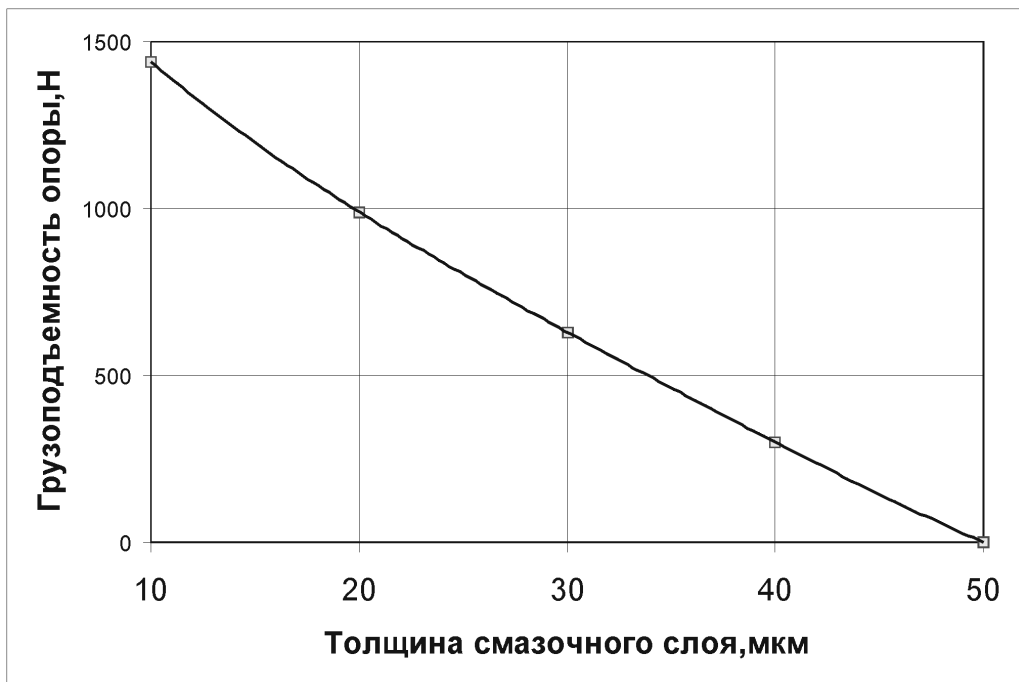


Рис. 7. Зависимость грузоподъемности опоры от толщины смазочного слоя для давления питающего воздуха 0.3 МПа

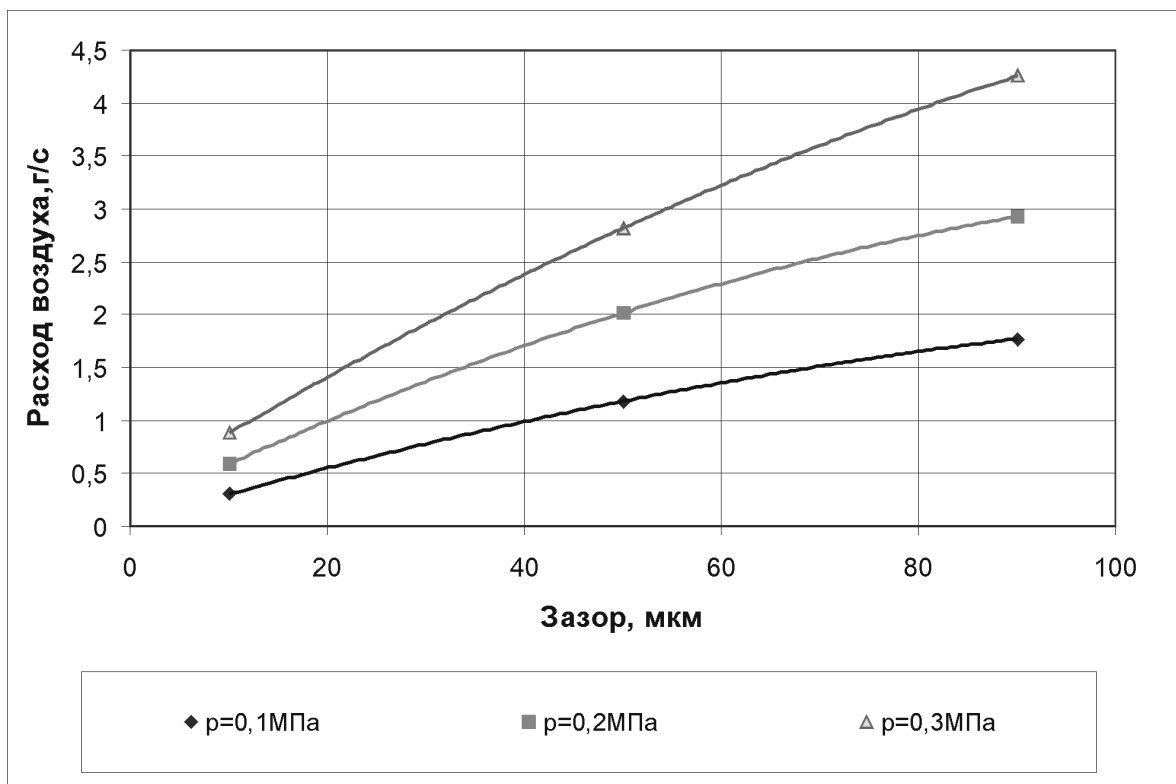


Рис. 8. Расчетная зависимость расхода воздуха от зазора

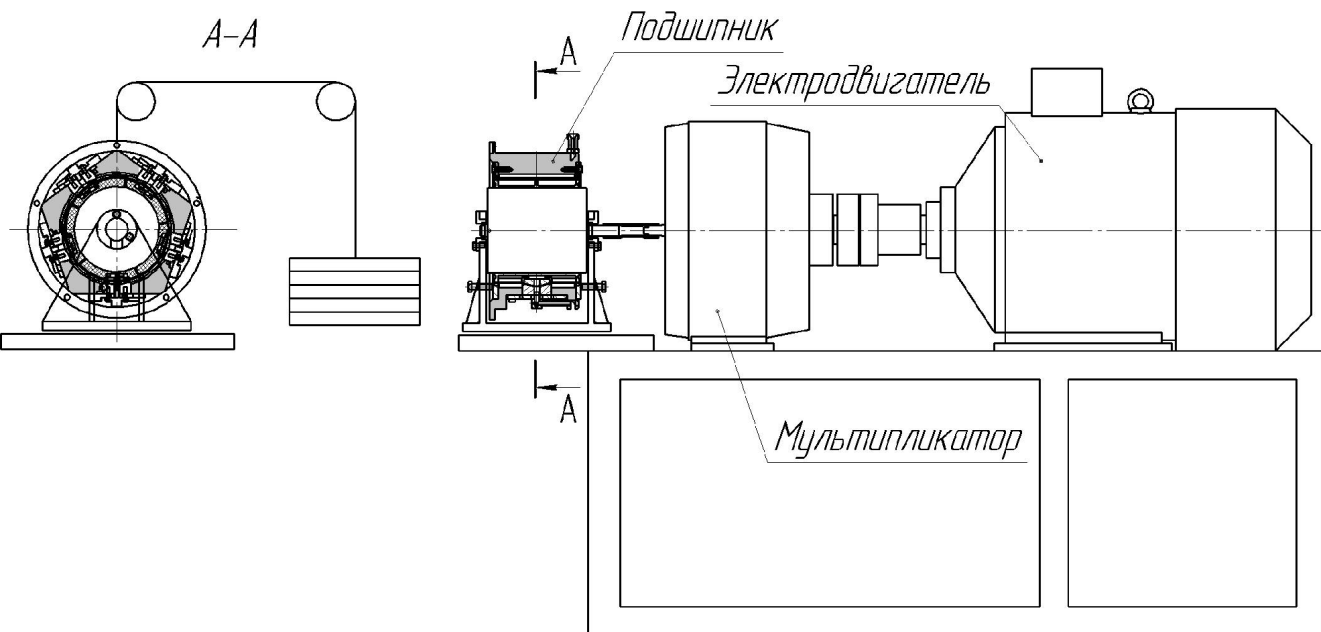


Рис. 9. Схема стенда для определения грузоподъемности опоры

увеличивалось. Результаты измерений представлены на рис.12.

В результате анализа представленных на рис.12 зависимостей получены значения жесткости смазочного слоя, показанные на рис. 13. Следует заметить, что на зазорах менее 10 мкм наблюдается увеличение жесткости смазочного слоя, на остальных зазорах жесткость практически линейна.

Расход воздуха определялся для одного сегмента (расположенного со стороны действия нагрузки) при помощи расходомера OPTIMASS MFC 050 F. При этом внутри сегмента поддерживалось заданное давление, а на нагрузочном устройстве менялся вес груза. Зависимость расхода воздуха показана на рис. 14.

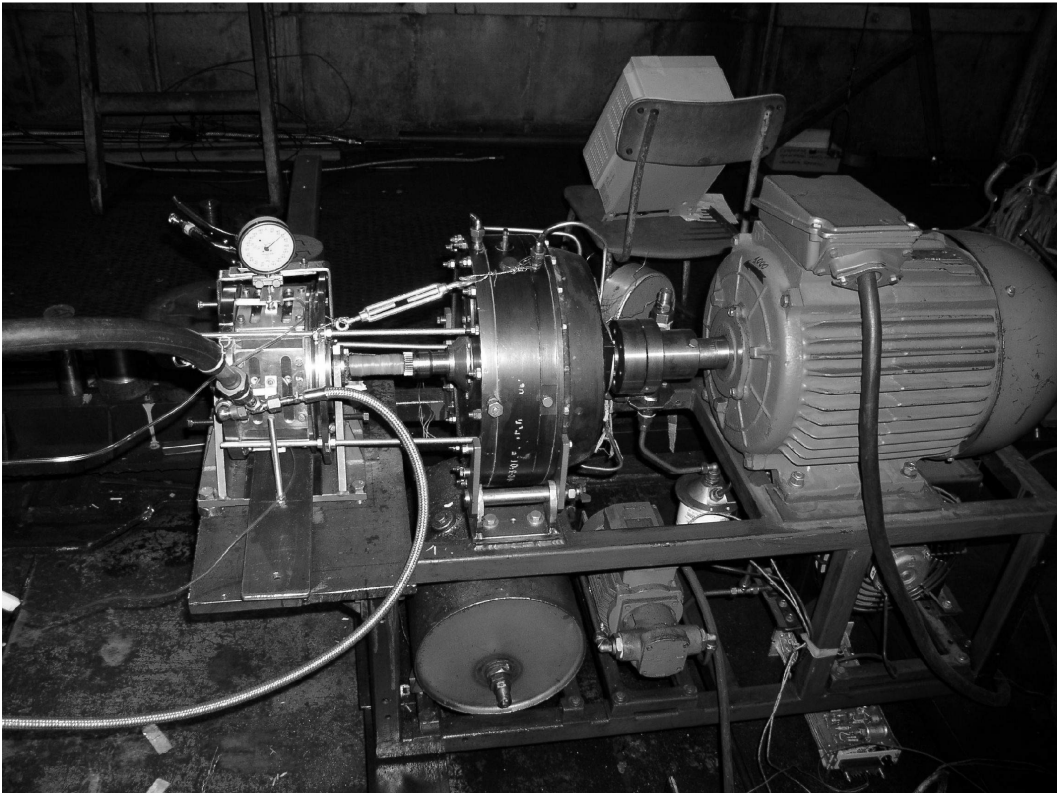


Рис. 10. Стенд для определения грузоподъемности опоры

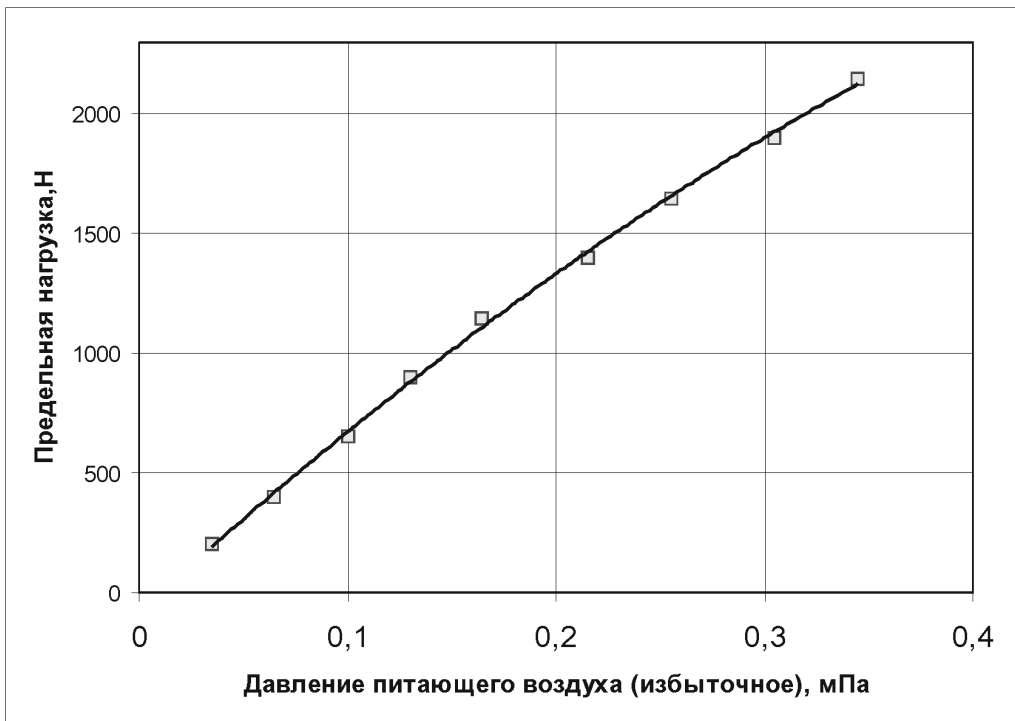


Рис. 11. Зависимость предельной статической грузоподъемности опоры от давления питающего воздуха

В результате анализа представленных на рис. 14 зависимостей можно сделать следующие выводы:
 — даже при значительной нагрузке на сегмент и отсутствии грузоподъемности (при низких давлени-

ях питающего воздуха) расход не становится нулевым. Связано это, вероятно, с отклонениями геометрии поверхностей сегмента и вала от идеального цилиндра, а также с неплотностью самого сегмента;

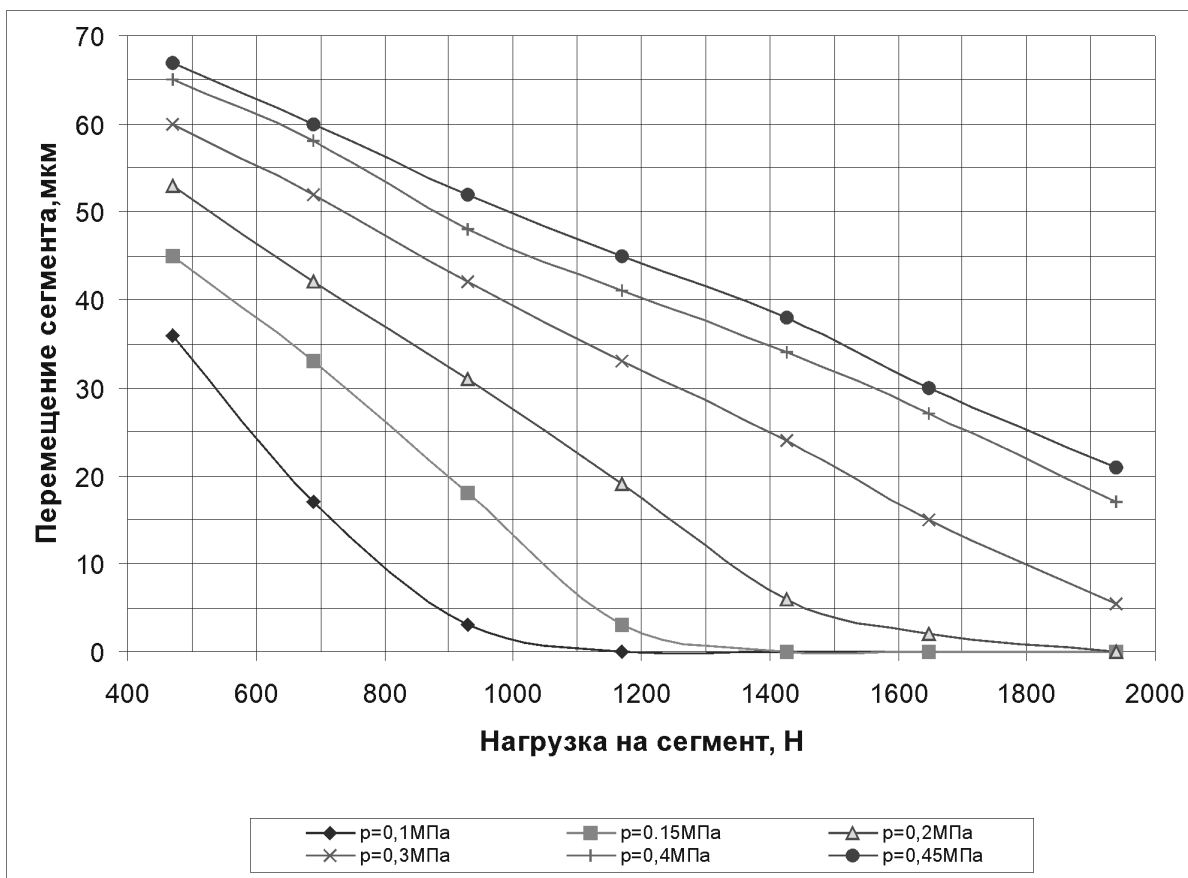


Рис. 12. Зависимость перемещения сегмента от нагрузки

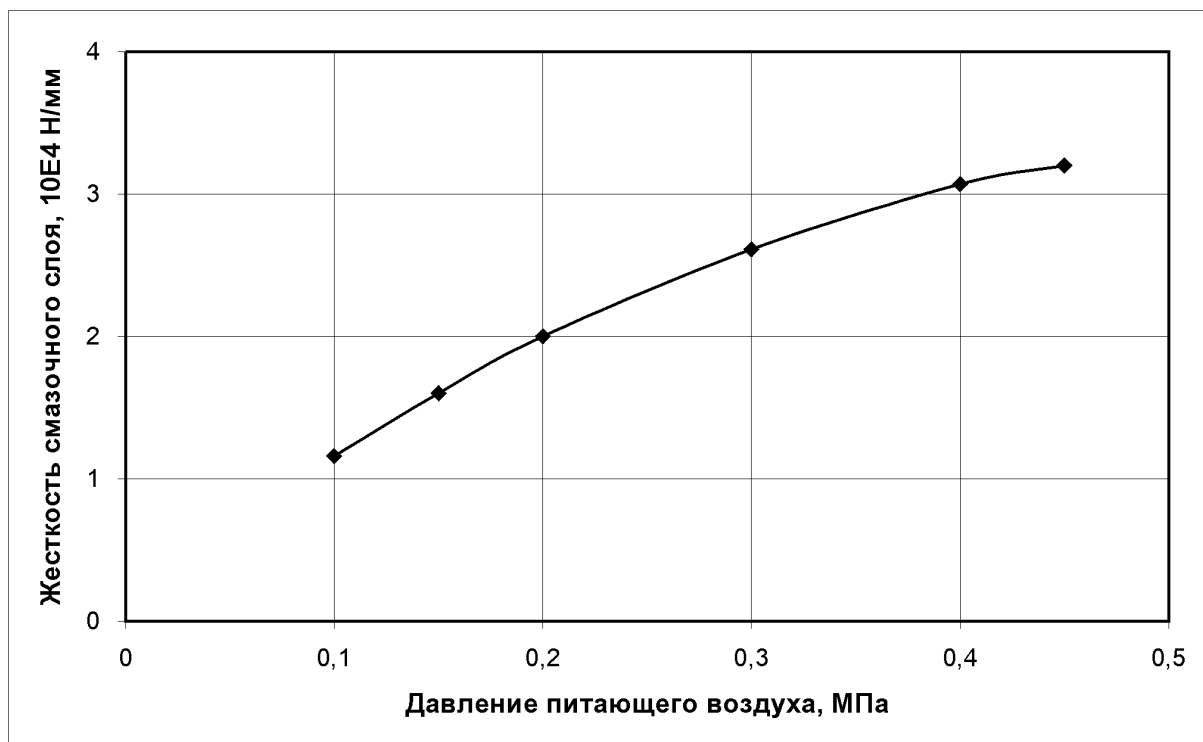


Рис. 13. Зависимость жесткости смазочного слоя от давления питающего воздуха

— расходы воздуха в нагруженном и ненагруженном сегменте существенно различаются;

— расчетный расход воздуха в целом практически совпадает с измеренным экспериментально.

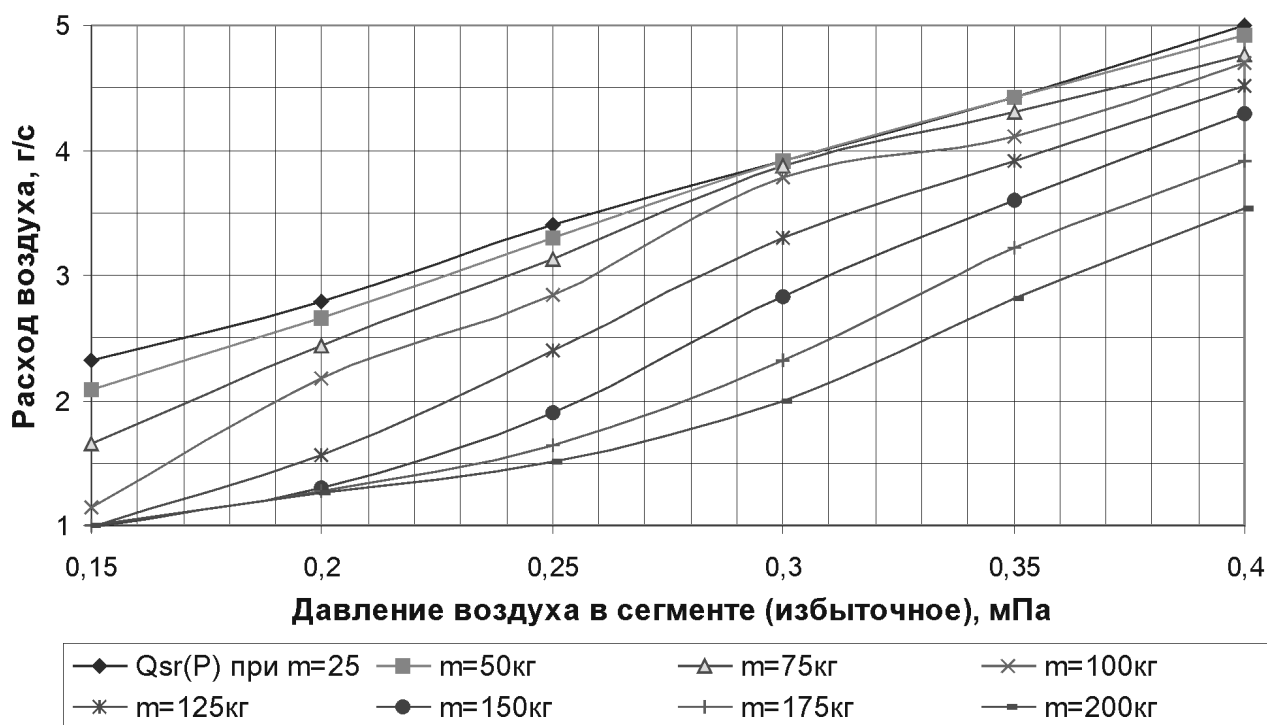


Рис. 14. Зависимость расхода воздуха через один сегмент от давления питающего воздуха

Выводы

В результате проведенных исследований подтверждена заданная статическая грузоподъемность газовой опоры двигателя ГТД1-С. Расход питающего воздуха превышает заданный, поэтому доводка конструкции опоры потребует пересмотра системы дросселей.

Результаты проведенных экспериментов показали хорошее совпадение с результатами расчетов в системе ANSYS CFX течения смазки в зазоре газостатического подшипника. Таким образом, можно достоверно определить статические характеристики подшипника при изменении его конструктива.

Обеспечение (с существенным запасом) статической грузоподъемности опоры позволяет присту-

пить к следующему этапу исследований — определению параметров подшипника при вращении вала.

Библиографический список

1. Равикович Ю.А. Конструкция и проектирование подшипников скольжения с газовой смазкой агрегатов ДЛА и ЭУ: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ, 1998.
2. Пешти Ю.В. Газовая смазка: Учебник для вузов. — М.: МГТУ, 1993.
3. Шейнберг С.А. и др. Опоры скольжения с газовой смазкой. — М.: Машиностроение, 1969.

Московский авиационный институт
Статья поступила в редакцию 15.10.2008