

Испытания упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечному каналу скосом в центробежном компрессоре

Н.В. Соколов, М.Б. Хадиев, Т.В. Максимов

(ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»),

В.А. Футин (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС))

niitk@kazan.ru

В статье описан центробежный компрессор, примененный для исследований упорных подшипников с неподвижными подушками, профилированными с параллельным межподушечному каналу скосом рабочей поверхности. Представлена система измерения, необходимая для снятия и фиксирования показаний приборов. Проведен анализ результатов численных и физических экспериментов упорного подшипника, представленных в виде сравнительной таблицы. Численные эксперименты проведены с помощью программного приложения «Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника».

Ключевые слова: упорный подшипник скольжения, центробежная ступень, система измерения, режим исследований, осевая нагрузка, анализ результатов.

Testing of the thrust plain bearing with the skew parallel to the passage between pads in centrifugal compressor
N.V. Sokolov, M.B. Khadiev, T.V. Maksimov (FGBOU VPO «Kazan National Research Technological University»), V.A. Futin
(JSC «NIIturbocompressor n.a. V.B. Shnep», HMS Group)

The article describes a centrifugal compressor, applied for investigation of thrust bearings with stationary pads profiled on surfaces with the skew parallel to the passage between pads. Instrumentation system required for taking and registration of the reading has been presented. Analysis has been carried out of the numerical and full-scale test results presented in the form of comparison chart. Numerical experiments were carried out using a software application «Sm2Px2T – Fluid flow in the gaps and passages between the thrust bearing pads».

Keywords: thrust plain bearing, centrifugal stage, instrumentation system, study mode, axial load, analysis of results.

Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с неподвижными подушками были проведены на стенде испытания ступени центробежного компрессора бокса №4 ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (входит в машиностроительный холдинг ОАО «Группа ГМС») [1]. Стенд включает электродвигатель 1 (рис. 1), опору-мультипликатор 2, центробежную ступень компрессора 3, экспериментальный узел упорного подшипника 4, систему трубопроводов 5, систему смазки подшипников 6, систему энергопитания 7, систему автоматики 8, запорную и регулирующую арматуру 9, линию подачи воздуха в лабиринтное уплотнение 10 и измерительные средства параметров стенда 11.

Центробежная ступень представляет собой рабочее колесо полуоткрытого типа диаметрами $D_0 = 135,3$ мм, $D_2 = 266$ мм, шириной проточной части на выходе $b_2 = 6,9$ мм и числом лопаток 17. Средняя толщина лопатки равна 4...5 мм. Ширина безлопаточного диффузора $b_2 = 6,9$ мм. Рабочая среда – воздух. Максимальное давление, создаваемое на выходе из ступени, – 0,25 МПа. В качестве привода стенда использован электродвигатель постоянного тока типа МП-700-3000 номинальной мощностью 700 кВт и регулируемой частотой вращения (150...3 000 об/мин). Система регулирования частоты вращения ротора электродвигателя и мультиплексор с косозубым зубчатым зацеплением и пере-

даточным отношением $i = 8,5$ позволили плавно изменять частоту вращения быстроходного ротора стенда от 1 300 до 25 000 об/мин.

Для данных исследований были изготовлены двухсторонний упорный подшипник со скосами неподвижных подушек каждой из сторон, параллельными радиальному межподушечному каналу, медные расходные кольца, упорный гребень и распорное кольцо, определяющее суммарный осевой зазор h_s в подшипнике.

Эксперименты проводили на масле Тп-22С ТУ38.101821-83, которое наиболее распространено в качестве смазочного материала для быстроходных компрессоров.

Для измерения давления, температуры воздуха и масла, частоты вращения и виброперемещения ротора компрессора была использована система измерения бокса №4. Она была дополнительно оснащена датчиком и каналом измерения параметров смазочного слоя упорного подшипника. Для удобства считывания данных и управления вся система соединена с единым персональным компьютером.

Для измерения давления масляного слоя в одной точке с нагруженной рабочей стороны упорного подшипника использовали пьезорезистивный преобразователь давления (датчик) марки ТДАС АТ-60-1.0 ООО НПФ «Интелсенс» [1]. Датчик позволяет измерять давление до 6 МПа, имеет малые габариты и способен



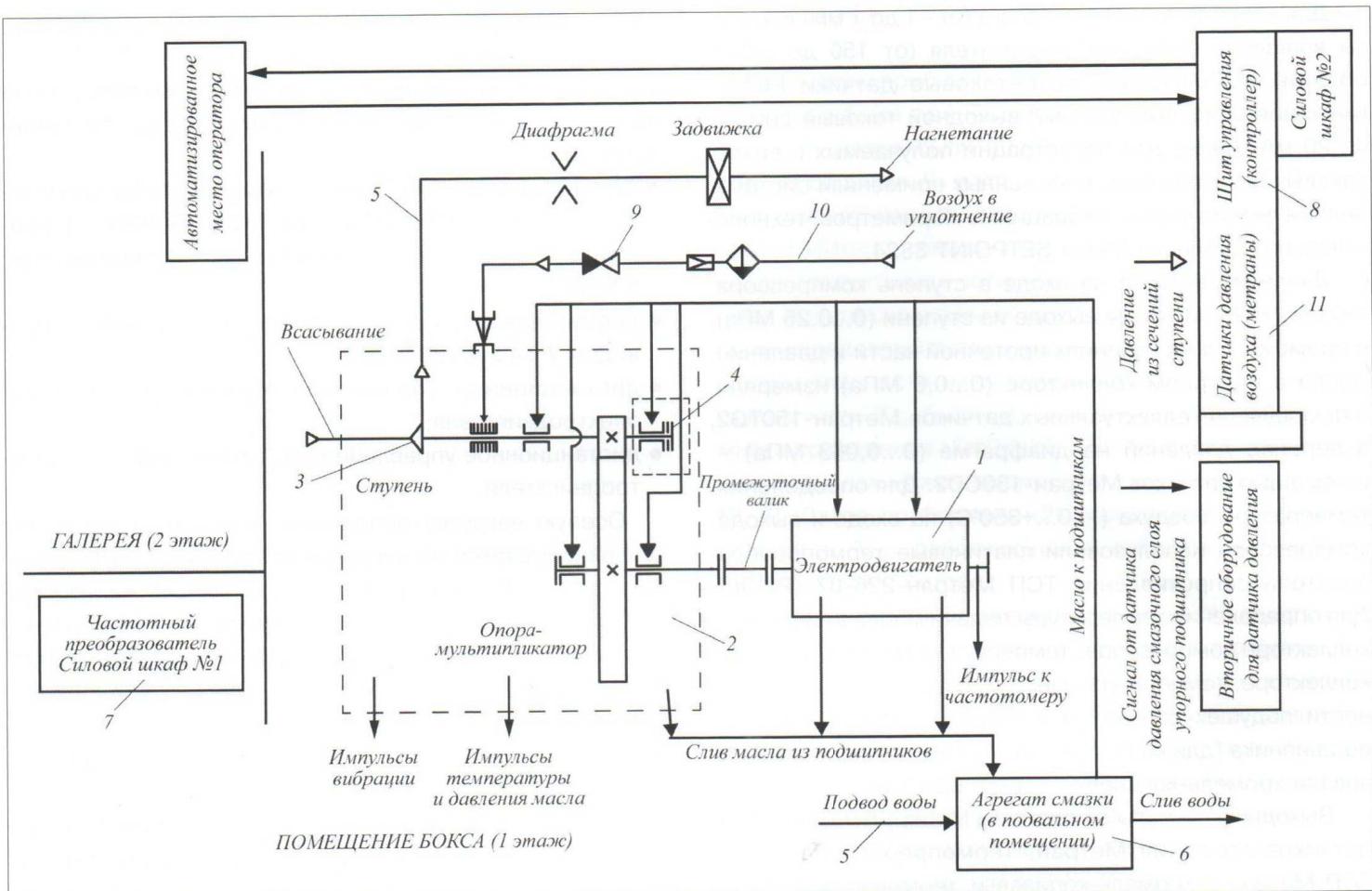


Рис. 1. Принципиальная схема стенда

работать в широком диапазоне температур ($-60\dots+150^{\circ}\text{C}$). Датчик устанавливали при помощи резьбы M4 в специально расточенное гнездо на среднем радиусе подшипника в области предполагаемого максимального давления p_{\max} . От протечек по резьбе датчик защищен герметиком Loctite 542. Принцип действия датчика заключается в преобразовании измеряемого давления смазочного слоя в электрический сигнал с помощью тензочувствительного элемента.

Таблица 1

Точки градуировочной характеристики датчика давления ТДАС АТ-60-1.0

Номер точки градуирования	Давление, МПа	Среднее значение выходного сигнала, мВ
1	0	0,011
2	1,5	28,2
3	3,0	55,4
4	4,5	81,5
5	6,0	106,7

Электрический сигнал датчика, пропорциональный измеряемому давлению, нормируется, термокомпенсируется и преобразовывается в сигнал в блоке преобразования.

Зависимость выходного электрического сигнала датчика от измеряемого давления представляет собой линейную градуировочную характеристику (табл. 1). По паспорту датчика нормированное значение выходного сигнала составляет 106,68 мВ; чувствительность $-0,0889 \text{ мВ}/(\text{В}\cdot\text{кгс}/\text{см}^2)$, нелинейность выходного сигнала $-0,72\%$.

Питание датчика напряжением 20 В производили с помощью программируемого источника питания M8811, имеющего низкие пульсации (не более 3 мВ) и точность 0,01% установки значения. Сигнал от датчика ТДАС АТ-60-1.0 воспринимался прецизионным цифровым мультиметром UNI-T UT71D, питающимся от батареи и имеющим точность измерения при напряжении постоянного тока (DC) $\pm(0,025\% + 5 \text{ цифр младшего разряда})$. Мультиметр имеет возможность не просто показывать статические данные, но и давать упрощенную аналитику зарегистрированных событий (пиковье и усредненные значения).

Для измерения осевого сдвига (от -1 до 1 мм) и частоты вращения вала электродвигателя (от 150 до 3 000 об/мин) использовали вихревые датчики Metrix, имеющие унифицированный выходной токовый сигнал 4...20 мА. Далее для регистрации получаемых с вихревых датчиков выходных данных применяли систему онлайн мониторинга вибрации и параметров технологического процесса Metrix SETPOINT 8824.

Давление воздуха на входе в ступень компрессора (-0,05...+0,05 МПа), на выходе из ступени (0...0,25 МПа), в промежуточных сечениях проточной части и давление масла в напорном коллекторе (0...0,6 МПа) измеряли с помощью интеллектуальных датчиков Метран-150TG2, а перепад давлений на диафрагме (0...0,063 МПа) – с помощью датчиков Метран-150CD2. Для определения температуры воздуха (-50...+350°C) на входе и выходе компрессора использовали платиновые термопреобразователи сопротивления ТСП Метран-226-07 (Pt100). Для определения температуры подачи масла в напорном коллекторе компрессора, температуры масла в сливном коллекторе, температуры масла вблизи опорной поверхности подушек рабочей и нерабочей сторон упорного подшипника (для контроля работы компрессора) использовали хромель-копелевые термопары ТХК.

Выходные сигналы от системы Metrix SETPOINT 8824, датчиков давления Метран, термопреобразователей ТСП Метран и хромель-копелевых термопар поступали в общий контроллер системы измерения бокса №4 ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Контроллер WAGO-I/O-SYSTEM 750 представляет собой модульную и независимую систему ввода/вывода, которая состоит из базового программируемого контроллера, узла полевой шины ETHERNET 10/100 Мбит/с и расположенных в ряд модулей ввода–вывода сигналов различной формы, которые вместе и образуют узел полевой шины.

Для обеспечения функций визуализации, накопления, архивирования параметров и дистанционного управления технологическим процессом в операторной АСУ ТП установлено автоматизированное рабочее место (АРМ-оператора) единого персонального компьютера с пакетом программного обеспечения Archestra System Platform 2012 with InTouch 2012 фирмы Wonderware Invensys Systems, inc. Пакет InTouch 2012 позволяет на рабочей станции оператора создавать мнемосхемы процесса и производить их корректировку, сохранять и восстанавливать накопленные исторические данные в виде таблиц и графиков, а также производить другие операции, связанные с инженерным интерфейсом рабочей станции.

Мнемосхемы процесса представляют собой упрощенное графическое изображение технологического процесса и его отдельных участков. На экране рабочей станции выводятся изображения основного технологи-

ческого оборудования (маслонасос, электрозадвижки и др.) и данные о протекании процесса.

Операторский интерфейс АСУ ТП экспериментального стенда позволяет производить следующие технологические операции:

- дистанционное управление пуском и остановкой маслонасоса ШГ 20-25-14/10-1-У4 ТУ26-06-1661-93 производительностью 233 л/мин и давлением на выходе 0,6 МПа;
- дистанционное управление задвижкой с электроприводом PN40 DN300;
- дистанционное управление вентилятором обдува электродвигателя;
- дистанционное управление частотным приводом электродвигателя.

Осевую нагрузку определяли косвенным образом: она складывается из нагрузки от косозубого зубчатого зацепления $F_{3,3}$ и нагрузки от газовых сил центробежной ступени компрессора $F_{r,c}$, так как обе направлены в сторону всасывания компрессора. Суммарную осевую силу определяли по формуле

$$F_{oc} = F_{3,3} + F_{r,c}. \quad (1)$$

Для определения осевой нагрузки в зубчатом зацеплении вначале необходимо определить суммарные потери мощности на трение быстроходного ротора:

$$N_{6,p} = N_i + N_{op1} + N_{op2} + N_{oup}, \quad (2)$$

где N_i – мощность, затраченная на сжатие воздуха в центробежной ступени компрессора; N_{op1} , N_{op2} – потери мощности на трение в опорных подшипниках скольжения быстроходного ротора; N_{oup} – потери мощности на трение в двустороннем упорном подшипнике.

Мощность, затраченную на сжатие воздуха, определяли по формуле

$$N_i = \frac{\left(\frac{\psi u_2^2}{9,81} \right) G}{102,5} (1 + b_{tp} + b_{np}), \quad (3)$$

где ψ – коэффициент напора; u_2 – окружная скорость рабочего колеса; G – массовый расход воздуха (этот параметры берутся из протокола испытания экспериментального стенда). Поскольку рабочее колесо полуоткрытого типа и давление за колесом менее 0,15 МПа, коэффициент протечек β_{np} принят равным нулю (перетекание воздуха происходит между лопатками, а между диском и корпусом, лопатками и корпусом отсутствует). Коэффициент трения рабочего колеса полуоткрытого типа $\beta_{tp} = 0,01$.

Нагрузки, действующие на опорные подшипники



быстроходного ротора, складываются из окружной силы в зубчатом зацеплении F_0 и массовой силы F_M

Мощность $N_{б.р} = M_{тр}\omega_{б.р}$ (здесь $M_{тр}$ – момент трения, действующий на быстроходном роторе; $\omega_{б.р}$ – угловая скорость вращения быстроходного ротора).

Момент трения $M_{тр} = F_0d/2$ (здесь $d = 82,376$ мм – делительный диаметр вала-шестерни).

Следовательно, окружная сила

$$F_0 = \frac{N_{б.р}}{\omega_{б.р} d/2}. \quad (4)$$

Сила, действующая в осевом направлении,

$$F_{3.3} = F_0 \operatorname{tga}, \quad (5)$$

где $\alpha = 18^\circ 45' 35''$ – угол наклона зубьев косозубого зацепления.

угол наклона окружной силы F_0 относительно горизонтального положения для эвольвентного зубчатого зацепления составляет $\sim 20^\circ$. Силы F_{0i} , действующие на опорные подшипники быстроходного ротора, исходя из линии симметрии зубчатого зацепления и расстояний до осей опорных подшипников l_{01} , l_{02} , определяют из моментов сил:

$$F_{01} = F_0/(1 + l_{01}/l_{02}), \quad (6)$$

$$F_{02} = F_0/(1 + l_{02}/l_{01}). \quad (7)$$

Для того, чтобы найти массовые силы F_{Mi} , действующие на опорные подшипники, необходимо определить положения центров масс и массы правой и левой частей ротора относительно линии симметрии зубчатого зацепления. Для этого ротор разбивают на составные равновеликие части, находят их массы и, исходя из равенства момента массы левой части моменту массы правой части, постепенно определяют расстояния до центров масс l_1 , l_2 и массы M_1 , M_2 правой и левой частей. Массовые силы, действующие на опорные подшипники, определяют из моментов сил:

$$F_{M01} = \frac{M_1 l_1}{l_{01}} - \frac{M_2 l_2}{l_{01}}, \quad (8)$$

$$F_{M02} = \frac{M_2 l_2}{l_{02}} - \frac{M_1 l_1}{l_{02}}. \quad (9)$$

Суммарная сила $F_{\Sigma i}$, действующая на опорный подшипник, определяется векторным сложением двух сил:

$$\vec{F}_{\Sigma i} = \vec{F}_{0i} + \vec{F}_{Mi}. \quad (10)$$

В первом приближении за мощность быстроходного ротора была принята мощность на сжатие воздуха $N_{б.р} = N_i$, далее были определены нагрузки, действующие на опорные $F_{\Sigma i}$ и упорный $F_{3.3}$ подшипники. С помощью программы отдела подшипников и уплотнений ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», позволяющей рассчитывать четырехклиновые опорные подшипники мультиплектаторных центробежных компрессоров, были определены потери мощности на трение $N_{оп1}$, $N_{оп2}$. Потери мощности на трение в двустороннем упорном подшипнике $N_{оп}$ были определены с помощью программного приложения «Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» [2, 3]. Далее по формуле (2) определяется суммарная мощность $N_{б.р}$, действующая в зубчатом зацеплении быстроходного ротора.

Во втором приближении за мощность быстроходного ротора принимается полученное значение $N_{б.р}$. Далее по формулам (4), (5) определяется конечная величина осевой нагрузки от зубчатого зацепления $F_{3.3}$.

Осевая нагрузка от газовых сил $F_{г.с}$ центробежной ступени компрессора, действующей на быстроходный ротор, определяется по методике, представленной в работах [4, 5]. Она заключается в определении осевых сил при интегрировании давлений, взятых из протокола экспериментов, по площадям рассматриваемых областей различных участков полуоткрытого осерадиального рабочего колеса. Учитывали, что расположение рабочего колеса – консольное.

Измерение толщины смазочного слоя h_2^p с рабочей стороны упорного подшипника производили вихревоковым датчиком Metrix. Датчик установлен на свободном торце быстроходного ротора. Для определения суммарного осевого зазора упорного подшипника использовали индикатор часового типа с ценой деления шкалы 1 мкм, который устанавливали на свободном конце быстроходного ротора после сборки всех деталей двустороннего упорного подшипника. Ротор сдвигали до упора в крайнее положение, и стрелку индикатора устанавливали на ноль. Далее ротор передвигали до упора в противоположном направлении и измеряли суммарный осевой зазор h_s . Толщина слоя с нерабочей стороны

$$h_2^{hp} = (h_s - h_2^p).$$

Измеренный с помощью индикаторных часов суммарный осевой зазор $h_s = 0,34$ мм.

Температуру масла t_m на опорных поверхностях подушек упорного подшипника измеряли с помощью термопар хромель-копель. Температуру подшипника измеря-



ли в двух противоположных по диаметру подушках вблизи выходной кромки. С тыльной стороны подшипника просверливали глухое отверстие диаметром 1 мм, не доводя сверло до опорной поверхности на 0,5...1 мм. После электроизоляции бакелитовым лаком спай хроммель-копелевой проволоки диаметром 0,2 мм устанавливали в подшипник и от металла изолировали эпоксидным kleem и фторопластовой втулкой.

Перед испытаниями были проведены оценки погрешностей измерения контролируемых величин. Средняя квадратичная погрешность частоты вращения вала электродвигателя в относительном виде составила 0,004%, давления воздуха центробежной ступени – 0,071%, давления смазочного слоя – 0,385%, осевой нагрузки при $M_u = 0,907$ первой рабочей точки – 0,045%, толщины смазочного слоя – 1,67%, температуры воздуха ступени – 0,071%, поверхности подушек – 0,171%.

Программой экспериментальных исследований предусматривалось испытание упорного подшипника со следующими геометрическими размерами обеих сторон: диаметры подушек: внутренний $D_1 = 65$ мм; внешний $D_2 = 100$ мм, число подушек $z = 8$, толщина подушки $H_\pi = 3$ мм, угловая протяженность подушки $\theta_\pi = 38,05^\circ$, глубина скоса $\delta_{\text{ск}} = h_1 - h_2 = 0,07$ мм.

Задача экспериментальных исследований заключалась в определении осевой нагрузки F_{oc} (Н); температуры опорной поверхности подшипника t (°С); толщины h_2 (мкм) и давления p_m (МПа) смазочного слоя в зависимости от рабочих точек характеристики ступени центробежного компрессора.

Испытания проводили при условных числах Маха на выходе из рабочего колеса

$$M_u = u_2/a = 0,707; 0,884 \text{ и } 0,907.$$

где u_2 – окружная скорость рабочего колеса на наружном диаметре; a – местная скорость звука. Фиксированное число Маха M_u устанавливали, изменяя частоту вращения n_o (мин⁻¹) быстроходного ротора ступени. Изменение режимов работы ступени по расходу производили постепенным закрытием электрозадвижки на нагнетании. Всего рассматривали 6 рабочих точек характеристики ступени при фиксированном M_u ; дальнейшее закрытие электрозадвижки приводило к неустойчивой работе компрессора в зоне помпажа. Температуру t_π масла в коллекторе подачи в экспериментальный стенд поддерживали в пределах 26...31,5°С в зависимости от режима работы центробежного компрессора.

Обработку результатов экспериментальных исследований упорного подшипника с помощью программного приложения «Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника»

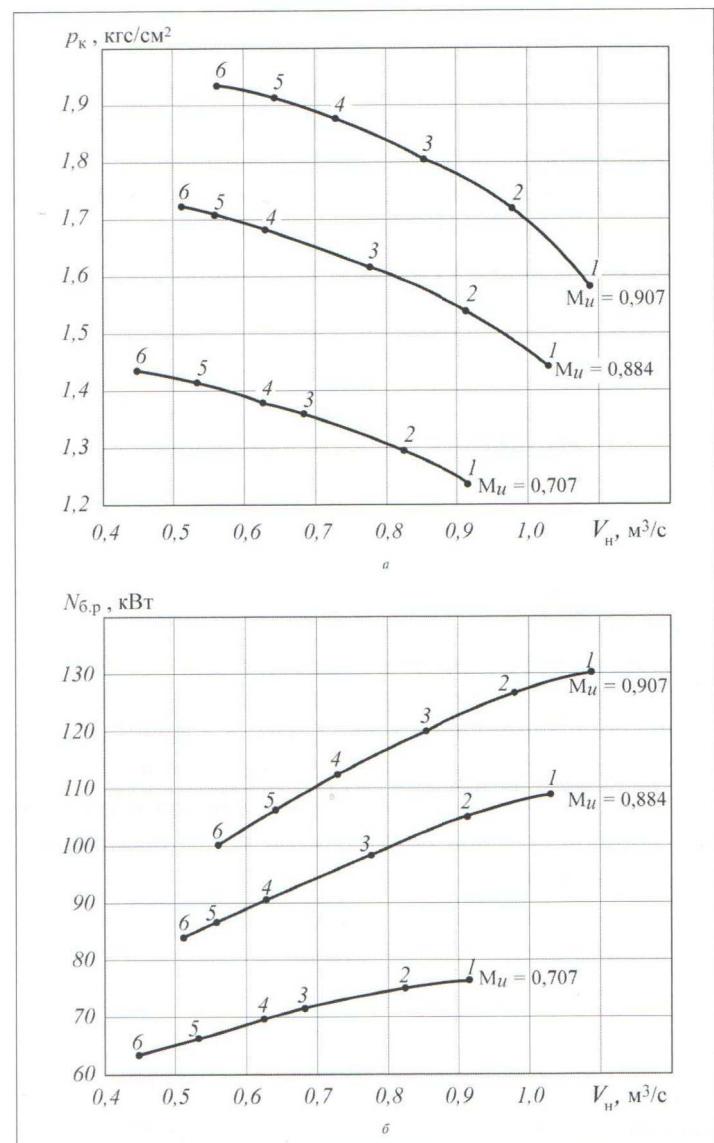


Рис. 2. Зависимости давления p_k (а) и мощности быстроходного ротора $N_{6,p}$ (б) от объемной производительности V_h при разных числах Маха

проводили в следующих условиях: за толщину упорного диска была принята половина ее величины $H_\Delta = 20/2 = 10$ мм. Коэффициент теплоотдачи с тыльной стороны диска $\alpha_{\text{тнд}} = 0$. Коэффициент теплопроводности материала упорного диска и подушки (углеродистая сталь) $\lambda_\Delta = \lambda_\pi = 50$ Вт/(м·К).

По результатам обработки проведенных экспериментов были построены экспериментальные характеристики ступени центробежного компрессора в виде зависимостей $p_k = f(V_h)$ и $N_{6,p} = f(V_h)$ (рис. 2).

Из рис. 2, а видно, что с уменьшением производительности V_h выходное давление p_k возрастает. Следовательно, увеличиваются нагрузки от газовых сил $F_{\text{г.с}}$, действующие в осевом направлении. Из рис. 2, б видно, что с уменьшением производительности V_h мощность $N_{6,p}$, действующая в зубчатом зацеплении, уменьша-

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований при $M_u = 0,907$

№ рабо-чей точки	P			p_m			h_2			t_m^p			t_m^{up}		
	Экспе-римент, Н	Расчет, Н	$\delta, \%$	Экспе-римент, МПа	Расчет, МПа	$\delta, \%$	Экспе-римент, мкм	Расчет, мкм	$\delta, \%$	Экспе-римент, °C	Расчет, °C	$\delta, \%$	Экспе-римент, °C	Расчет, °C	$\delta, \%$
1	1598	1593	0,33	1,153	1,09	5,8	60	62	3,23	70,2	79,22	8,86	45,7	49,2	7,05
2	1978	1972	0,28	1,168	1,1	6,2	60	54	11,11	71,04	78,44	9,43	46,24	48,9	5,45
3	2203	2199	0,19	1,178	1,112	5,9	60	51	17,65	71,54	79,02	9,47	46,58	48,6	4,16
4	2379	2378	0,046	1,194	1,132	5,5	50	49	2,04	71,81	77,6	7,46	46,82	49,1	4,65
5	2301	2462	0,012	1,188	1,114	6,6	50	47	6,38	71,93	78,66	8,56	46,9	49,5	5,26
6	2190	2511	0,044	1,174	1,123	4,5	50	46	8,7	71,89	77,3	7	46,5	49,4	5,07

ется. Так как потери мощности на трение в опорных и упорном подшипниках при прочих равных условиях слабо зависят от действующих на них нагрузок (для опорных подшипников – 10...10,5 кВт, для двустороннего упорного подшипника – 22,5...23 кВт), то величина $N_{б.р}$ в значительной степени зависит от мощности N_i , затраченной на сжатие воздуха в ступени. С уменьшением массового расхода G через центробежную ступень мощность N_i уменьшается.

Сравнение экспериментальных и расчетных данных было проведено при практически одинаковой осевой нагрузке на упорный подшипник F_{oc} , так как осевая нагрузка (несущая способность) является основной характеристикой упорного подшипника. Так как в программное приложение «Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» вводится толщина смазочного слоя h_2 , а не осевая нагрузка на подшипник, для определения h_2 при заданной осевой нагрузке предварительно был построен график зависимости несущей способности P исследуемого подшипника от толщины h_2^p (рис. 3). При этом учтено, что упорный подшипник двусторонний, и равнодействующая сила нерабочей стороны направлена в сторону осевой нагрузки F_{oc} .

Обработанные результаты экспериментальных исследований и расчетных данных, а также отклонения расчетных данных от результатов экспериментов при наиболее нагруженном режиме при $M_u = 0,907$ приведены в табл. 2.

При разных числах Маха M_u и при практически равной несущей способности подшипника P (отклонение составляет не более 0,5%) максимальное отличие экспериментальных и расчетных значений давления масляного слоя p_m составляет 8,6%. С увеличением M_u и осевой нагрузки F_{oc} отклонения в части давления уменьшаются. Данные отклонения связаны с погрешностью определения координат ϕ и r рассматриваемой

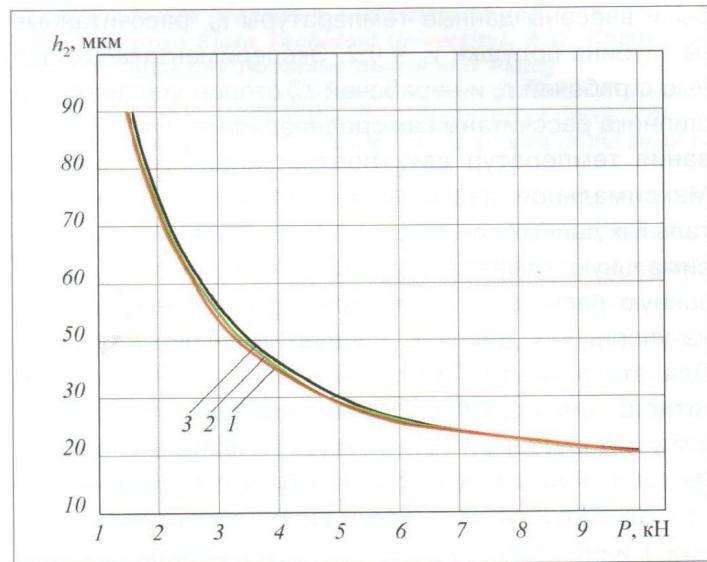


Рис. 3. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя h_2 от несущей способности подшипника P при разной частоте вращения n_0 :

1 – $n_0 = 17\ 500$ об/мин; 2 – $n_0 = 22\ 000$ об/мин;

3 – $n_0 = 24\ 100$ об/мин

точки смазочного слоя и погрешностью измерения давления датчиком ТДАС АТ-60-1.0. В 5-й и 6-й рабочих точках с закрытием электрозадвижки происходит уменьшение осевой нагрузки F_{oc} и, следовательно, давления масляного слоя p_m . Уменьшение суммарной нагрузки F_{oc} объясняется тем, что, несмотря на увеличение нагрузки от газовых сил F_{rc} , происходит значительное снижение осевой нагрузки $F_{3.3}$, действующей в зубчатом зацеплении, из-за уменьшения потребляемой мощности $N_{б.р}$.

Минимальная толщина смазочного слоя h_2 является одним из основных параметров, характеризующих работоспособность упорного подшипника. Максимальное отличие экспериментальных и расчетных значений толщины h_2 при разных числах Маха M_u составляет 18,37%. Данные отклонения вызваны погрешностью измерения

осевого сдвига вихретоковым датчиком Metrix и погрешностью определения осевой нагрузки F_{oc} . В связи с этим толщину смазочного слоя h_2 , полученную расчетным путем при заданной нагрузке F_{oc} на упорный подшипник, следует увеличить на ~20%, т.е. коэффициент запаса k_h (отношение допустимой толщины смазочного слоя к критической [6]) следует принять равным 1,2.

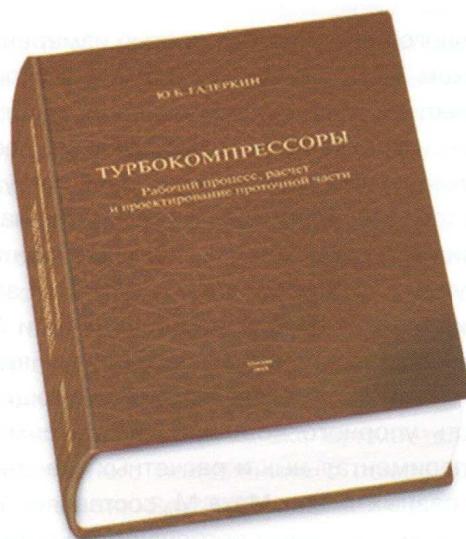
При численных расчетах с помощью программного приложения температура опорной поверхности подушки t_m вблизи выходной кромки на среднем радиусе R_{cp} на границе раздела подушки – смазочный слой оказалась выше, чем экспериментальные данные. Это связано с тем, что в действительности головки термопар имеют реальные размеры (диаметр ~1 мм), и они измеряют температуру не на поверхности подушки, а на неко-торой глубине ($\bar{y}_p = 0...0,2$). Поэтому в табл. 2 были внесены данные температуры t_m , рассчитанные на глубине подушки $\bar{y}_p = 0,2$. Экспериментальные данные с рабочей t_m^p и нерабочей t_m^{hp} сторон упорного подшипника рассчитаны как среднеарифметические показания температур двух противоположных подушек. Максимальное различие расчетных и экспериментальных данных составляет 9,15%. В связи с этим максимальную температуру смазочного слоя t_{max} , полученную расчетным путем при заданной нагрузке F_{oc} на упорный подшипник, следует уменьшить на ~10%. Для этого коэффициент запаса по температуре k_t (отношение критической температуры смазочного слоя к допустимой [6]) следует принять равным 1,1. Из табл. 1 также можно заметить, что с увеличением осевой нагрузки на подшипник F_{oc} , т.е. при уменьшении минимальной толщины h_2 , температурный уровень поверхности подушки и, следовательно, смазочного слоя возрастает.

Таким образом, сравнение экспериментальных и расчетных данных позволяет сделать вывод о том, что разработанное программное приложение «Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» с достаточной степенью точности позволяет получить характеристики упорного подшипника с рабочей поверхностью подушек, профилированных параллельным радиальному межподушечному каналу скосом.

Сравнение экспериментальных и расчетных данных также позволило обоснованно выбрать коэффициенты запаса по толщине h_2 и максимальной температуре t_{max} смазочного слоя, определяющие безопасную эксплуатацию упорного подшипника скольжения.

Список литературы

1. Хадиев М.Б., Соколов Н.В., Серазутдинов М.Н. Описание стенда для изучения динамических характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при переходных процессах//Вестник Казанского технологического университета: Т. 15, №16. 2012. С. 151–153.
2. Хадиев М.Б., Соколов Н.В., Федотов Е.М. Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников, профилированных скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу //Вестник Казанского технологического университета: Т. 16. №14. 2013. С. 96–100.
3. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2013615688. Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника №2013613582.
4. Евгеньев С.С., Шубкин И.М. К расчету осевой газовой силы, действующей на полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо центробежного компрессора//Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2013. №2. Вып. 2. С. 23–26.
5. Евгеньев С.С. Расчет газовых газодинамических сил в центробежных компрессорах. Учеб. пособие. Казань: Изд. КГТУ, 1997. 36 с.
6. Соколов Н.В, Хадиев М.Б. Оптимизация гидродинамических упорных подшипников скольжения с неподвижными подушками//Вестник Казанского технологического университета: Т. 16. №22. Казань: Изд. КНИТУ, 2013. С. 249–254.



ГАЛЕРКИН Ю.Б.

Турбокомпрессоры.

Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части.

М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ». 2010. – 596 с. – С ил.

ISBN 978-5-9902032-1-1

Содержание книги соответствует программе обучения в вузах, но одновременно там представлены новейшие данные о методах расчета и оптимального проектирования турбокомпрессоров, в том числе с применением современных численных методов.

Книга является полноценным фундаментальным трудом, большинство разделов будет полезно специалистам, занимающимся исследованием, проектированием и эксплуатацией турбокомпрессоров.

По вопросу приобретения книги обращаться
в Информационно-издательский центр «КХТ»

info@chemtech.ru

Тел.: (495) 223-66-35



Компрессорная техника и пневматика

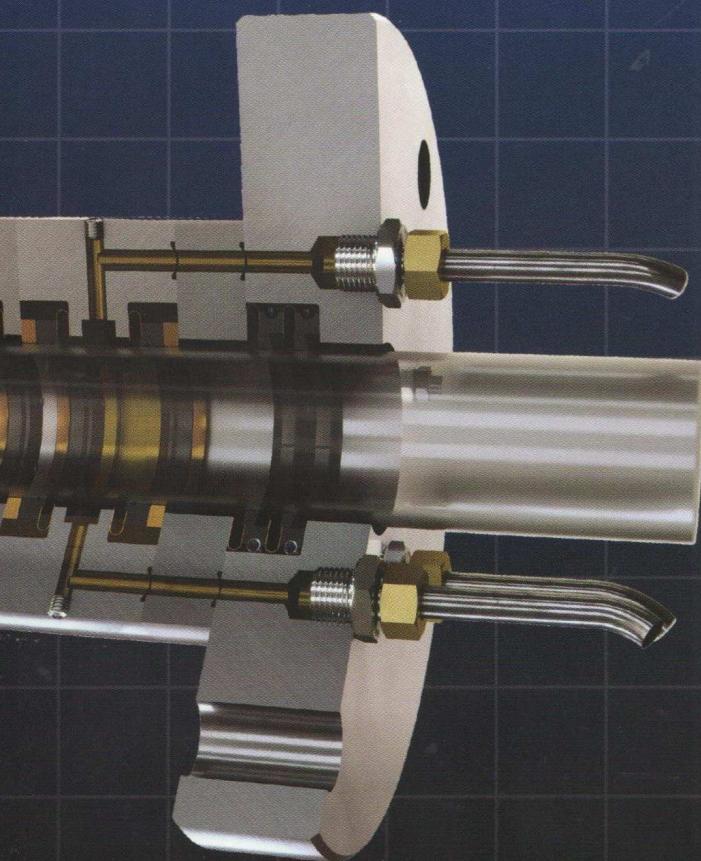


Compressors & Pneumatics

7/ноябрь
2014

Газонепроницаемый сальник

штока компрессора



Нулевая утечка газа

из цилиндра поршневого компрессора

Уникальное решение — сальник XperSEAL — обеспечивает нулевую утечку газа в ходе эксплуатации поршневого компрессора за счет применения масляного затвора.

ООО «ХЁРБИГЕР»

Тел./Факс: +7 495 221 06 78

E-mail: moscow@hoerbiger.com

www.hoerbiger.com


HOERBIGER
because performance counts



Учредители

Ассоциация компрессорщиков
и пневматиков
ООО «Издательство «КХТ»

Издатель

ООО «ИИЦ «КХТ»

Главный редактор

Галеркин Ю.Б., д.т.н., проф.
Yu.B. Galerkin, doctor of Engineering
Science
yuri_galerkin@mail.ru

Зам. главного редактора

Морозова Э.И.
E.I. Morozova
morozova@chemtech.ru

Научный редактор

Крузе А.С.

Редакционная коллегия

Амин Хаджу, д.т.н.

Amin Haghjoo (Germany),
PhD Technology Leader

Бухолдин Ю.С., канд. техн. наук

Bukholidin Yu.S. (Ukraine), cand. of Eng. Sc.

Демихов К.Е., д.т.н., проф.

Demikhov K.E., d-r of Eng. Sc., prof.

Захаренко В.П., д.т.н., проф.

Zakharenko V.P., d-r of Eng. Sc., prof.

Игнатиев Д.К., к.т.н.

D.K. Ignatiev (USA), PhD(Eng)

Кузнеццов Л.Г., д.т.н., проф.

Kuznetsov L.G., d-r of Eng. Sc., prof.

Кулагин В.А., д.т.н., проф.

Kulagin V.A., d-r of Eng. Sc., prof.

Парафинейник В.П., д.т.н., проф.

Parafeiniuk V.P. (Ukraine), d-r of Eng. Sc., prof.

Сальников С.Ю., канд. техн. наук

Salnikov S.Yu., cand. of Eng. Sc.

Сухомлинов И.Я., д.т.н., проф.

Sukhomlinov I.Ya., d-r of Eng. Sc., prof.

Хисамеев И.Г., д.т.н., проф.

Khisameev I.G., d-r of Eng. Sc., prof.

Цыганков А.В., д.т.н., проф.

Tcigankov A.V., d-r of Eng. Sc., prof.

Шайхутдинов А.З., канд. техн. наук

Shaikhutdinov A.Z., cand. of Eng. Sc.

Ян Крысинский, д.т.н., проф.

Ian Krysinski (Poland), D.Sc., PhD, D.h.c.

mult

Ян Кеннет Смит, д.т.н., проф.

Ian Kenneth Smith (UK), B.Sc(Eng), DIC, PhD

Дизайн и компьютерная верстка

Япин О.Ю.

Адрес редакции

107258, Москва,
ул. 1-я Бухвостова, 12/11, корп. 17,
ИИЦ «КХТ»
Для почты: 107061, Москва, п/о 061, а/я 547,
ИИЦ «КХТ»
Тел./факс: (495) 223-66-35
E-mail: info@chemtech.ru
www.compressortech.ru

Журнал входит в перечень ВАК РФ

Юридическую ответственность
за достоверность рекламы
несут рекламируемые.
Полная или частичная перепечатка
материалов допускается только
с письменного разрешения редакции.

© «Компрессорная техника и пневматика», 1991

Сдано в набор 20.9.2014.
Подписано в печать 10.10.2014.
Формат 60x90/8. Печать офсетная.
Усл.-печл. 5,0. Зак. 1395

Отпечатано в ООО «АМА-пресс»,
111116, Москва., Зельев пер., 3

Компрессорная техника и пневматика

Compressors & Pneumatics

7/ноябрь
2014

СОДЕРЖАНИЕ

Механика

Кузнецов Л.Г. ОАО «Компрессор» – производитель оборудования для передовых технологий <i>L.G. Kuznetsov. JSC «Compressor» – manufacturer of equipment for advanced technologies</i>	3
Линднер-Сильвестер Т., Холд К. Сальник для цилиндров поршневых компрессоров, обеспечивающий нулевую утечку газа <i>T. Lindner-Silwester, Ch. Hold. True zero-emission packing for reciprocating compressors</i>	7

Эксплуатация

Соломатин С.Я., Краевский В.Н., Черкащенко А.С. Проактивное обслуживание турбин 103JT аммиачного производства ОПЗ <i>S.Ya.Solomatin, V.N.Kraevskiy, A.S. Cherkaschenko.</i> <i>Proactive maintenance of turbines 103JT of ammonia production of OPZ</i>	14
Микаэлян Э.А., Седов В.В. Определение характеристик газотурбинных газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций и газопровода в условиях эксплуатации <i>E.A. Mikaelyan,Gubkin, V.V. Sedov. Definitions of characteristics of gas-turbine distributing units of stations, gas pipe under operating conditions</i>	20

Расчет и конструирование

Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н. Анализ методов расчета и работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров <i>A.F. Sarmanayeva, T.N.Mustafin, G.N.Chekoushkin. Analytical treatment of design methods and operation of self-acting ring valves of piston compressors</i>	26
--	----

Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Максимов Т.В., Футин В.А. Испытания упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечному каналу скосом в центробежном компрессоре <i>N.V. Sokolov, M.B. Khadiev, T.V. Maksimov, V.A. Futin.</i> <i>Testing of the thrust plain bearing with the skew parallel to the passage between pads in centrifugal compressor</i>	30
--	----

Хапов Д.А., Чистяков А.О., Москалев И.Н. Инженерный расчет факторов сжимаемости газов в области умеренных давлений и температур, удаленных от критических <i>D.A. Khapov, A.O. Chistyakov, I.N. Moskalev. The engineering calculation of the compressibility factors of gases at moderate pressures and temperatures</i>	37
---	----

Андрianов А.В., Сусликов Э.В., Страхов Г.П., Ахметзянов А.М., Харитонов А.П. Осевой электромагнит как элемент системы активного магнитного подвеса <i>A.V. Andrianov, E.V. Suslikov, G.P. Strakhov, A.M. Ahmetzjanov, A.P. Kharitonov.</i> <i>Axial electromagnet as an element of active magnetic suspension system</i>	42
--	----

Выставки, конференции

Конференция по компрессоростроению <i>Conference on compressors engineering</i>	46
--	----

Поздравляем с юбилеем!

Василию Евгеньевичу Евдокимову 75 лет	48
---	----