

# Методика измерения и описание стенда для исследования газодинамики малорасходной центробежной ступени и упорного подшипника скольжения на нестационарных режимах

Н.В. Соколов, И.Р. Сагбиев, М.Б. Хадиев, Т.В. Максимов (ФГБОУ ВО «КНИТУ»),  
А.Т. Лунев (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа, группа ГМС)

В статье описан стенд, представляющий собой одноступенчатый мультипликаторный центробежный компрессор. Стенд предназначен для снятия термогазодинамических характеристик малорасходной ступени с рабочим колесом закрытого типа и для совместного исследования на нестационарных режимах ступени и упорного подшипника скольжения. Представлена имеющаяся система автоматизации, необходимая для снятия и фиксирования параметров стенда. Определены задачи исследований.

**Ключевые слова:** стенд, малорасходная центробежная ступень, закрытое рабочее колесо, упорный подшипник скольжения, динамические характеристики, методика расчетов, система измерения.

## The Measurement Procedure and Description of the Test Stand for Investigation of Gas Dynamics of a Low-flow Centrifugal Stage and a Thrust Plain Bearing in Transient Conditions

N.V. Sokolov, I.R. Sagbiev, M.B. Khadiev, T.V. Maximov (Kazan National Research Technology University),  
A.T. Lunev ((JSC «NIIturbokompressor n.a. V.B. Shnepp», HMS Group)

Test stand representing a one-stage centrifugal compressor is described. The stand is intended for taking thermogasdynamic characteristics of a low-flow stage with the enclosed impeller and for joint study of a stage and a thrust plain bearing in transient operating conditions. The available system of automation necessary for taking and recording the parameters of the stand is presented. Research problems are defined.

**Keywords:** test stand, low-flow centrifugal stage, enclosed impeller, thrust plain bearing, dynamic characteristics, techniques of calculations, system of measurement.

Процессы, происходящие в современных центробежных компрессорах, в настоящее время не могут быть полностью описаны расчетными зависимостями, поскольку теория все еще не позволяет точно определить потери в элементах проточной части и других составных узлах компрессора. Следовательно, теоретические исследования необходимо дополнять результатами экспери-

ментальных исследований, которые позволят получить достоверные эмпирические характеристики и установить взаимосвязь теории и практики.

К подобным исследованиям следует отнести получение значений КПД, напора и мощности малорасходных ступеней центробежных компрессоров. Малорасходные ступени в основном применяются в качестве концевых в мультипликаторных центробежных компрессорах (рис. 1).

В большинстве существующих экспериментальных стендах для исследования центробежных ступеней мощность, затраченная на сжатие газа в рабочем колесе, измеряется косвенно с использованием уравнения теплового баланса

$$\Delta h = \Delta t c_p,$$

где  $\Delta h$  – подведенная к колесу энтальпия;  $\Delta t$  – разность температур;  $c_p$  – теплоемкость.

Однако при малых расходах и числах Маха теплообмен центробежной ступени с окружающей средой становится соизмеримым с затраченной энергией на сжатие газа. В этом случае экспериментально измеренная температура нагнетания компрессора будет отличаться от расчетной, поэтому необходимо применять и другие методы измерения мощности. Например, определять крутящий момент на валу привода с одновременным

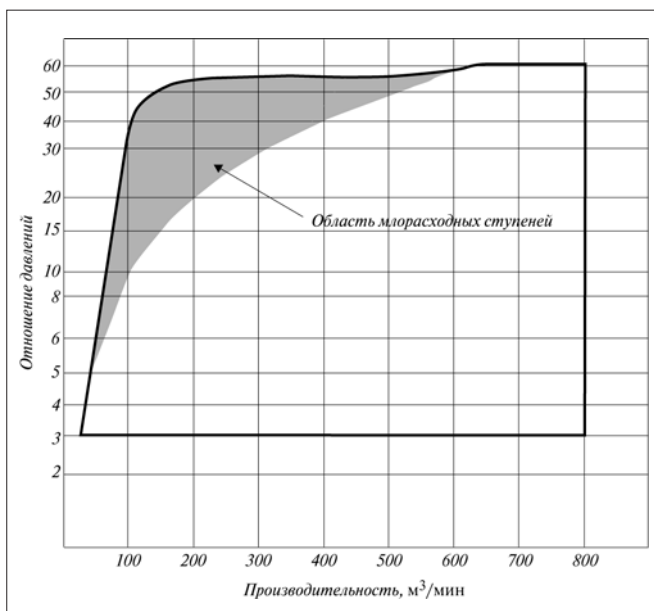


Рис. 1. Рабочая область мультипликаторных компрессоров



Рис. 2. Общий вид стенда

измерением его частоты вращения и с последующим вычетом механических потерь.

Цель другого исследования, которое представляет практический интерес, состоит в получении точных динамических характеристик упорных подшипников скольжения, в том числе их коэффициентов жесткости и демпфирования. Именно эти подшипники при переходных и нестационарных процессах несут на себе динамическую осевую нагрузку, основная причина возникновения которой заключается в изменении газовых сил при изменении частоты вращения ротора, вращающемся срыве или помпаже центробежного компрессора. Сложность таких исследований состоит в необходимости совмест-

ного изучения процессов, происходящих в рабочих колесах и упорных подшипниках скольжения [1]. Анализ отечественной и зарубежной литературы показал недостаточное количество подобных экспериментальных исследований.

Для решения представленных проблем по заказу кафедры «Компрессорные машины и установки» ФГБОУ ВО «КНИТУ» в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», которое входит в машиностроительный холдинг «Группа ГМС», был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 2). Стенд смонтирован в лаборатории кафедры КМУ и предназначен для решения следующих задач:

- определения экспериментальных значений политропного КПД, напора, мощности и построения характеристик малорасходного центробежного компрессора при разных числах Маха и условном коэффициенте расхода; полученные характеристики могут найти применение при расчетах проточной части газоперекачивающих компрессоров;
- определения динамических характеристик смазочного слоя упорного подшипника скольжения, траектории движения ротора компрессора при пуске, останове и нестационарных (помпажных) режимах работы центробежного компрессора. Упорный подшипник скольжения выполнен двухсторонним со скосами по винтовой поверхности неподвижных подушек. Предполагаются испытания также других типов подшипни-

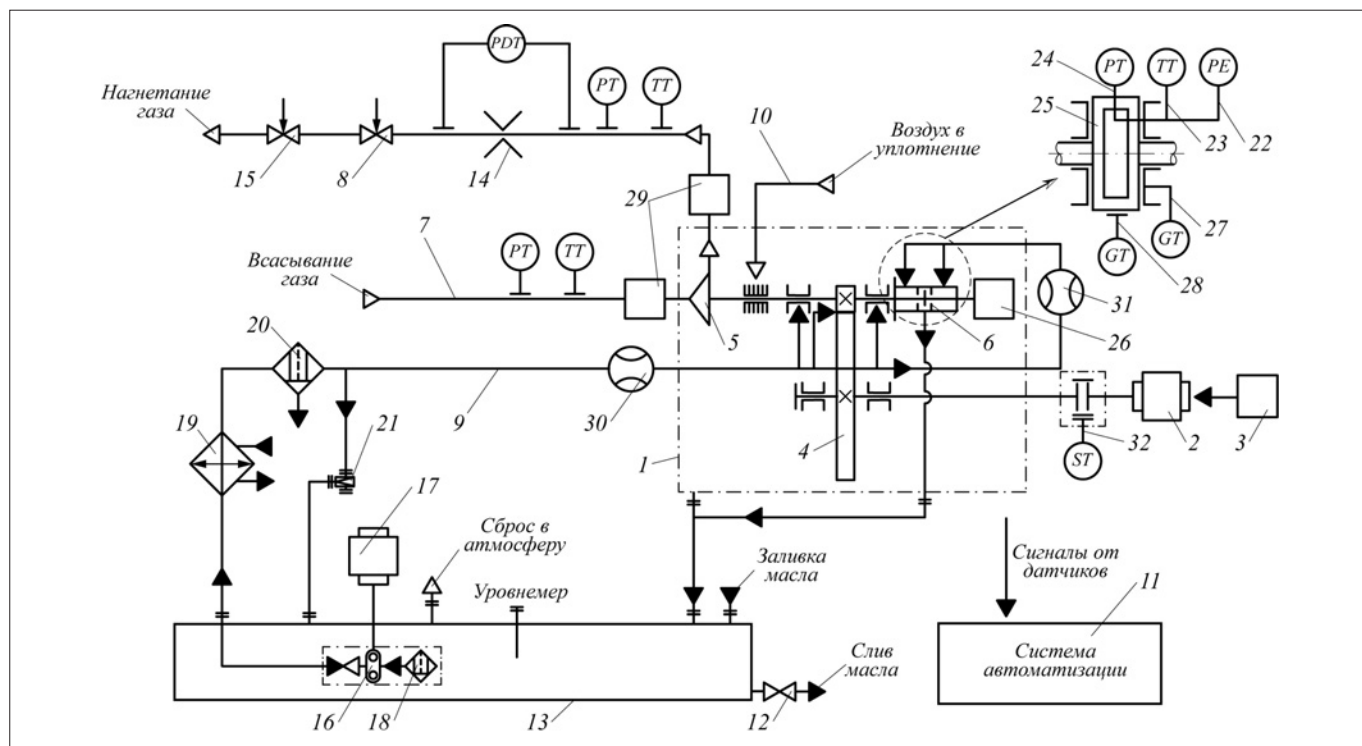


Рис. 3. Принципиальная схема стенда

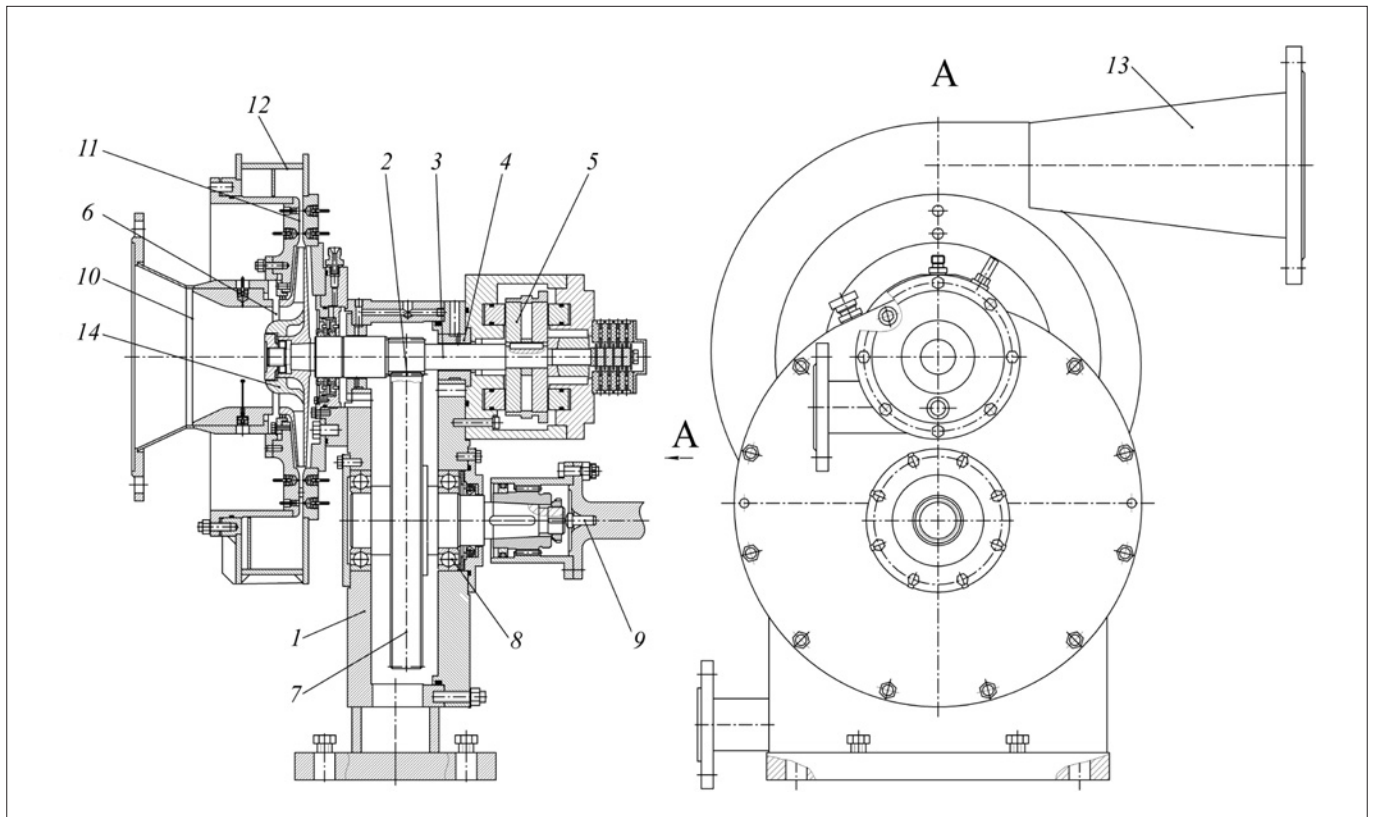


Рис. 4. Центробежный компрессор

ков, как с неподвижными, так и с самоустанавливающимися подушками.

Экспериментальный стенд (рис. 3) включает одноступенчатый мультипликаторный центробежный компрессор 1 для сжатия воздуха, электродвигатель 2, частотный преобразователь 3, опору-мультипликатор 4, малорасходную центробежную ступень 5, узел упорного подшипника 6, газовую систему трубопроводов 7, задвижку 8, систему смазки 9, линию подачи воздуха в щелевое уплотнение 10, систему автоматизации 11, запорную и регулирующую арматуру для регулирования подачи воздуха и масла 12, а также систему энергоснабжения и общую раму-маслобак 13, на которой установлены все составные элементы стенда.

Одноступенчатый мультипликатор 1 (рис. 4) с эвольвентным прямозубым зубчатым зацеплением 2 служит для повышения частоты вращения ступени с передаточным отношением  $i = 8,4209$  [2]. В подшипниках опоры-мультипликатора вращается быстроходный ротор ступени 3, который имеет два опорных четырехклиновых подшипника 4 с неподвижными подушками и один упорный подшипник скольжения 5. Центробежная ступень 6 и упорный подшипник на быстроходном роторе расположены консольно с разных сторон с возможностью съема и разборки. Тихоходный ротор с зубчатым колесом 7

опирается на два шариковых радиальных подшипника 8. В качестве привода стенда используется электродвигатель переменного тока марки АИР250S2 75/3000 номинальной мощностью 75 кВт и регулируемой частотой вращения до 3 000 об/мин. Изменение частоты вращения ротора электродвигателя происходит с помощью частотного преобразователя. Охлаждение ротора электродвигателя – воздушное, принудительное.

Муфта 9 стенда – зубчатая, с консистентной смазкой. Система регулирования частоты вращения ротора электродвигателя и мультипликатор с зубчатым зацеплением позволяют плавно изменять частоту вращения быстроходного ротора до 25 260 об/мин. Проточная часть компрессора состоит из входного конфузора 10 (всасывающая камера), малорасходного рабочего колеса 14, безлопаточного диффузора 11, кольцевой сборной камеры прямоугольного сечения 12, выходного патрубка 13 и нагнетательного трубопровода длиной около 6 м. С целью уменьшения теплообмена проточной части с окружающей средой внешняя стенка компрессора (за исключением нагнетательного трубопровода) покрыта теплоизоляционным материалом.

Экспериментальное рабочее колесо имеет одноярусную решетку профилей. Для исследования газодинамических параметров были изготовлены два рабо-

чих колеса следующих размеров: диаметр входного сечения  $D_0 = 110$  и  $117,6$  мм, диаметр выходного сечения  $D_2 = 240$  мм, ширина канала на выходе  $b_2 = 6$  и  $8$  мм. Число лопаток  $z = 21$ , угол выхода лопаток  $\beta_{2л} = 35^\circ$ , толщина –  $2,4$  мм. Рабочие колеса спроектированы таким образом, что при номинальной частоте вращения электродвигателя  $3\ 000$  об/мин условное число Маха  $M_u = 0,9$ .

Экспериментальный упорный подшипник скольжения – двухсторонний со скосами неподвижных подушек каждой из сторон, выполненными по винтовой поверхности [3]:  $D_1 = 70$  мм,  $D_2 = 115$  мм, угловая протяженность скоса и подушки  $\theta_k = 34,4^\circ$  и  $\theta_n = 41,9^\circ$ , толщина подушки  $H_n = 2,5$  мм, глубина скоса  $\delta_{ск} = 0,07$  мм, суммарный осевой зазор  $h_s = 0,3...0,4$  мм.

Газовая система 7 (см. рис. 3) служит для отвода воздуха из ступени и для создания измерительных участков. На мерном участке газопровода для измерения расхода установлена стандартная диафрагма 14 с отверстием диаметром  $60$  мм. Расход газа через ступень регулируется с помощью задвижки 8 с электроприводом для регулирования характеристики нагнетательной сети. Для изменения объема нагнетательной полости компрессора трубопровод нагнетания всего стенда разделен на две части: первая часть заканчивается полнопроходной задвижкой; вторая часть перед сбросом сжатого воздуха в атмосферу заканчивается ручным дисковым поворотным затвором 15 «Гранвэл». Изменение объема нагнетательной полости производится закрытием задвижки или затвора, что позволяет изменять начало и частоту помпажных колебаний центробежного компрессора при динамических испытаниях упорного подшипника скольжения [4].

Система подачи запорного газа 10 в щелевое графитовое уплотнение компрессора служит для предотвращения попадания масла в центробежную ступень. В качестве запорного газа применяется воздух под избыточным давлением  $0,04...0,05$  МПа.

Смазка подшипников – принудительная, осуществляется из общей рамы-маслобака 13 стенда. Масло – Кп-8С ТУ 38.1011296–90. Масло с помощью шестеренчатого маслососа 16 (производительность –  $40$  л/мин, максимальное избыточное давлением нагнетания –  $0,4$  МПа) с электродвигателем 17 марки ДАТ 160-2200-3,0-IM3081 через приемный фильтр 18 подается для охлаждения в маслоохладитель 19, который представляет собой кожухотрубчатый аппарат горизонтального исполнения с неподвижными трубными досками.

Далее масло поступает в масляный фильтр 20, который предназначен для тонкой фильтрации масла. Он состоит из корпуса, в котором установлены два бумажных фильтрующих элемента Реготмас 664-1-19 ТУ3689-004-26361511–94. Увеличение перепада давления на

фильтре более  $0,09$  МПа свидетельствует о засорении фильтрующих элементов. Перепад давления контролируется установленными на трубопроводах до и после фильтра манометрами класса точности 2,5. Избыточное давление подачи масла в напорном трубопроводе поддерживается равным  $0,14...0,16$  МПа, которое выставляется перепускным клапаном 21 путем сброса части масла в раму-маслобак. Температура  $t_n$  подаваемого масла на разных режимах работы компрессора поддерживается постоянной в пределах  $40...45^\circ\text{C}$  путем изменения расхода воды через маслоохладитель 19. Постоянство температуры подачи масла обеспечивает стабилизацию механических потерь стенда. Расход масла через весь стенд измеряется счетчиком 30, а через узел упорного подшипника – счетчиком 31.

Система автоматизации 11 стенда функционально разделена на три системы:

- систему защиты и управления центробежного компрессора;
- систему измерения термогазодинамических параметров центробежного компрессора;
- систему измерения параметров упорного подшипника скольжения.

Система защиты обеспечивает контроль параметров и аварийный останов при превышении заданных величин. Защита осуществляется по давлению масла в напорном трубопроводе (избыточное давление не менее  $0,07$  МПа), по температуре масла в напорном коллекторе (не более  $45^\circ\text{C}$ ), по температуре в опорных и упорном подшипниках стенда (не более  $110^\circ\text{C}$ ), по вибрации (не более  $75$  мкм) и по превышению частоты вращения быстроходного ротора (не более  $25\ 500$  об/мин).

Система управления реализует работу компрессора в заданных рабочих режимах и переход между ними. Основные параметры режима: частота вращения, температура масла в напорном коллекторе, перепад температур и отношение давлений на ступени, перепад давлений на измерительной диафрагме. Дополнительно реализуется измерение параметров компрессора, зависящих от времени: момент на приводной муфте, угол поворота и ускорение тихоходного ротора. Привязка изменяемых по времени параметров осуществляется к углу поворота тихоходного ротора. Дополнительно регистрируется частота вращения тихоходного ротора датчиком 32. Рабочим режимом компрессора считается его работа в определенной рабочей точке характеристики. Рабочий режим считается установившимся, если в течение  $10$  минут разность температур воздуха на линиях нагнетания и всасывания изменяется не более, чем на  $0,1^\circ\text{C}$ , а температура масла в напорном коллекторе изменяется не более, чем на  $0,5^\circ\text{C}$ . Построение характеристики компрессора обеспечивается автоматическим



регулированием расхода путем дросселирования воздуха на линии нагнетания при поддержании постоянными частоты вращения и температуры масла.

Переход на нестационарный режим осуществляется прикрытием задвижки или затвора и контролируется по колебаниям перепада давления воздуха на диафрагме. При этом задаются максимальное время нахождения в нестационарном режиме, а также скорость на входе и выходе. Режим помпажа считается установившимся при изменении периода помпажных хлопков не более, чем на 10%. Защита по вибрации в осевом направлении заглубляется до заданного значения; при этом заранее проверяется действительный осевой разбег в упорном подшипнике.

Система измерения предусматривает измерение параметров потока воздуха непосредственно на входе в рабочее колесо, в диффузоре и улитке ступени компрессора. Помимо этого, измерения проводятся также по длине нагнетательного трубопровода в 6 сечениях. Измерение давления в диффузоре предусматривает определение аэродинамического следа от лопаток рабочего колеса, что требует высокой частоты опроса датчиков: максимальная частота опроса должна быть не менее 10...20 отсчетов на время изменения сигнала, т.е. порядка 200 кГц. При такой высокой частоте начинают сказываться эффекты, вызванные самим способом измерения давления, которые следует учитывать на этапе калибровки датчиков и вторичных преобразователей.

Система измерения параметров (см. рис. 3) позволяет регистрировать давления (22) в смазочном слое и температуры (23) на неподвижных подушках упорного подшипника, а также сканировать распределение давления масла по окружности 24. Сканирование достигается закреплением датчика давления на вращающемся упорном диске 25 с передачей данных через токосъемник 26, для чего упорный диск выполнен полым для удобства подсоединения датчиков внутри диска. Максимальная частота опроса датчика составит порядка 50 кГц, что потребует компенсации частотной характеристики датчика и подводящего канала.

Измерения температуры на неподвижных подушках проводятся в 6 точках по длине подушки на среднем диаметре подшипника. Для измерений выбрана одна подушка, что позволяет избежать ошибки измерения, связанной с погрешностью изготовления подушек.

Установка датчиков давления на одну подушку не представляется возможным из-за относительно больших размеров датчиков. В связи с этим был применен метод распределения точек замера по подушкам: всего выбрано три точки на разных диаметрах рабочей поверхности подушки подшипника. Датчики давления абсолютные, изгиб мембраны которых регистрируется резистивным

мостом. Они обладают высокой чувствительностью, высокой скоростью реакции и достаточной точностью. В качестве вторичного прибора применены тензостанция и источник стабилизации напряжения. Выполнена индивидуальная калибровка вторичных приборов в комплексе, как статической характеристики, так и частотной зависимости.

Измерение осевого положения упорного диска осуществляется четырьмя вихретоковыми датчиками 27 с генераторами из комплекта измерения вибро смещения ротора. Для построения пространственного положения диска измеряется виброперемещение быстроходного ротора 28 в трех радиальных направлениях непосредственно на диске. Дополнительно для измерения радиального виброперемещения установлен один вихретоковый датчик возле опорного подшипника со стороны рабочего колеса.

Измерения привязываются к единой временной шкале и передаются на систему сбора и обработки экспериментальных данных. Система сбора и обработки представляет набор программ и процедур, написанных для данного стенда, что позволяет адаптироваться к изменению методов и вариантов эксперимента.

Для измерения параметров на трубопроводах компрессора были установлены датчики давления ZET 7112 и термопреобразователи сопротивления ZET 7121 отечественного производителя ZETLab. Все преобразователи и датчики имеют выход на общую шину CAN и единую привязку к шкале времени. Максимальная частота опроса датчиков давления составляет 125 Гц, что является минимально достаточным.

При экспериментальных исследованиях малорасходной ступени измеряют следующие величины: атмосферное давление всасывания  $p_{\text{н}}$ ; полное давление нагнетания  $p_{\text{к}}$ ; температуру торможения на входе в ступень  $T_{\text{н}}^*$ ; момент на приводном валу от электродвигателя  $M_{\text{в}}$ ; массовый  $G$  и объемный  $V_{\text{н}}$  расходы воздуха. Используя эти величины, можно рассчитать условный коэффициент расхода воздуха в начальном сечении и число Маха:

$$\Phi_{\text{н}} = \frac{4V_{\text{вс}}}{\pi D_2^2 u_2}, \quad (1)$$

$$M_{\text{а}} = \frac{u_2}{a}, \quad (2)$$

где  $a = \sqrt{kRT_{\text{н}}^*}$  – скорость звука в воздухе, приведенная к условиям всасывания;  $k = 1,4$  показатель изэнтропии;  $R$  – газовая постоянная воздуха.

Мощность, подведенная к газу в рабочем колесе,

$$N_{\text{вн}} = N - \Delta N_{\text{мех}}, \quad (3)$$



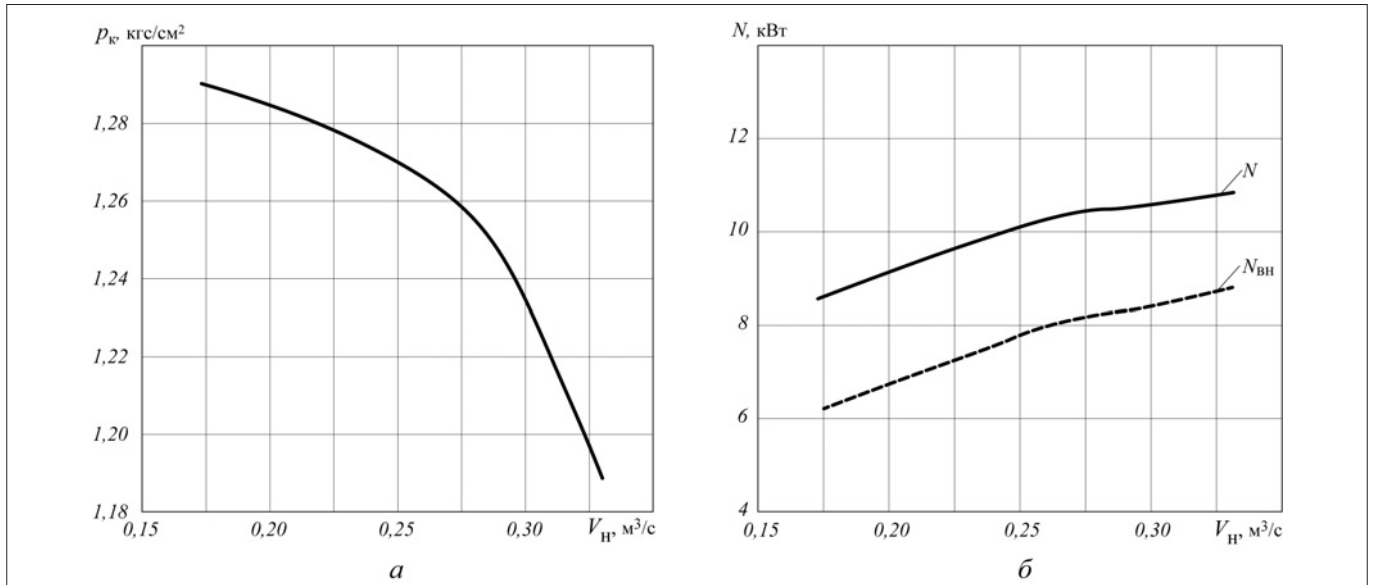


Рис. 5. Зависимости конечного давления  $p_k$  (а), мощности стэнда  $N$  и внутренней мощности ступени  $N_{ВН}$  (б) от объемной производительности  $V_{ВН}$  ( $M_u = 0,55$ ;  $b_2 = 6$  мм)

где  $N = (M_B n) / (30 / \pi 10^3)$  – мощность, потребляемая приводом в целом;  $M_B$  – момент силы;  $n$  – частота вращения (об/мин);  $\Delta N_{мех}$  – мощность, затраченная в механической части стэнда.

Определение механических потерь стэнда является важной расчетной задачей настоящих исследований: чем точнее будут определены потери  $\Delta N_{мех}$ , тем более достоверным будет значение  $N_{ВН}$ . Необходимо определить потери от трех подшипников скольжения, прямозубого зубчатого зацепления, двух подшипников качения, зубчатой муфты при различных частотах вращения ротора и нагрузках стэнда, в том числе при холостом ходе (без рабочего колеса). Расчетные потери мощности на трение в двустороннем упорном подшипнике скольжения на стационарных режимах работы компрессора определяются с помощью программного приложения Sm2Px2T [5]. Полученные данные представляются в виде графической зависимости  $\Delta N_{мех} = f(n, p_k)$ .

После определения механических потерь в центробежном компрессоре на различных режимах работы дальнейший расчет ведется в следующей последовательности:

- удельная работа на сжатие воздуха

$$H = N_{ВН} / G; \quad (4)$$

- внутренний коэффициент напора стэнда по полным параметрам

$$\Psi_i^* = \frac{H}{u_2^2}; \quad (5)$$

- удельная работа

$$H = c_p (T_k^* - T_H^*),$$

откуда находится полная температура нагнетания

$$T_k^* = \left( \frac{H}{c_p} + T_H^* \right); \quad (6)$$

- политропный КПД рабочего колеса

$$\eta_{пол} = \frac{\ln(p_k / p_H)}{\frac{k}{k-1} \ln(T_k^* / T_H^*)}; \quad (7)$$

- политропный коэффициент напора по полным параметрам

$$\Psi_{пол}^* = \eta_{пол} \Psi_i^*. \quad (8)$$

Полученные данные представляются в виде графических зависимостей  $\eta_{пол} = f(\Phi_H; M_u)$  и  $\Psi_{пол}^* = f(\Phi_H; M_u)$ . Эксперименты проводятся таким образом, чтобы охватить требуемый диапазон область применения мало-расходных ступеней (см. рис. 1). Эксперименты будут проведены при числах Маха  $M_u = 0,5; 0,7; 0,8; 0,9$ . Заданное число Маха достигается изменением частоты вращения быстроходного ротора ступени. Изменение режимов работы ступени по расходу осуществляется постепенным закрытием электроздвижки на нагнетании. При каждом заданном  $M_u$  предварительно определяются максимальный расход при полностью открытой

затворе и минимальный расход на границе помпажа. Затем полученный диапазон расхода разделяется при заданном  $M_u$  на пять или более частей. В дальнейшем по расходу газа устанавливаются рабочие режимы на характеристике ступени.

Предварительные экспериментальные данные стенда были получены ранее в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им В.Б. Шнеппа» (рис. 5).

При больших числах Маха и больших нагрузках тепловые потоки в рабочем колесе будут значительны. В связи с этим представляется интересным сравнить значения температуры нагнетания  $T_k^*$ , полученной по представленной методике и непосредственно экспериментальным путем  $T_{k \text{ эксп}}^*$ . В этом случае для сравнения различных характеристик ступени стенда разность температур воздушного потока  $\Delta T$  на всасывании и нагнетании компрессора можно определить с помощью кольца для термопар 29 (см. рис. 3). Незначительное расхождение (до 5%) косвенно будет указывать на достоверность определения механических потерь  $\Delta N_{\text{мех}}$  стенда.

Кроме своего прямого назначения стенд позволяет в режиме заданного расхода обеспечить сжатым воздухом лабораторные установки кафедры КМУ. При этом реализовано два режима управления: непосредственный и программный. В непосредственном режиме управление ведется с местного пульта и ограничено минимальным набором предустановленных параметров, выполнение которых и защита осуществляются без вмешательства оператора. При программном режиме параметры эксперимента вводятся на этапе подготовки. Допускается также вмешательство оператора в выполнение программы.

В настоящее время на стенде проводятся отладочные экспериментальные исследования.

Созданный экспериментальный стенд отвечает требованиям поставленных задач. Полученные экспери-

ментально на натурном компрессоре значения КПД при политропном сжатии и напора по полным параметрам позволят расширить область применения малорасходных ступеней в мультипликаторных центробежных компрессорах, в том числе спроектированных и изготовленных в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им В.Б. Шнеппа» [6]. Сравнение экспериментальных и полученных расчетным путем динамических характеристик упорного подшипника скольжения позволит более точно понять физику протекания нестационарных процессов в гидродинамическом смазочном слое при колебательном воздействии осевых газовых сил центробежного компрессора. Динамические исследования помогут сформировать рекомендации по проектированию упорных подшипников скольжения с неподвижными или самоустанавливающимися подушками, что позволит в итоге увеличить их надежность и долговечность при работе в центробежном компрессоре.

#### Список литературы

1. Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Максимов Т.В., Футин В.А. Испытания упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечному каналу скосом в центробежном компрессоре//Компрессорная техника и пневматика. 2014. №7. С. 30–36.
2. Хадиев М.Б., Максимов Т.В., Соколов Н.В. Выбор конструкции упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками с целью изучения нестационарных характеристик//Вестник Казанского технологического университета. 2011. №18. С. 206–211.
3. Максимов В.А., Хадиев М.Б., Федотов Е.М. Определение гидродинамических и тепловых характеристик упорных подшипников математическим моделированием//Вестник машиностроения. 2004. №6. С. 39–45.
4. Хадиев М.Б., Зиннатуллин Н.Х., Нафиков И.М. Механизм помпажа в центробежных компрессорах//Вестник Казанского технологического университета. 2014. №8. С. 262–266.
5. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2013615688. Sm2Px2T. Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника.
6. Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань: Изд-во «Фэн», 2010. 671 с.