

Исследование теплообмена и оценка его влияния на рабочий процесс роторного компрессора внутреннего сжатия

Ал.Г. Сайфетдинов, Аз.Г. Сайфетдинов, А.А. Райков, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев
(ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»)

Работа посвящена исследованию теплообмена в роторном компрессоре с внутренним сжатием. Представлены результаты проведенных экспериментов. Приведены критериальные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи между газом и стенками на основе экспериментальных данных. Методами математического моделирования выполнен анализ влияния теплообмена на рабочий процесс роторных компрессоров. Представленная методика определения коэффициента теплоотдачи в рабочей полости может быть рекомендована для других типов роторных компрессоров и вакуумных насосов.

Ключевые слова: роторный компрессор, температура газа и стенок, коэффициент теплоотдачи, математическая модель.

Study of heat transfer and evaluation of its impact on the workflow of rotary compressor with internal compression
Al.G. Saifetdinov, Az.G. Saifetdinov, A.A. Raikov, M.S. Khamidullin, I.G. Khisameev

The study is devoted to the investigation of heat exchange in rotary compressor with the internal compression. Results of the experiments carried out have been presented. Criterion equations have been introduced for the calculation of heat-transfer coefficient between the gas and the walls on the basis of experimental data. Influence of the heat exchange on the working process in the rotary compressors has been examined using the methods of mathematical simulation. The presented method for determining the heat transfer coefficient in the working chamber can be recommended for other types of rotary compressors and vacuum pumps.

Keywords: rotary compressor, temperature of the gas and walls, heat transfer coefficient, mathematical model.

Исследуемый в данной работе роторный компрессор внутреннего сжатия (РКВНС), благодаря установке в полости нагнетания двух газораспределительных золотников [1], имеет более эффективный процесс внутреннего сжатия. На его эффективность наряду с организацией рабочего процесса сжатия оказывают влияние условия теплообмена между газом и стенками, протечки через щелевые зазоры и другие факторы, зависящие от режимных параметров. При математическом моделировании рабочего процесса компрессора необходимо учитывать указанные явления. До настоящего времени теплообмен между газом и стенками в математической модели РКВНС не учитывался [2] ввиду отсутствия данных по теплообмену, что снижало достоверность расчета его характеристик.

Процесс теплообмена в машинах объемного действия достаточно глубоко изучен только для поршневых компрессоров. Роторным машинам в этом направлении уделено недостаточно внимания ввиду сложности измерения температур газа и стенок в условиях вращения роторов. Известна работа [3], посвященная экспериментальному определению параметров теплообмена в шестеренчатом компрессоре типа Рутс внешнего сжатия. Однако использование полученных в данной работе зависимостей для математического моделирования рабочего процесса РКВНС неправомерно (или требует дополнительного серьезного обоснования) ввиду различий в конструкции машин и характере протекания процесса сжатия газа. Поэтому изучение параметров теплообмена между рабочим телом и стенками РКВНС, т.е. определение коэффициента теплоотдачи расчетно-

экспериментальным путем, является актуальной задачей. Решение ее позволяет повысить точность расчета характеристик компрессора на этапе проектирования.

Экспериментальное исследование теплообмена проводилось на экспериментальном компрессоре марки КР-6/2,3 [2] с приводом от динамометра постоянного тока, позволяющим плавно изменять частоту вращения ротора и измерять крутящий момент на валу. Изучение теплообмена в рабочей полости компрессора осуществлялось по разработанной ранее методике [4], согласно которой температуры теплообменных поверхностей и газа в рабочей полости компрессора замерялись при помощи изготовленных малоинерционных термопарных датчиков, конструкция которых описана в работе [5]. Схема установки датчиков, показанная на рис. 1, позволяет контролировать все стадии рабочего процесса.

Измерительные сигналы со всех термопарных датчиков, чувствительного элемента давления (ЧЭД) и углового датчика положения роторов выводились на специализированный измерительный комплекс, описанный в работе [4]. Частота опроса датчиков была установлена 20 кГц. Это, например, при частоте вращения роторов $n = 2\,900$ об/мин обеспечивает 414 измерений за один оборот ротора.

Наличие в измерительном комплексе цепи фильтрации и принятие дополнительных мер по уменьшению шумов на аппаратном уровне позволили получить сигнал от измерительных датчиков с относительно малым уровнем помех. Несмотря на это, данные, полученные по каналам измерения, представляли собой смесь низкочастотного информационного сиг-



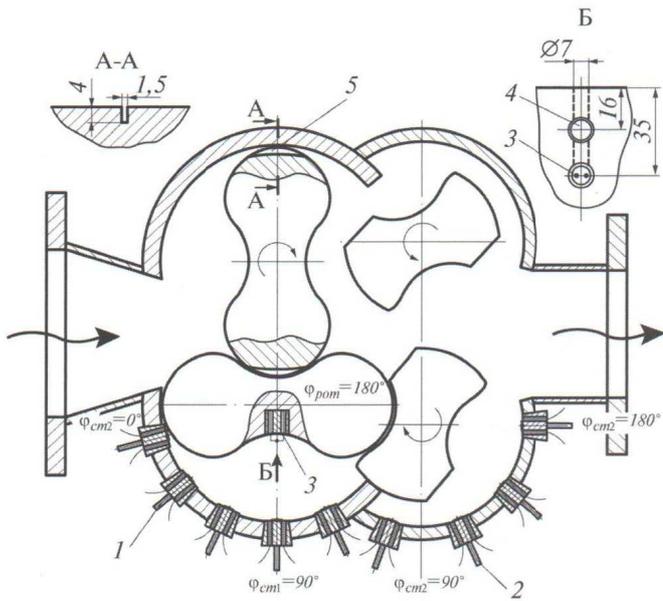


Рис. 1. Расположение датчиков на корпусе и роторе компрессора:
 1 – датчик замера температуры внутренней стенки цилиндра; 2 – датчик замера температуры внутренней стенки полости нагнетания; 3 – датчик замера температуры газа рабочей полости; 4 – чувствительный элемент давления; 5 – расточка

нала и высокочастотных помех (рис. 2). Для снижения уровня помех применялся программный фильтр нижних частот малого порядка без существенных искажений полезного сигнала [5].

Полученные сигналы 2 с датчиков, расположенных на внутренней стенке корпуса компрессора, показали, что ее температура при установившемся режиме работы незначительно колеблется в пределах $0,3^{\circ}\text{C}$. Поэтому в дальнейшем они принимались стационарными. Сигнал 3 с малоинерционного ЧЭД логично отражал характер процессов, протекающих в РКВНС. Поэтому его считали соответствующим действительности и не требующим дополнительной обработки. Пики сигнала 4 от углового отметчика соответствуют положению роторов компрессора на рис. 1.

Регистрируемая датчиком температура газа 1 по характеру изменения не совпадает с изменением давления в рабочей полости 3. Это объясняется тем, что при измерении изменяющейся во времени температуры возникают дополнительные погрешности, обусловленные нестационарностью процесса. Суммарное воздействие различных источников ошибок приводит к тому, что измерительный комплекс показывает не температуру среды t_r , а некоторую отличную от нее температуру – температуру спая $t_{сп}$ [6]. Поэтому одна из основных задач в данной работе заключалась в определении истинной температуры газа в области нахождения датчика t_r по измеренной температуре спая [5]. Для приближенного решения этой задачи была применена элементарная теория тепловой инерции [7].

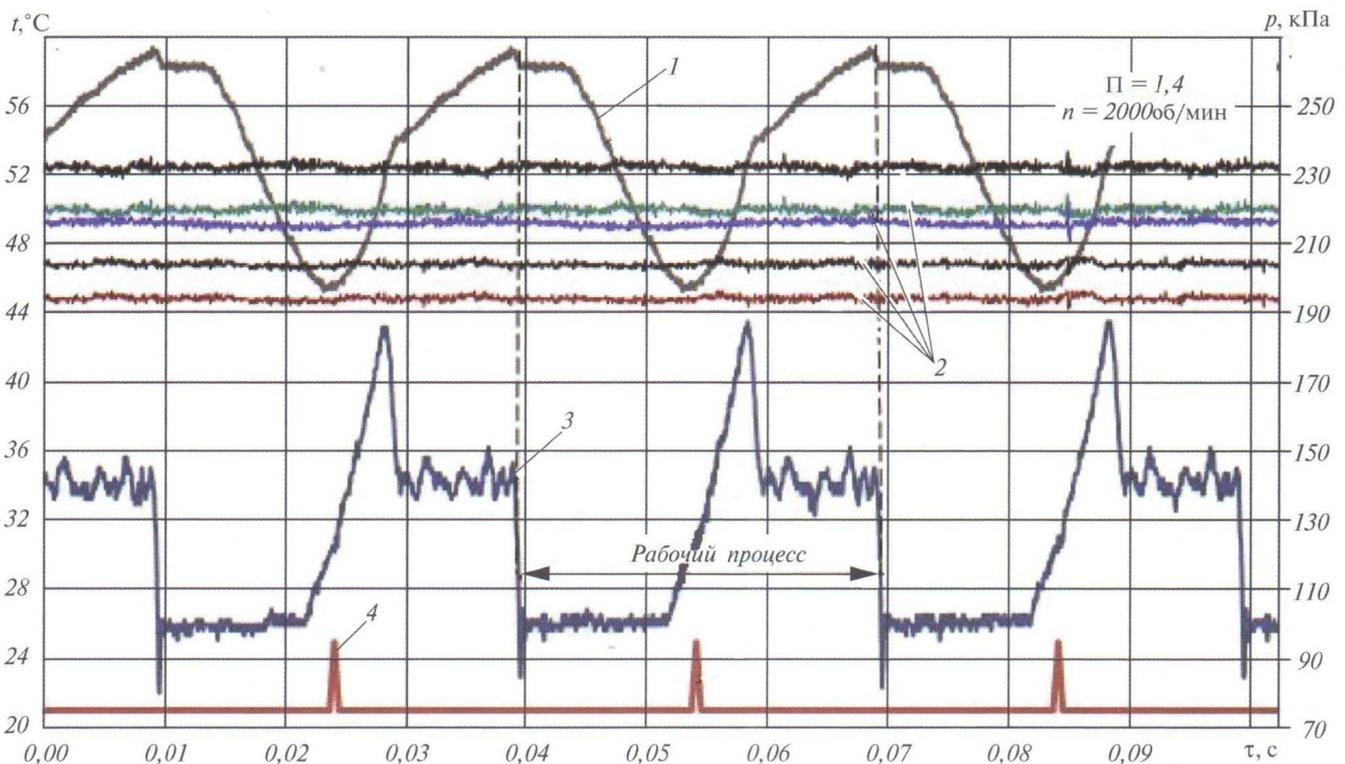


Рис. 2. Графики экспериментальных данных:
 1 – температура спая термопары, расположенной в рабочей полости на вращающемся роторе; 2 – температуры внутренних стенок компрессора; 3 – давление в камере машины; 4 – сигнал от углового отметчика положения роторов

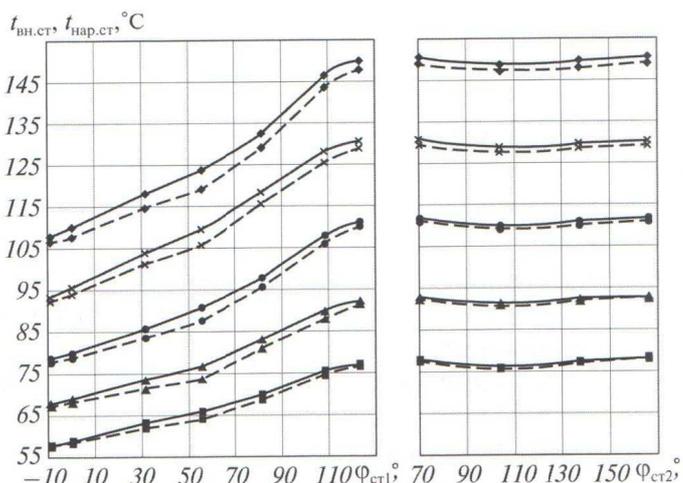


Рис. 3. Зависимость температуры стенок от координаты статора при $n = 2000$ об/мин и разном Π :
 — — $t_{\text{вн.ст}} = f(\varphi_{\text{ст}})$; --- $t_{\text{нар.ст}} = f(\varphi_{\text{ст}})$; ■ — $\Pi = 1,4$; ▲ — $\Pi = 1,5$;
 ● — $\Pi = 1,6$; × — $\Pi = 1,7$; ◆ — $\Pi = 1,8$

Рабочий процесс, протекающий в компрессоре, можно разделить на периоды в зависимости от положения роторов. За начальный момент времени принято положение роторов при $\varphi_{\text{рот}} = 0^\circ$. Разобьем рабочий процесс для рассматриваемого компрессора на следующие стадии:

- период всасывания газа в парную полость ($0^\circ \leq \varphi_{\text{рот}} < 171^\circ$);
- период переноса и внутреннего сжатия газа ($171^\circ \leq \varphi_{\text{рот}} \leq 229^\circ$);
- период нагнетания газа ($229^\circ < \varphi_{\text{рот}} < 360$).

Рассмотрим окончательные результаты измерения температур теплообменных поверхностей и газа в рабочей полости РКВНС, а также проведем их анализ.

На рис. 3 показано распределение температуры внутренней $t_{\text{вн.ст}}$ и наружной $t_{\text{нар.ст}}$ стенок компрессора по угловой координате статоров основной полости ($\varphi_{\text{ст1}}$) и полости нагнетания ($\varphi_{\text{ст2}}$) при частоте вращения ротора $n = 2000$ об/мин.

Анализ данного графика и зависимостей, полученных для других частот вращения ротора [5], показывает, что с повышением отношения давлений Π в компрессоре при постоянной частоте вращения роторов n температура стенок компрессора увеличивается, поскольку растет температура газа. С увеличением n при фиксированном Π температура стенок уменьшается незначительно.

На рис. 4 приведены зависимости температуры газа от угловой координаты ротора $\varphi_{\text{рот}}$.

Характер изменения температуры газа по углу поворота ротора для всех режимов остается одинаковым и соответствует характеру изменения давления в рабочей полости. С увеличением Π при постоянной частоте вра-

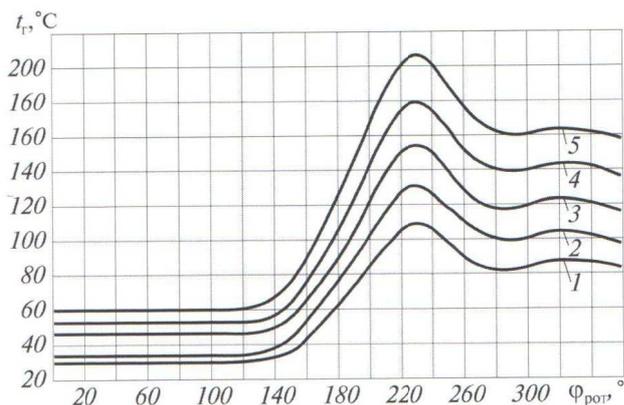


Рис. 4. Зависимость $t_{\text{г}} = f(\varphi_{\text{рот}})$; при $n = 2000$ об/мин и разном Π :
 1 — $\Pi = 1,4$; 2 — $\Pi = 1,5$; 3 — $\Pi = 1,6$; 4 — $\Pi = 1,7$; 5 — $\Pi = 1,8$

щения роторов температура газа возрастает на всех участках рабочего процесса, так как с ростом давления газа возрастает и его температура. Повышенное значение температуры на начальном участке рабочего процесса связано со смешением всасываемого газа с горячим газом, поступающим через щели со стороны нагнетания, и подогревом всасываемого газа о внутреннюю поверхность стенки компрессора, температура которой с ростом Π увеличивается. С ростом частоты вращения роторов при фиксированном значении Π температура газа в рабочей полости уменьшается незначительно.

Величина тепловых потоков определялась по температурному градиенту в поверхности теплообмена. С этой целью вычислялось температурное поле внутри стенки методом элементарных тепловых балансов (метод Ванничева) при известном начальном распределении температур в стенке и граничных условиях первого рода [8]. В качестве граничных условий задавались экспериментальные значения температур внутренней и наружной поверхностей теплообмена как функции от координат статоров.

Для использования результатов в математическом моделировании рабочего процесса вычислялись осредненные по рабочей полости значения коэффициентов теплоотдачи α из совместного решения уравнений Фурье и Ньютона-Рихмана для каждого момента времени [9]:

$$\alpha(\varphi_{\text{рот}}) = \frac{q(\varphi_{\text{рот}})}{t_{\text{г}}(\varphi_{\text{рот}}) - t_{\text{ст}}(\varphi_{\text{рот}})}, \quad (1)$$

где $q(\varphi_{\text{рот}})$; $t_{\text{г}}(\varphi_{\text{рот}})$; $t_{\text{ст}}(\varphi_{\text{рот}})$ — осредненные по рабочей полости значения соответственно теплового потока, температуры газа и температуры поверхности внутренней стенки.

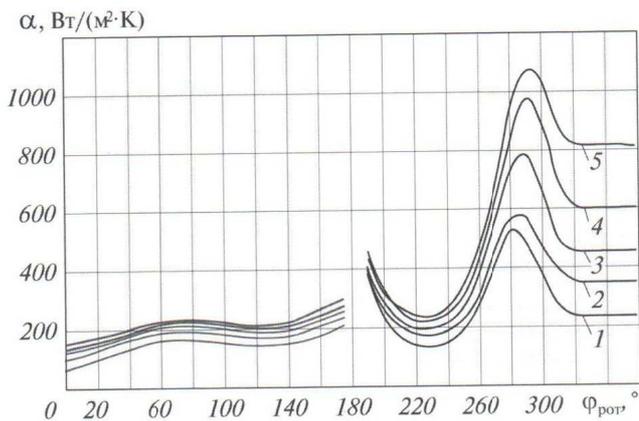


Рис. 5. Зависимость $\alpha = f(\varphi_{\text{рот}})$ при $n = 2000$ об/мин и разном Π :
1 – $\Pi = 1,4$; 2 – $\Pi = 1,5$; 3 – $\Pi = 1,6$; 4 – $\Pi = 1,7$; 5 – $\Pi = 1,8$

Зависимости полученных значений коэффициентов теплоотдачи от угловой координаты ротора показаны на рис. 5.

В период всасывания скорость движения газа в рабочей камере определяется преимущественно скоростью вращения роторов, поэтому значительных колебаний значений α на этом этапе не происходит. С началом процесса сжатия температура газа в рабочей камере начинает расти и в определенный момент ($\varphi_{\text{рот}} \approx 180 \dots 185^\circ$) становится равной температуре внутренней стенки. В этом месте происходит разрыв функции $\alpha = f(\varphi_{\text{рот}})$, так как знаменатель в уравнении (1) становится равным нулю, и значения коэффициента теплоотдачи возрастают по абсолютной величине до максимума и стремятся к бесконечности. В связи с этим в интервале $175^\circ \leq \varphi_{\text{рот}} \leq 190^\circ$ значения α в расчет не принимались.

В периоды сжатия и дальнейшего нагнетания газа характер изменения коэффициента теплоотдачи для стенки цилиндра компрессора соответствует физике протекающих процессов. В процессе сжатия интенсивность обдува стенок цилиндра газом падает и, как это видно из рис. 5, происходит уменьшение α . Минимальная величина коэффициента теплоотдачи соответствует концу процесса внутреннего сжатия и началу процесса нагнетания ($\varphi_{\text{рот}} = 229^\circ$). В момент сообщения рабочей полости с полостью нагнетания газ в камере вновь приходит в движение вследствие выхлопа (при пережатии газа) и вытесняется. Это вызывает увеличение α до некоторого среднего значения. Затем, по мере выравнивания давлений в полости нагнетания скорость газа становится близкой к скорости вращения ротора. Коэффициент теплоотдачи уменьшается и стремится к некоторой постоянной величине.

Результаты исследования теплообмена обобщены в безразмерном виде. Значения коэффициентов тепло-

отдачи в рабочей полости были представлены в виде зависимости $Nu = f(Re)$. Температура и скорость газа, которые оказывают основное влияние на интенсивность теплообмена и определяют величину безразмерных комплексов, для каждого из периодов рабочего процесса имеют свои уровни значений. Объем рабочей камеры также является переменным по ходу рабочего процесса, соответственно будет изменяться и определяющий характерный размер в числах $Re(\varphi_{\text{рот}})$ и $Nu(\varphi_{\text{рот}})$. Таким образом, каждый период рабочего процесса был рассмотрен в отдельности, и для каждого из них получены следующие зависимости:

Всасывание $Nu(\varphi_{\text{рот}}) = 0,015Re(\varphi_{\text{рот}}) + 434,8\Pi - 669,7$

Сжатие $Nu(\varphi_{\text{рот}}) = 0,025Re(\varphi_{\text{рот}}) + 665,1\Pi - 1090,8$

Нагнетание $Nu(\varphi_{\text{рот}}) = 0,025Re(\varphi_{\text{рот}}) + 819,4\Pi - 1319,9$

Основные уравнения, описывающие протекание рабочего процесса в исследуемом компрессоре:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{k-1}{\omega V} \left(\omega \frac{dQ}{d\varphi} + M_{\text{пр}} i_{\text{пр}} - M_{\text{ут}} i - \frac{k}{k-1} \omega p \frac{dV}{d\varphi} \right), \\ \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{(k-1)T}{p\omega V} \left[\omega \frac{dQ}{d\varphi} + \frac{k}{k-1} i \times \right. \\ &\quad \left. \times (M_{\text{пр}} - M_{\text{ут}}) + M_{\text{пр}} (i_{\text{пр}} - i) - \omega p \frac{dV}{d\varphi} \right], \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где p – давление в рабочей полости; T – температура газа в рабочей полости; k – коэффициент адиабаты; ω – угловая скорость вращения ротора; $V(\varphi)$ и $dV/d\varphi$ – объем рабочей полости и скорость его изменения по углу поворота ротора; Q – внешнее подведенное тепло; $M_{\text{пр}}$ – приточки газа в рассматриваемую полость; $M_{\text{ут}}$ – утечки газа из рассматриваемой полости; $(i_{\text{пр}} - i)$ – разница энтальпий притекаемого газа и газа в рассматриваемой полости.

Член уравнения (2) $\omega(dQ/d\varphi)$ учитывает теплообмен в рабочей полости РКВНС и определяется решением уравнения Ньютона–Рихмана.

Для оценки влияния теплообмена между сжимаемым газом и стенками на характеристики РКВНС были проведены расчеты без учета и с учетом теплообмена в математической модели. Результаты расчетов показали, что теплообмен между газом и стенками оказывает существенное влияние на результаты моделирования только на режимах с достаточно высокой температурой нагнетания газа, т. е. при высоком отношении давлений Π .

На рис. 6 приведены результаты расчета коэффициента подачи $\lambda_{\text{км}}$ и адиабатного КПД $\eta_{\text{ад.вн}}$ РКВНС при частоте вращения роторов $n = 2900$ об/мин и разном отношении давлений в компрессоре $\Pi = 1,4 \dots 1,8$.

По расчету без учета теплообмена на данной частоте

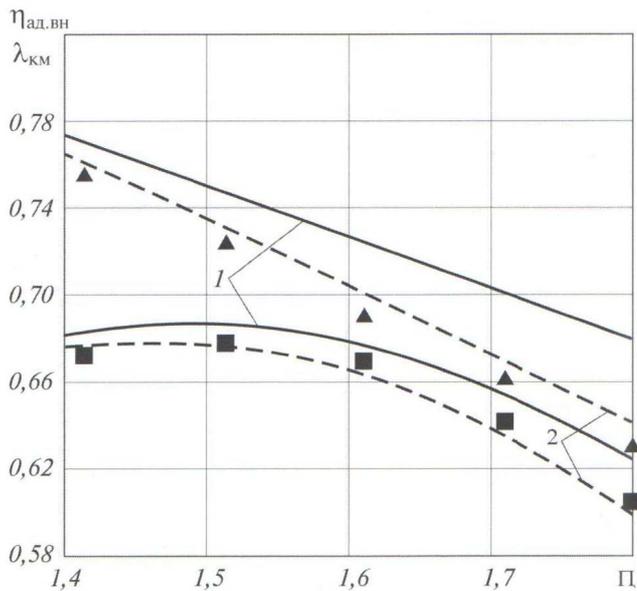


Рис. 6. Влияние учета теплообмена на расчет коэффициента подачи λ_{KM} и адиабатного КПД $\eta_{\text{ад.вн}}$
 1 – расчет при $n = 2\,900$ об/мин по математической модели без учета теплообмена; 2 – то же с учетом теплообмена;
 ▲ – экспериментальные значения λ_{KM} ;
 ■ – экспериментальные значения $\eta_{\text{ад.вн}}$

вращения n получено максимальное расхождение между экспериментальными и расчетными значениями λ_{KM}

порядка 8%, для $\eta_{\text{ад.вн}}$ – 4% на режиме с $\Pi = 1,8$. Расчет показателей компрессора с использованием полученных в данном исследовании уравнений для коэффициента теплоотдачи в рабочей полости дает хорошую сходимость расчетных и экспериментальных значений λ_{KM} и $\eta_{\text{ад.вн}}$.

Список литературы

1. А. с. СССР №1044824 () МКИ F04c 18/14. Роторный компрессор.
2. Хамидуллин М.С. Дис. ... канд. техн. наук. Казань: КХТИ им. С.М. Кирова, 1992. 193 с.
3. Шарпов И.И. Дис. ... канд. техн. наук. Казань: КГТУ, 2009. 146 с.
4. Сайфетдинов А.Г., Кирсанов А.В., Хамидуллин М.С., Хисамеев И.Г. Методика индицирования теплового состояния стенок цилиндра и газа рабочей полости роторного компрессора//Компрессорная техника и пневматика. 2010. №3. С. 37–40.
5. Сайфетдинов А.Г. Дис. ... канд. техн. наук. Казань: КНИТУ, 2013. 188 с.
6. Теория и техника теплофизического эксперимента: Учеб. пособие для вузов/Гортышов Ю. Ф., Дресвянников Ф. Н., Идиатуллин Н. С. и др./Под ред. Щукина В. К. М.: Энергоатомиздат, 1985. 360 с.
7. Ярышев Н.А. Теоретические основы измерения нестационарных температур. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 300 с.
8. Гуйго Э.И. Теоретические основы тепло- и хладотехники. Л.: Изд. ЛГУ, 1976. Ч. 2. 224 с.
9. Сайфетдинов А.Г., Хамидуллин М.С., Хисамеев И.Г. Определение параметров теплообмена в рабочей полости роторного компрессора внутреннего сжатия на основе экспериментальных данных//Вестник КГТУ. 2012. Т.15, №14. С. 100–102.

ХІІ МЕЖДУНАРОДНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ – 2013

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВЫСТАВКИ И КОНФЕРЕНЦИИ

19 - 22 НОЯБРЯ



Генеральные информационные партнеры:
Информационный инструмент
 Технический партнер:
RantMedia



ОРГАНИЗАТОР
 Международный выставочный центр
ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:
 Государственного агентства Украины по управлению государственными корпоративными правами и имуществом Украинской Национальной Компании "Укрстанкоинструмент"



Международный выставочный центр
 Украина, 02660, Киев
 Броварской пр-т, 15
 М "Левобережная"
 ☎ (044) 201-11-65, 201-11-56
 e-mail: lilia@iec-expo.com.ua
 www.iec-expo.com.ua
 www.tech-expo.com.ua