

Результаты исследования теплообмена между газом и стенками в шестеренчатом компрессоре

А.М. Ибраев, И.Г. Хисамеев, И.И. Шарапов

(Казанский государственный технологический университет)

Разработан расчетно-экспериментальный метод для определения коэффициента теплоотдачи между газом и стенками шестеренчатого компрессора. Получены зависимости температуры стенок компрессора и газа от угла поворота ротора. Результаты обобщены в виде критериальных уравнений и аналитических формул.

Ключевые слова: шестеренчатый компрессор, теплообмен, температура, коэффициент теплоотдачи.

Results of research of heat exchange between gas and compressor casing in the roots compressor

A.M. Ibraev, I.G. Khisameev, I.I. Sharapov

The following article presents the results of determination of heat flows and heat transfer factor between gas and walls in external compression roots compressor. The heat flow values are determined by gradient procedure, the temperature pattern inside the compressor wall is calculated by the procedure of elementary balances. The determined values of heat transfer factor are generalized as nondimensional.

Key words: roots compressor, heat exchange, calorific efficiency, gradient method, gas temperature.

Совершенствование конструкций и повышение экономичности компрессоров тесно связано с изучением рабочих процессов, которое в настоящее время проводится преимущественно методами математического моделирования. Получение полной и достоверной картины протекания рабочего процесса требует учета в математической модели компрессора ряда определяющих факторов. Одним из таких факторов является теплообмен между сжимаемой средой и стенками, образующими рабочую полость.

Имеющиеся в литературе данные по теплообмену в основном относятся к поршневым компрессорам и ДВС [1]. Отсутствие работ по теплообмену для роторных машин связано, по-видимому, с конструкцией рабочей полости, в которой измерение температуры газа в течение рабочего процесса затруднено. Поэтому до настоящего времени при моделировании рабочих процессов в роторных компрессорах теплообмен либо не учитывали, либо оценивали, сопоставляя с результатами экспериментальных или теоретических исследований теплообмена между газом и стенками в поршневых компрессорах [2]. Однако такой подход нельзя признать корректным, так как данные по теплообмену могут быть использованы только в случаях, когда сопоставляют поршневые машины, близкие по конструкции и размерам.

Был разработан расчетно-экспериментальный метод для определения коэффициента теплоотдачи между газом и стенками компрессора, основанный на градиентном методе нахождения тепловых потоков [3, 4]. Тепловые потоки определяли по температурному градиенту в стенке компрессора на поверхности теплообмена. Температурное поле внутри стенки определяли

при помощи метода элементарных тепловых балансов при известном начальном распределении температур в стенке и граничных условиях первого рода. Значения мгновенных температур газа и теплообменных поверхностей корпуса компрессора определяли экспериментальным путем [5].

Для использования полученных результатов в математической модели рабочего процесса компрессора необходимы осредненные по рабочей полости значения тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи для каждого момента времени.

Осредненную по рабочей полости плотность теплового потока $\bar{q}(\varphi_p)$ определяли по уравнению

$$\bar{q}(\varphi_p) = \frac{\lambda}{\Delta r} [\bar{t}_{i,j=0,k}(\varphi_p) - \bar{t}_{i,j=1,k+1}(\varphi_p)], \quad (1)$$

где φ_p – угловая координата ротора; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки; Δr – толщина элементарного слоя в стенке согласно схеме разбиения на элементарные площадки (рис.1); $\bar{t}_{i,j=0,k}(\varphi_p)$ – ос-

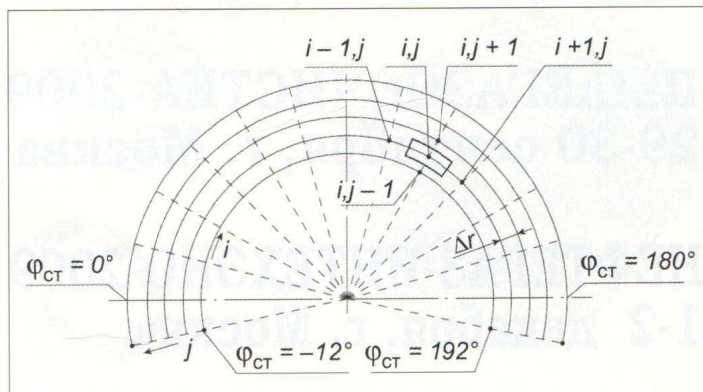


Рис. 1. Схема разбиения корпуса на элементарные объемы

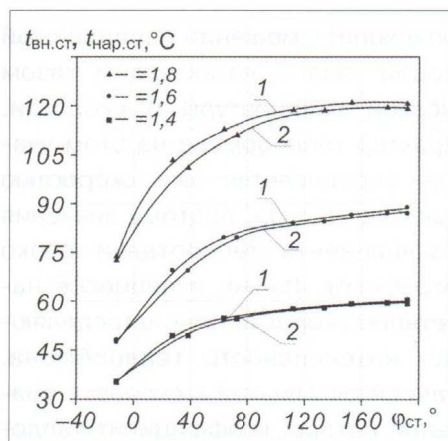


Рис. 2. Зависимости температуры внутренней (1) и наружной (2) стенок от угловой координаты статора при $n = 2100$ об/мин и $\Pi = 1,4...1,8$

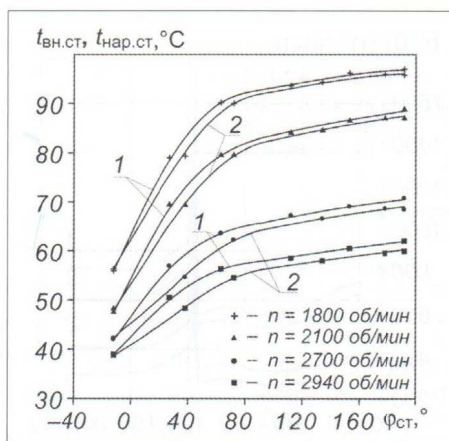


Рис. 3. Зависимости температуры внутренней (1) и наружной (2) стенок от угловой координаты статора при $\Pi = 1,6$ и $n = 1800...2940$ об/мин

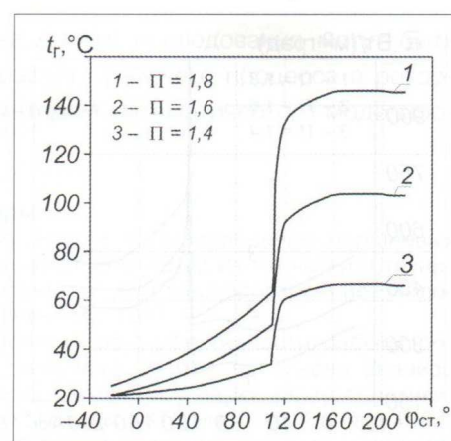


Рис. 4. Зависимость температуры газа от угловой координаты ротора при $n = 2100$ об/мин и $\Pi = 1,4...1,8$

редненная по рабочей полости температура внутренней стенки компрессора; $\bar{t}_{i,j=1,k+1}(\varphi_p)$ – осредненная по рабочей полости температура слоя, следующего за внутренней поверхностью стенки; i, j – координаты элементарных площадей по угловой координате статора $\varphi_{ст}$ и по толщине стенки соответственно; k – координата шага во времени при расчете температурного поля внутри стенки по методу элементарных тепловых балансов.

Температуры $\bar{t}_{i,j=0,k}(\varphi_p)$ и $\bar{t}_{i,j=1,k+1}(\varphi_p)$ находили соответственно осреднением температуры внутренней стенки $t_{вн.ст}(\varphi_{ст}) = t_{i,j=0,k}$, полученной экспериментально, и температуры следующего за внутренней поверхностью стенки слоя $t_{i,j=1,k+1}$, полученной расчетом по методу элементарных тепловых балансов при измеренной температуре наружной стенки $t_{нар.ст}(\varphi_{ст})$. Осреднение проводили по переменной φ_p теплообменной поверхности статора, образующей рабочую полость.

Коэффициент теплоотдачи, осредненный по рабочей полости, определяли по уравнению

$$\bar{\alpha}(\varphi_p) = \frac{\bar{q}(\varphi_p)}{t_{г}(\varphi_p) - t_{i,j=0,k}(\varphi_p)}, \quad (2)$$

где $t_{г}(\varphi_{ст})$ – осредненная по рабочей полости температура газа.

В ходе обработки результатов эксперимента исследованы и учтены методические погрешности, возникающие при реализации примененной методики определения коэффициентов теплоотдачи. Для учета погрешностей в работе была выполнена цифровая частотная обработка сигнала, получаемого при эксперименте, с целью избавления от сетевых наводок и других нерабочих составляющих сигнала [6]. Учет влияния на измеряемую температуру газовых струй через щелевые зазо-

ры из соседних рабочих камер выполнен с использованием теории свободных газовых струй Абрамовича [7]. Расчетным путем были также учтены инерционность термопар при измерении нестационарной температуры и влияние таких факторов, как теплопроводность термопар и их теплообмен с окружающей средой излучением [8].

Результатами проведенного исследования теплообмена между газом и стенками стали полученные расчетно-экспериментальным путем значения температур внутренней и наружной стенки компрессора, значения нестационарных температур газа, значения коэффициентов теплоотдачи между газом и стенками на различных режимах работы.

На рис. 2, 3 приведены зависимости температур внутренней и наружной стенок от угловой координаты статора, на рис. 4, 5 изображены зависимости от угловой координаты ротора осредненной по рабочей полости температуры газа. Из рисунков видно, что при увеличении степени сжатия Π при неизменной частоте вращения роторов n температура стенок растет, поскольку с возрастанием давления нагнетания увеличивается и температура газа в рабочей полости. С увеличением частоты вращения роторов n при постоянном Π

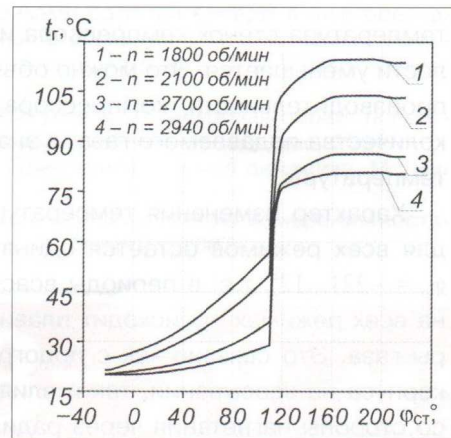


Рис. 5. Зависимость температуры газа от угловой координаты ротора при $\Pi = 1,6$ и $n = 1800...2940$ об/мин

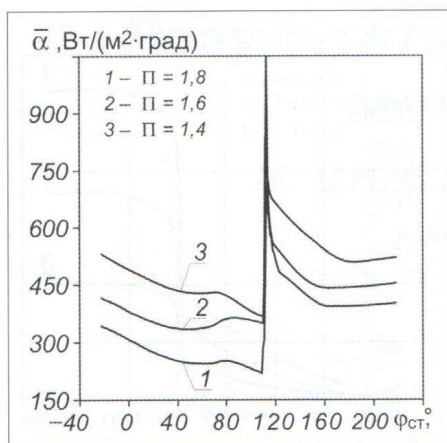


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи от угловой координаты ротора при $n = 2100$ об/мин и $\Pi = 1,4 \dots 1,8$

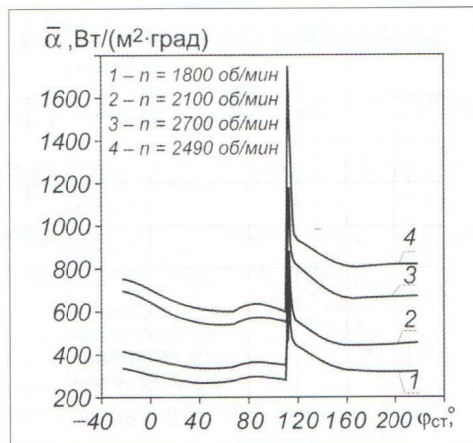


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи от угловой координаты ротора при $\Pi = 1,6$ и $n = 1800 \dots 2940$ об/мин

температура стенок компрессора и газа в рабочей полости уменьшается. Это можно объяснить увеличением производительности компрессора, т.е. увеличением количества подаваемого газа, а значит, снижением его температуры.

Характер изменения температуры газа во времени для всех режимов остается одинаковым. На участках $\varphi_p = -221 \dots 12^\circ$, т.е. в периоды всасывания и переноса, на всех режимах происходит плавный рост температуры газа. Это связано как с подогревом газа о стенки корпуса на всасывании, так и влиянием протечек газа со стороны нагнетания через радиальные, торцовые и профильные зазоры. Далее, с раскрытием рабочей камеры ($\varphi_p = 112 \dots 16^\circ$) происходит резкий рост температуры газа в рабочей полости из-за натекания газа высокого давления. В процессе нагнетания изменения температуры не происходит, за исключением небольшого участка процесса вначале, соответствующего по времени $\varphi_p \approx 200^\circ$. Здесь наблюдается незначительное уменьшение температуры газа, связанное с присоединением к рабочей полости рабочей камеры второго ротора, где процессы идут со смещением в 90° по угловой координате.

Зависимости значения коэффициентов теплоотдачи, также осредненных по объему рабочей камеры, от угловой координаты ротора, показаны на рис. 6, 7. Характер изменения коэффициентов теплоотдачи определяется, главным образом, характером изменения температуры и скорости газа в рабочей камере.

На участке всасывания и переноса скорость движения газа в рабочей камере и ее влияние на теплообмен между газом и стенками определяется частотой вращения роторов, поэтому значительных колебаний коэффициента теплоотдачи на этом этапе не происходит. С началом раскрытия рабочей полости

происходит смешение переносимой порции газа с натекающим газом высокой температуры и скорости. Характер теплообмена на этом участке определяется уже скоростью втекающего газа, поэтому значения коэффициента теплоотдачи резко возрастают. Далее, в процессе нагнетания скорость газа, определяющая интенсивность теплообмена, становится близкой к скорости вращения ротора, коэффициент теплоотдачи продолжает плавно убывать и стремится к некоторому постоянному значению. Значение коэффициента теплоотдачи возрастает с увеличением частоты вращения роторов

и степени сжатия, так как с увеличением этих режимных параметров возрастают скорость и температура газа, определяющие теплообмен.

Сравнительный анализ показал, что значения коэффициентов теплоотдачи в шестеренчатом компрессоре достаточно хорошо согласуются с данными поршневых компрессоров, относящихся также к классу объемных машин, при условии, что сравнение производят при режимах, близких по температурному уровню и уровню скорости рабочих органов (поршни, роторы) [1].

Результаты исследования теплообмена были обобщены в безразмерных комплексах в виде зависимостей $Nu(\varphi_p) = f[Re(\varphi_p)]$ и получены формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи для различных режимов и этапов рабочего процесса.

Анализ показал, что результаты всех рассматриваемых режимов для периодов всасывания, переноса и нагнетания могут быть описаны линейным уравнением вида $Nu(\varphi_p) = BRe(\varphi_p) + A$. При вычислении чисел подобия в качестве определяющего размера принимали диаметр шара, равновеликого по объему рабочей полости. В качестве определяющей скорости принимали скорость воздуха, равную линейной скорости в центре рабочей полости.

Для периодов всасывания, переноса изолированной рабочей полости и нагнетания можно рекомендовать следующее уравнение для определения коэффициента теплоотдачи

$$Nu(\varphi_p) = BRe(\varphi_p) + A_1\Pi + A_2; \quad (3)$$

где для периодов всасывания и переноса $B = 0,0322 - 0,0442\Pi + 0,0206\Pi^2$; для периода нагнетания $B = 0,0256$ (при $\Pi = 1,4 \dots 1,6$), $B = 0,0341$ (при $\Pi = 1,6 \dots 2,0$); коэффициенты A_1 и A_2 :

для периода всасывания и переноса

Π	A_1	A_2
1,4...1,6	$-1,40878 \cdot 10^5 \Pi + 2,38895 \cdot 10^6$	$990432 \Pi - 1,67893 \cdot 10^6$
1,6...1,8	$-38670 \Pi + 196768$	$27910 \Pi - 138895$
1,8...2,0	$540205 \Pi + 845207$	$-376417 \Pi + 588894$

для периода нагнетания

1,4...1,6	$-373621 \Pi + 602073$	$259524 \Pi - 418204$
1,6...2,0	$-322190 + 329323 \Pi - 78299 \Pi^2$	$223279 - 228612 \Pi + 54505,6 \Pi^2$

Период раскрытия рабочей ячейки занимает незначительную долю всего рабочего процесса. На теплообмен на этом участке влияет главным образом скорость движения воздуха, истекающего из полости нагнетания под действием перепада давления. Физика процесса на этом участке рабочего процесса сложна. Выбрать определяющую скорость при обобщении полученных данных в безразмерных комплексах без ущерба для отражения физики процесса теплообмена затруднительно. Поэтому было решено ограничиться эмпирической зависимостью при обобщении данных по коэффициентам теплоотдачи. При обобщении данных принимали средние значения коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ в каждом из режимов. Теплообмен на этом участке рабочего процесса может быть описан следующим уравнением

$$\bar{\alpha} = 836,451 \Pi + 0,518n - 1734,75. \quad (4)$$

Результаты проведенного исследования могут быть использованы при расчете рабочего процесса в роторных компрессорах методом математического моделирования.

Список литературы

1. *Пластилин П.И.* Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ//Итоги науки и техники. Серия насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. М.: 1981.
2. *Ибраев А.М.* Повышение эффективности работы роторных нагнетателей внешнего сжатия на основе анализа влияния геометрических параметров на их характеристики. Дис. ... канд. техн. наук. Казань: КХТИ им. С.М. Кирова, 1987.
3. *Теория и техника теплофизического эксперимента.* Учеб. пособие для вузов/ Гортышов Ю.Ф., Дресвянников Ф.Н., Идиатуллин Н.С. и др. М.: Энергоатомиздат, 1985.
4. *Теоретические основы тепло-и хладотехники.* ч.II. Теплообмен. Учеб. пособие/Под ред. проф. Э.И. Гуйго.: Л., Изд. Ленингр. ун-та, 1976.
5. *Шарапов И.И., Ибраев А.М.* Исследование теплообмена между газом и стенками рабочей камеры в шестеренчатом компрессоре внешнего сжатия //Тр. XIV Межд. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Т. I. Казань: Слово, 2007.
6. *Айфичер Э.С., Джервис Б.У.* Цифровая обработка сигналов. Практический подход. М: Изд-во Вильямс, 2004.
7. *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1969.
8. *Ярышев Н.А.* Теоретические основы измерения нестационарных температур. Л.: Энергия, 1967.



28-29 МАЯ

**АСТРАХАНЬ
НЕФТЬ И ГАЗ. ЭНЕРГО**

ВЫСТАВОЧНЫЙ ПРОЕКТ

Место проведения:
г. Астрахань, Дворец спорта, ул. Победы, 16/55



НЕФТЬ. ГАЗ. ХИМИЯ-2009

12-АЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА



ЭНЕРГО. ЭЛЕКТРО. РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ-2009

12-АЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА



ПРОМЫШЛЕННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ-2009

2-АЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА

Выставочная фирма "Парад-Экспо"

Тел./факс: (8512) 616-773, 616-774

parad@astranet.ru, www.parad-expo.ru

Парад-Экспо