

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООБМЕНА В РАБОЧЕЙ ПОЛОСТИ РОТОРНОГО КОМПРЕССОРА ВНУТРЕННЕГО СЖАТИЯ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Ключевые слова: Роторный компрессор внутреннего сжатия, тепловой поток, коэффициент теплоотдачи, математическая модель.

Работа посвящена определению мгновенных величин тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи в рабочей камере роторного компрессора с внутренним сжатием на основе экспериментальных значений температур стенок и газа.

Keys words: Rotary compressor of internal compression, heat flow, heat transfer coefficient, a mathematical model.

The work is devoted to defining the instantaneous values of heat flow and heat transfer coefficients in the working chamber of the rotary compressor with internal compression based on the experimental values of wall temperatures and gas.

Мгновенные величины тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи в рабочей полости роторного компрессора внутреннего сжатия (РКВнС), полученные экспериментальным путем [1], являются важными параметрами, позволяющими повысить точность математической модели данного компрессора и уменьшить расхождение между расчетными и экспериментальными значениями его характеристик.

Величины тепловых потоков в РКВнС определялись по температурному градиенту в поверхности теплообмена. С этой целью вычислялось температурное поле внутри стенки методом элементарных тепловых балансов (метод Ваничева) при известном начальном распределении температур в стенке и граничных условиях первого рода [2]. В качестве граничных условий задавались экспериментальные значения температур внутренней и наружной поверхностей теплообмена как функции от координат статоров, представленные в работе [3].

Для расчета температурного поля внутри стенки корпус компрессора разбивался на элементарные площадки (рис.1), из теплового баланса которых находилась температура в узлах расчетной сетки в последующие промежутки времени.

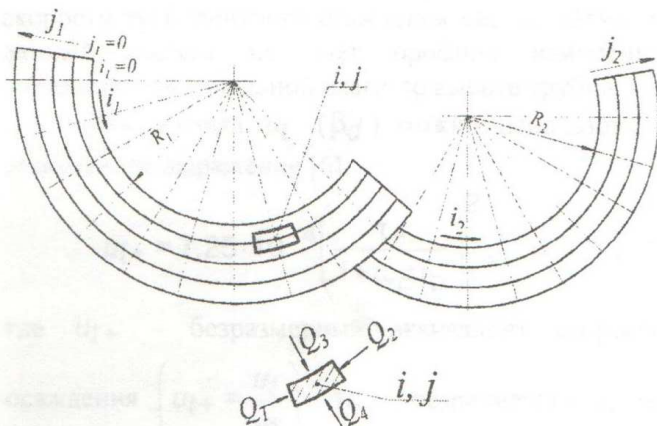


Рис. 1 - Расчетная схема разбивки корпуса компрессора

Результаты измерений показали, что температура по ширине стенки компрессора практически не меняется, поэтому задача решалась в двумерной постановке.

Определение тепловых потоков $Q_1...Q_4$ производилось по уравнению Фурье. Таким образом, после преобразований, из теплового баланса элементарной площадки определялась температура в любой точке внутри корпуса РКВнС для следующего момента времени τ_{k+1} :

$$t_{i,j,k+1} = C_0 \cdot t_{i,j,k} + C_1 \cdot t_{i-1,j,k} + C_2 \cdot t_{i+1,j,k} + C_3 \cdot t_{i,j+1,k} + C_4 \cdot t_{i,j-1,k}, \quad (1)$$

где C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 — коэффициенты, зависящие от физических свойств стенки, геометрических параметров разбиения и элементарного промежутка времени для рассматриваемой задачи $\Delta\tau = \tau_{k+1} - \tau_k$.

На основании полученного температурного поля внутри расчетной сетки определялись локальные значения плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи в момент времени τ_{k+1} .

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

$$\bar{\alpha}(\varphi_{\text{рот}}) = \frac{\bar{q}(\varphi_{\text{рот}})}{\bar{t}_g(\varphi_{\text{рот}}) - \bar{t}_{i,0,k}(\varphi_{\text{рот}})}, \quad (2)$$

где $\bar{q}(\varphi_{\text{рот}})$, $\bar{t}_g(\varphi_{\text{рот}})$ и $\bar{t}_{i,0,k}(\varphi_{\text{рот}})$ — осредненные по рабочей полости значения теплового потока, температуры газа и температуры поверхности внутренней стенки.

Зависимости осредненных по объему рабочей полости значений коэффициентов теплоотдачи от угловой координаты ротора показаны на рис. 2 и 3.

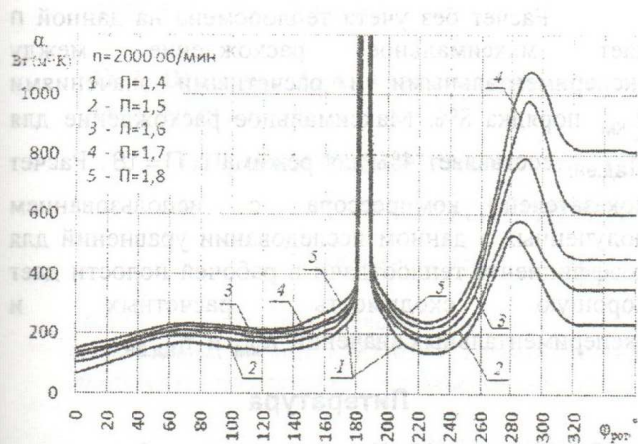


Рис. 2 - Зависимость $\alpha = f(\varphi_{\text{рот}})$ при $P = 1,4 \div 1,8$ и $n = 2000$ об/мин

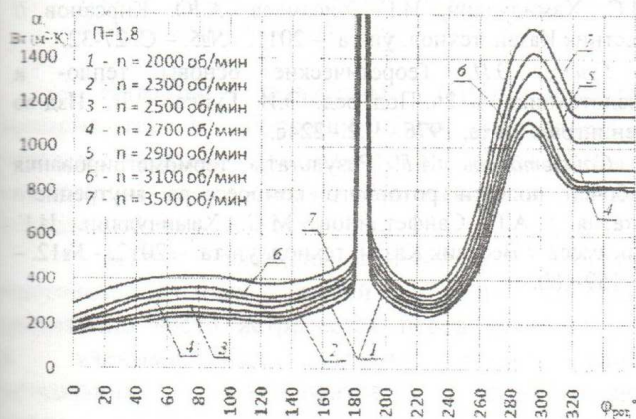


Рис. 3 - Зависимость $\alpha = f(\varphi_{\text{рот}})$ при $P = 1,8$ и $n = 2000 \div 3500$ об/мин

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 ($\varphi_{\text{рот}} \approx 180 \div 185^\circ$) становится равной температуре внутренней стенки. В этом месте происходит разрыв функции $\alpha = f(\varphi_{\text{рот}})$, так как знаменатель в уравнении 2 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 брались.

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 графиков, происходит уменьшение значения 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 значения α до некоторого среднего значения. Затем, по мере выравнивания

давлений в полости нагнетания скорость газа становится близкой к скорости вращения ротора. Коэффициент теплоотдачи уменьшается, стремится к некоторой постоянной величине.

Результаты исследования теплообмена обобщены в критериальном виде. Значения коэффициентов теплоотдачи 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 так же является переменным по ходу рабочего процесса, соответственно будет изменяться и определяющий характерный размер в числах Re и Nu . Таким образом, представлялось затруднительным получить единое уравнение, достоверно описывающее закономерности теплообмена на протяжении всего рабочего процесса. Целесообразно было рассмотреть каждый период рабочего процесса в отдельности и получить уравнения для каждого из них.

Анализ показал, что кривые всех рассматриваемых периодов могут быть описаны линейным уравнением вида $Nu(\varphi_{\text{рот}}) = B \cdot Re(\varphi_{\text{рот}}) + A$. Значения коэффициентов A и B сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Период рабочего процесса	B	A
Всасывание	$B = 0,0179 \cdot P - 0,0124$	$A = -240,19 \cdot P + 20,385 \cdot w + 160,1$
Сжатие	$B = 0,2862 - 0,0569 \cdot P - 0,01 \cdot w$	$A = 2694,9 \cdot P + 170,8 \cdot w + 3890$
Нагнетание	$B = 7,247 \cdot P^2 - 20,507 \cdot P + 14,645$ (при $P = 1,4 \div 1,6$) $B = 11,53 \cdot P^2 - 40,18 \cdot P + 35,17$ (при $P = 1,6 \div 1,8$)	$A = 1094,6 - 444,18 \cdot w$

Основными уравнениями, описывающими протекание рабочего процесса в исследуемом компрессоре, являются следующие зависимости:

$$\begin{cases} \frac{dP}{d\varphi} = \frac{k-1}{\omega \cdot V} \cdot \left(\omega \cdot \frac{dQ}{d\varphi} + M_{np} \cdot i_{np} - M_{ym} \cdot i_{ym} - \frac{k}{k-1} \cdot \omega \cdot P \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right), \\ \frac{dT}{d\varphi} = \frac{(k-1) \cdot T}{P \cdot \omega \cdot V} \cdot \left(\omega \cdot \frac{dQ}{d\varphi} + \frac{k}{k-1} \cdot i \cdot (M_{np} - M_{ym}) + M_{np} \cdot (i_{np} - i) - \omega \cdot P \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right), \end{cases} \quad (3)$$

Членом, учитывающим теплообмен в рабочей полости РКВНС, является $\omega \cdot \frac{dQ}{d\varphi}$, который определяется решением уравнения Ньютона-Рихмана.

Для оценки влияния теплообмена между сжимаемым газом и стенками на характеристики РКВНС были проведены расчеты без учета, а также 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 высоких отношениях давлений Π .

На рис. 4 приведены результаты расчета коэффициента подачи $\lambda_{\text{км}}$ и адиабатного КПД $\eta_{\text{ад.вн.}}$ РКВНС с учетом теплообмена в рабочей полости, а также без учета теплообмена при частоте вращения роторов $n = 2900$ об/мин и различных отношениях давлений в компрессоре $\Pi = 1,4 \div 1,8$.

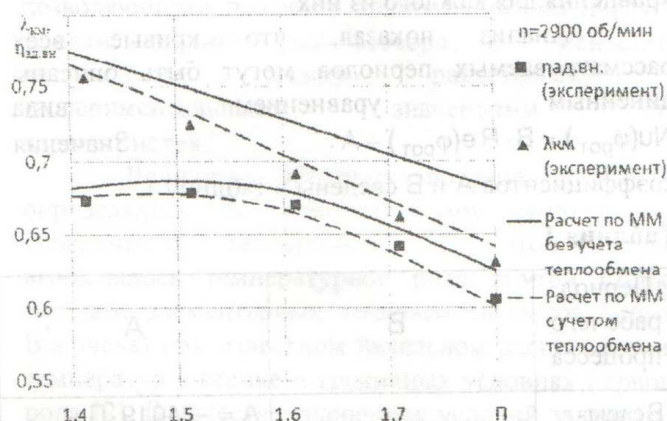


Рис. 4 - Влияние учета теплообмена на расчет коэффициента подачи $\lambda_{\text{км}}$ (▲) и адиабатного КПД $\eta_{\text{ад.вн.}}$ (■) в математической модели РКВНС

© А. Г. Сайфетдинов - асс. каф. холодильной техники и технологий КНИТУ, almaz_kstu@mail.ru; М. С. Хамидуллин - канд. техн. наук, доц. той же кафедры, mcx_kstu@mail.ru; И. Г. Хисамеев - д-р техн. наук, проф., зав. каф. холодильной техники и технологий КНИТУ.

Расчет без учета теплообмена на данной n дает максимальное расхождение между экспериментальными и расчетными значениями $\lambda_{\text{км}}$ порядка 8%. Максимальное расхождение для $\eta_{\text{ад.вн.}}$ составляет 4% для режима 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 $\lambda_{\text{км}}$ и $\eta_{\text{ад.вн.}}$.

Литература

1. Сайфетдинов, А.Г. Исследование теплообмена между стенками и газом рабочей полости в роторном компрессоре внутреннего сжатия / А.Г. Сайфетдинов, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев, А.Ю. Кирсанов // Вестник Казан. технол. ун-та. – 2011. - №5. – С. 27-32.
2. Гуйго, Э.И. Теоретические основы тепло- и хладотехники: в 2ч. Под ред. Э.И. Гуйго. – Л.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1976. – Ч.2. – 224с.
3. Сайфетдинов, А.Г. Результаты термометрирования рабочей полости роторного компрессора внутреннего сжатия / А.Г. Сайфетдинов, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев // Вестник Казан. технол. ун-та. – 2012. - №12. – С. 159-160.