

А. Г. Сайфетдинов, М. С. Хамидуллин, И. Г. Хисамеев,
А. Ю. Кирсанов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА МЕЖДУ СТЕНКАМИ И ГАЗОМ РАБОЧЕЙ ПОЛОСТИ В РОТОРНОМ КОМПРЕССОРЕ ВНУТРЕННЕГО СЖАТИЯ

Ключевые слова: Роторный компрессор, коэффициент теплоотдачи, температура газа и стенок, термопара, индицирование.

Работа посвящена исследованию теплообмена между стенками цилиндра и газом рабочей полости в роторном компрессоре внутреннего сжатия. Представлены рассчитанные на основе проведенных экспериментов значения коэффициента теплоотдачи.

Keys words: Rotary compressor, heat-transfer coefficient, temperature of gas and walls, thermocouple, indexing.

Work is devoted heat exchange research between walls of the cylinder and the gas of a working cavity in rotary compressor of internal compression. The values of factor calculated on the basis of spent experiments the heat-transfer coefficient are presented.

Экспериментальное исследование теплообмена между стенками цилиндра и газом рабочей полости в роторном компрессоре внутреннего сжатия было проведено по методике, представленной в работе [1]. По результатам исследований получены значения температур стенок, мгновенные значения температур и давления газа в рабочей полости компрессора в зависимости от угла поворота ротора при разных режимах работы.

Применение специализированного измерительного комплекса [1], предназначенного для исследования быстропротекающих процессов, значительно облегчило задачу сбора экспериментальных данных. Программное обеспечение измерительного комплекса разработано в среде программирования LabVIEW с использованием технологии виртуальных измерительных приборов [2]. Наличие в комплексе цепи фильтрации и преобразования напряжений питания позволило получить сигнал от измерительных датчиков с относительно малым уровнем помех. На рисунке 1 представлены графики полученной измерительной информации для режима работы компрессора с числом оборотов $n = 2000$ об/мин и отношением давлений $\Pi = 1,4$.

Данные, полученные по каналам измерения, представляют собой смесь низкочастотного информационного сигнала и высокочастотных помех (смесь сигнал/шум). Как показал анализ результатов измерения, помеховые составляющие в спектре сигнала находятся преимущественно на частотах в несколько раз превышающих частоту полезного сигнала. Таким образом, для снижения влияния помех (увеличения соотношения сигнал/шум) можно применить программный фильтр низких частот малого порядка (первого или второго) без существенных искажений полезного сигнала.

Разработанное программное приложение для предварительной обработки результатов измерения имеет следующие функции:

- 1) чтение сохраненных результатов измерения из файла;
- 2) выделение сигнала по выбранному каналу из общего двумерного массива данных;
- 3) оперативное задание параметров фильтра (тип фильтра, порядок, частота среза);
- 4) фильтрация сигналов по каждому каналу в отдельности в соответствии с заданными настройками фильтра;
- 5) отображение исходных и обработанных данных в табличном и графическом виде;
- 6) запись результатов фильтрации в файл.

Пики сигнала от углового отметчика (рис.1) соответствуют положению ротора на рисунке 2.

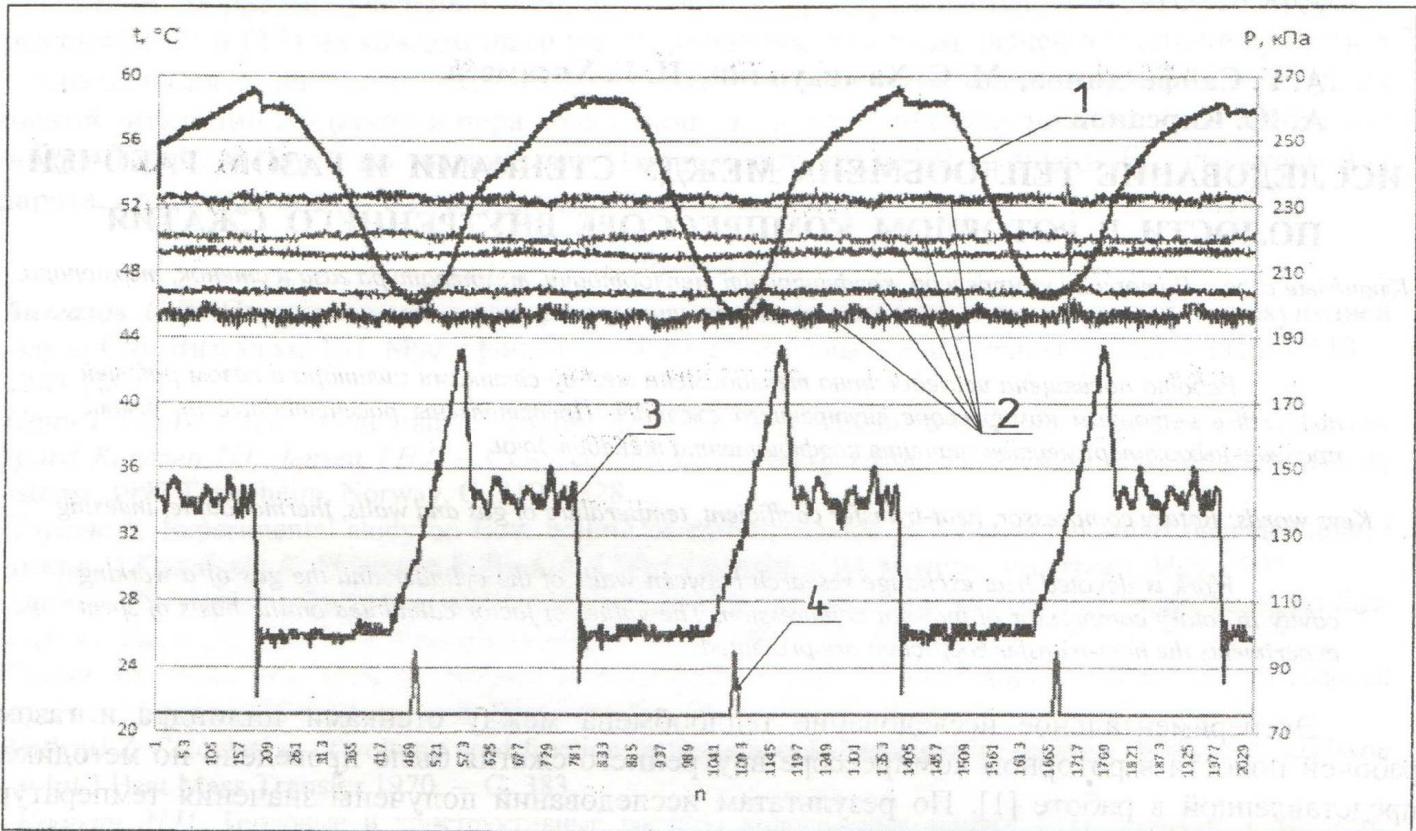


Рис. 1 - Графики экспериментальных данных: 1 – температура спая термопары, расположенной в рабочей полости на вращающемся роторе, 2 – температуры стенок компрессора, 3 – давление в камере машины, 4 – сигнал с углового отметчика, n – количество точек измерения

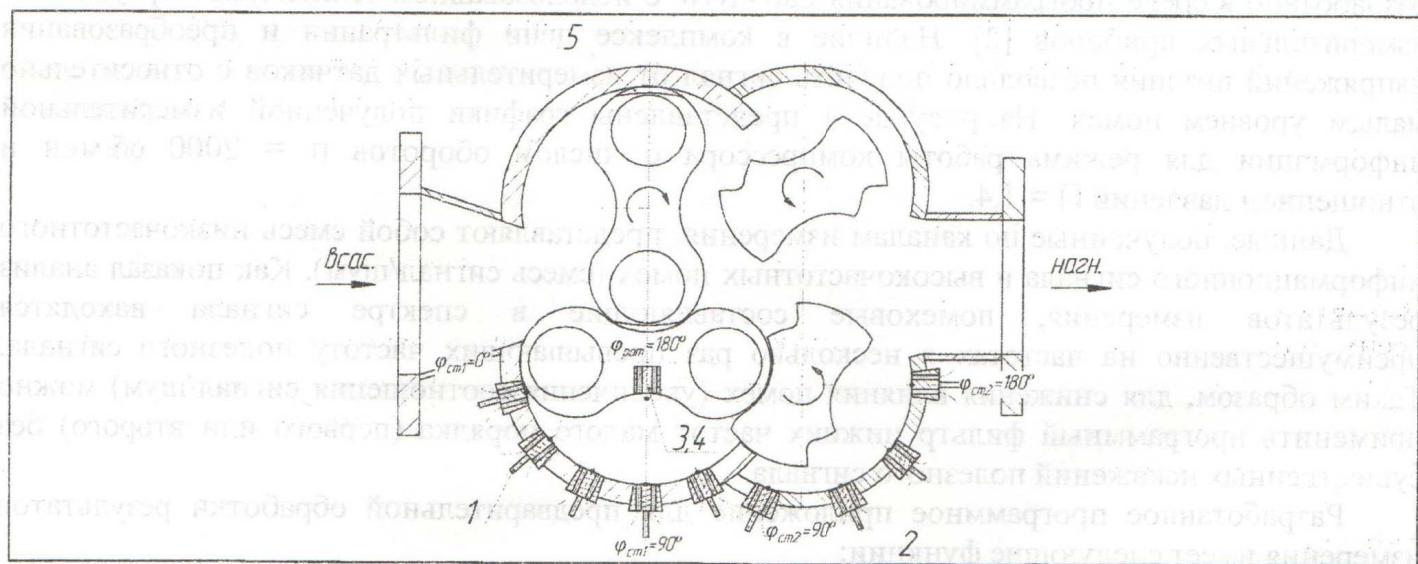


Рис. 2 - Исследуемый компрессор: 1 – датчик замера температуры внутренней стенки цилиндра; 2 – датчик замера температуры внутренней стенки полости нагнетания; 3,4 – датчик замера температуры газа рабочей полости и чувствительный элемент давления, расположенные рядом со смещением вдоль оси вращения ротора; 5 – проточка

Полученные сигналы с термопар, расположенных на корпусе компрессора, показывают, что температуры стенок машины при установленном режиме работы имеют незначительные колебания. Поэтому в дальнейшем они принимаются стационарными.

Окончательное распределение температур стенок компрессора по угловой координате статоров основной полости (ϕ_{ct1}) и полости нагнетания (ϕ_{ct2}) для выбранного с качестве примера режима показано на рисунке 3.

Полученные значения температур на границах стенок компрессора (внутренняя и наружная поверхность) позволили определить температурное поле внутри стенки. Эта задача была решена с применением численного метода решения задачи нестационарной теплопроводности – метода элементарных балансов (метод Ваничева) [3].

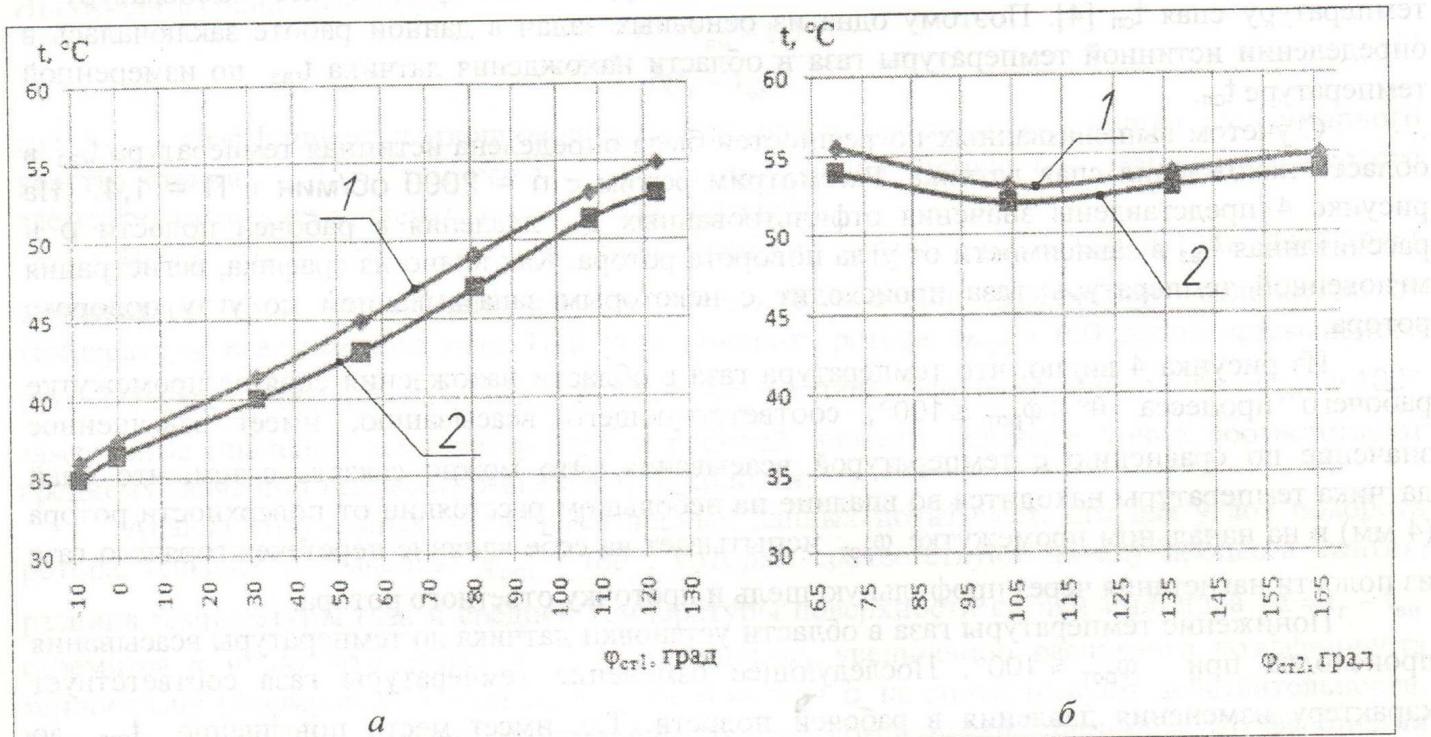


Рис. 3 - Зависимость температуры внутренней (1) и наружной (2) стенки от угловой координаты по статорам основной полости (ϕ_{ct1}) и полости нагнетания (ϕ_{ct2}) на режиме $n = 2000$ об/мин и $\Pi = 1,4$

Рабочий процесс, протекающий в компрессоре, можно разделить на периоды в зависимости от положения роторов.

Изменение температуры газа в ходе рабочего процесса связано с угловой координатой ротора Φ_{rot} . За начальный момент времени принято положение роторов при $\Phi_{rot} = 0^\circ$.

Разобьем рабочий процесс для рассматриваемой конструкции компрессора на следующие стадии:

1. Период всасывания газа в парную полость. Этот период длится по угловой координате ротора в диапазоне $0^\circ \leq \Phi_{rot} < 171^\circ$.
2. Период переноса и внутреннего сжатия газа ($171^\circ \leq \Phi_{rot} \leq 229^\circ$).
3. Нагнетание газа ($229^\circ < \Phi_{rot} < 360^\circ$).

Одновременно в компрессоре существует несколько идентичных рабочих полостей с рабочими процессами, смешенными друг относительно друга по углу поворота ротора. Достаточно рассмотреть одну рабочую полость.

Вследствие того, что температура газа в рабочей полости компрессора замерялась контактным способом с применением термопары, то термоприемник (спай), как бы мал он ни был, является для исследуемой среды чужеродным телом и в той или иной степени искажает ее температурное поле. Термопара показывает свою собственную температуру (рис.1), которая

может существенно отличаться от истинной температуры среды. При измерении изменяющейся во времени температуры возникают дополнительные погрешности, обусловленные нестационарностью процесса. Они вызываются тем, что термоприёмник не успевает мгновенно принять температуру, равную температуре окружающей среды, а сигнал, возникающий в термочувствительном элементе и переданный записывающему элементу регистрирующего прибора, определяет температуру с некоторым запаздыванием. Суммарное воздействие различных источников ошибок приводит к тому, что измерительный комплекс показывает не температуру среды $t_{газ}$, а некоторую отличную от неё температуру – температуру спая $t_{сп}$ [4]. Поэтому одна из основных задач в данной работе заключалась в определении истинной температуры газа в области нахождения датчика $t_{газ}$ по измеренной температуре $t_{сп}$.

С учетом вышеперечисленных погрешностей была определена истинная температура $t_{газ}$ в области нахождения спая датчика. Рассмотрим режим с $n = 2000$ об/мин и $\Pi = 1,4$. На рисунке 4 представлены значения отфильтрованных $t_{сп}$, давления в рабочей полости P и рассчитанная $t_{газ}$ в зависимости от угла поворота ротора. Как видно из графика, регистрация мгновенной температуры газа происходит с некоторым запаздыванием по углу поворота ротора.

Из рисунка 4 видно, что температура газа в области нахождения спая на промежутке рабочего процесса $0^\circ \leq \Phi_{rot} \leq 100^\circ$, соответствующего всасыванию, имеет завышенное значение по сравнению с температурой всасывания. Это можно связать с тем, что спай датчика температуры находится во впадине на небольшом расстоянии от поверхности ротора (4 мм) и на начальном промежутке Φ_{rot} испытывает на себе влияние перетечек горячего газа из полости нагнетания через профильную щель и проточку ответного ротора.

Понижение температуры газа в области установки датчика до температуры всасывания происходит при $\Phi_{rot} \approx 100^\circ$. Последующее изменение температуры газа соответствует характеру изменения давления в рабочей полости. Т.е. имеет место повышение $t_{газ}$ до значений, превышающих температуру нагнетания (вследствие пережатия газа) и затем понижение до температуры нагнетания.

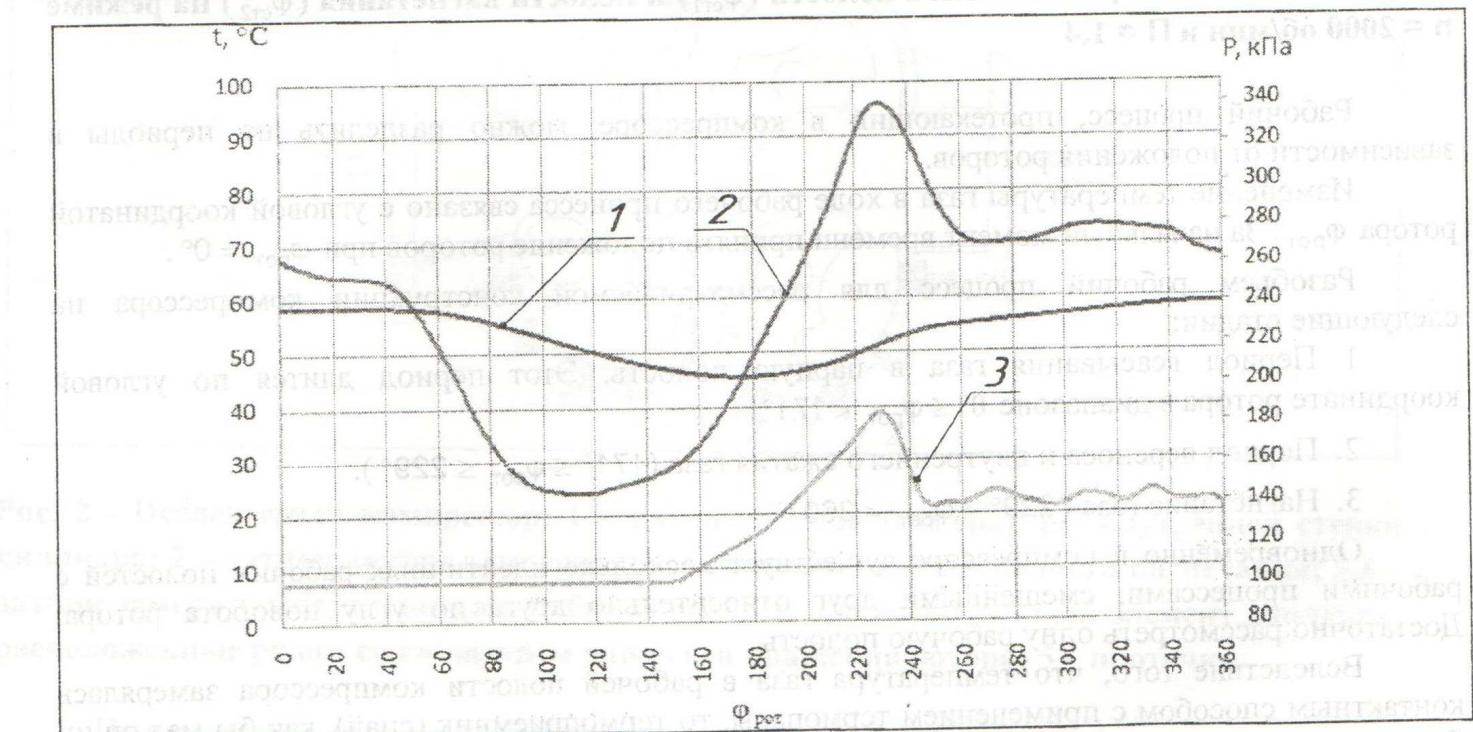


Рис. 4 - Зависимости 1 - $t_{сп} = f(\Phi_{rot})$, 2 - $t_{газ} = f(\Phi_{rot})$ и $P = f(\Phi_{rot})$ ($n = 2000$ об/мин и $\Pi = 1,4$)

Анализ зависимости $t_{\text{газ}} = f(\Phi_{\text{рот}})$ показывает, что в областях рабочей полости, прилегающих к щелям, из-за притечек через них горячего газа, температура $t_{\text{газ}}$ сильно отличается от температуры газа всей рабочей полости, т.е. имеет место значительная неравномерность температуры газа в рабочей полости.

Характер изменения температуры газа во времени влияет и на полученные расчетным путем коэффициенты теплоотдачи. Мгновенный коэффициент теплоотдачи от газа в рабочей полости к стенке компрессора определяется из совместного решения уравнений Фурье и Ньютона-Рихмана по формуле

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{ст}}(t_{\text{вн}} - t_1)}{\delta(t_r - t_{\text{вн}})}, \quad (1)$$

где $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки; δ – толщина элементарного участка стенки; t_r , $t_{\text{вн}}$ – температуры газа и внутренней стенки, t_1 – температура первого элементарного участка стенки в методе Ваничева [5].

Выше отмечалось, что для углов поворота ротора $\Phi_{\text{рот}} < 100^\circ$ датчик фиксирует температуру газа во впадине ротора, значение которой значительно отличается от температуры всасываемого газа. При угле поворота ротора $\Phi_{\text{рот}} \approx 100^\circ$ поток всасываемого газа выдувает горячий газ, находящийся во впадине. Поэтому для углов $\Phi_{\text{рот}} > 100^\circ$ замеренные значения температур газа в рабочей полости наиболее точно соответствуют среднему значению температуры газа в этой полости.

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что для углов поворота ротора, близких к значению $\Phi_{\text{рот}} = 180^\circ$, которые соответствуют началу процесса сжатия, разница температуры газа и средней температуры поверхности стенки цилиндра $\Delta t = t_r - t_{\text{вн}}$ стремится к нулю, что приводит к значительному увеличению расчётного коэффициента теплоотдачи (формула 1). Понятно, что эти значения α не соответствуют действительности. Поэтому расчетные значения осредненного по поверхности цилиндра коэффициента теплоотдачи целесообразно рассматривать для интервала углов поворота ротора $190^\circ < \Phi_{\text{рот}} < 340^\circ$.

Зависимость осредненного по поверхности цилиндра коэффициента теплоотдачи для различных углов поворота ротора представлена на рис. 5. Характер изменения осредненного коэффициента теплоотдачи для стенки цилиндра компрессора в зависимости от

угла поворота ротора соответствует физике протекающих процессов. В процессе сжатия интенсивность обдува стенок цилиндра газом падает и, как это видно из рис. 5, происходит уменьшение значения α . Минимальная величина коэффициента теплоотдачи соответствует

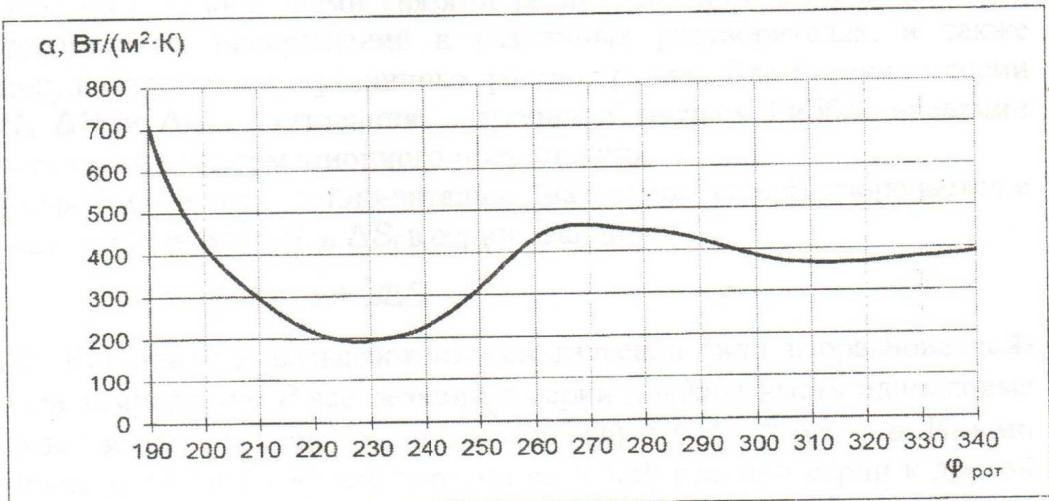


Рис. 5 - Зависимость осредненного коэффициента теплоотдачи от угла поворота ротора при $n = 2000$ об/мин и $\Pi = 1,4$

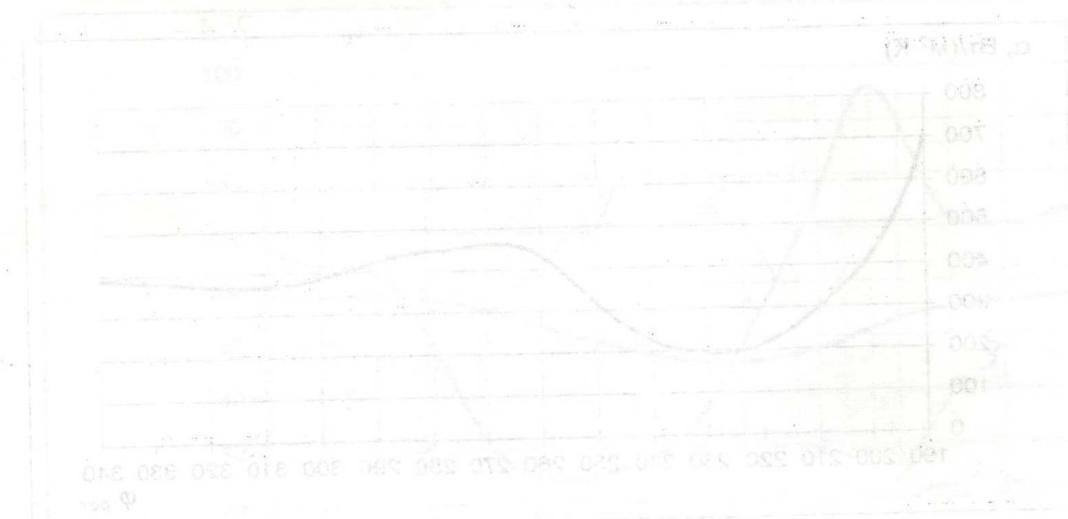
концу процесса внутреннего сжатия и началу процесса нагнетания ($\Phi_{\text{рот}} = 229^\circ$). В момент сообщения рабочей полости с полостью нагнетания газ в камере вновь приходит в движение вследствие выхлопа (при пережатии газа) и вытесняется. Это вызывает увеличение значения a до некоторого среднего значения.

Полученные значения мгновенных коэффициентов теплоотдачи позволяют учесть теплообмен между газом и стенками в роторной машине при математическом моделировании рабочего процесса.

Литература

1. Сайфетдинов, А.Г. Методика экспериментального исследования процессов в рабочей камере роторного компрессора внутреннего сжатия / А.Г. Сайфетдинов, А.Ю. Кирсанов, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев // Вестник Казан. технол. ун-та. – 2010. - №9. – С. 157-164.
2. Евдокимов, Ю.К., Линдаль В.Р., Щербаков Г.И. LabVIEW для радиоинженера: от виртуальной модели до реального прибора. Практическое руководство для работы в программной среде LabVIEW. – М.: ДМК Пресс, 2007. – 400 с.
3. 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.
4. Ярышев, Н.А. Теоретические основы измерения нестационарных температур / Н.А. Ярышев. – «Энергия» Ленинградское отделение, 1967. – 300 с.
5. Шарапов, И.И. Разработка методики измерения и расчета параметров процесса теплообмена в шестеренчатом компрессоре с целью повышения точности расчета рабочего процесса: дис. ... канд. техн. наук / И.И. Шарапов. – Казань: Изд-во Казан. химико-технол. ин-та им. С.М. Кирова, – 146 с.
6. Хамидуллин, М.С. Разработка и исследование роторного компрессора внутреннего сжатия на основе геометрического анализа и моделирования процессов в рабочих камерах: дис. ... канд. техн. наук / М.С. Хамидуллин. – Казань: Изд-во Казан. химико-технол. ин-та им. С.М. Кирова, – 193 с.

© А. Г. Сайфетдинов – асс. каф. холодильной техники и технологии КГТУ, almazy_kstu@mail.ru; М. С. Хамидуллин – канд. техн. наук, доц. той же кафедры; И. Г. Хисамеев – д-р техн. наук, проф., зав. каф. холодильной техники и технологии КГТУ; А. Ю. Кирсанов - канд. техн. наук, доц. каф. радиоэлектроники и информационно-измерительной техники КГТУ им. Туполева, akirсанов@list.ru.



Кривая изменения коэффициента трения в зависимости от времени сжатия – в энтомографе

Аналогично изображенному в лаборатории Хамидуллином прибором в работе я получила аналогичную зависимость коэффициента трения в зависимости от времени сжатия в энтомографе. На графике видно, что коэффициент трения в энтомографе имеет плавный характер, в то время как в лаборатории Хамидуллина он имеет более резкий характер.