

таточно высоком перепаде статического давления (больше 0,5 МПа), в диапазоне частот 40...2000 Гц, среднеинтегральный коэффициент расхода можно принимать постоянным и равным среднему его значению, полученному из статических проливок.

Л и т е р а т у р а

1. Е ф р е м о в А.П. Исследование гидравлических характеристик золотниковых распределителей при пульсирующих режимах работы. - Дис. на соис.учен.ст.канд.техн.наук. - Харьков, 1974. - 186 с.
2. Ю д а е в В.Ф., С о п и н А.И., К о к о р е в Д.Т. Истечение жидкости через отверстия ротора и статора сирены. - Изв.вузов: Сер. Машиностроение, 1973, № 8, с.72-76.

УДК 621.512:66.045.7

В.Н.Косоголов, В.М.Писаревский

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕКРЕСТНЫХ ГАЗООХЛАДИТЕЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Дальнейшее повышение технико-экономических показателей работы поршневых компрессоров требует совершенствования процесса охлаждения газа.

В современных компрессорных установках газоохладители являются одним из наиболее энерго- и материалоемких узлов, источником потерь, связанных как с диссипацией энергии потока, так и с недоохлаждением газа. Специфика работы газоохладителей поршневых компрессоров определяется колебательным характером движения газа. Относительная амплитуда колебания скорости, генерируемая цилиндром компрессора, больше 1, средняя скорость газа в трубопроводе - 5-30 м/с. Относительная амплитуда колебания давления не превышает 0,15, а частота гармонических составляющих изменяется от 5 до 50 Гц.

Модифицированный критерий Био - $Bi^* = 2-6$. Это означает, что колебания являются низкочастотными, а колебания температуры поверхности трубы T_w и газа T - мало зависят от коэффициента теплоотдачи [1]. При переходе поршневых компрессоров на оппозитную базу и повышении числа оборотов вала в качестве газоохладителя

часто используется кожухотрубчатый теплообменник. С ростом тепловых нагрузок, амплитуд колебаний газа и вибрации основные показатели работы кожухотрубчатых теплообменников значительно снизились: перетечки газа в технологические и конструктивные зазоры увеличились до 50 %, недоохлаждение газа до 30°C, газо- и термодинамические потери мощности составляют 10-15 % мощности ступени, удельная металлоемкость достигает 60-70 кг/м³/мин [2].

Между тем, известны конструкции теплообменников, позволяющие почти полностью исключить перетечки, снизить энерго- и металлоемкость, упростить агрегатирование и механическую чистку теплообменных поверхностей. Это аппараты с пучками, в которых ось труб предыдущего ряда перпендикулярна оси труб последующего. Концы труб закрепляют на четырех трубчатых досках, образуя пучок в форме параллелепипеда - перекрестный газоохладитель [3,4].

В стационарном потоке показатели пучков с взаимно перпендикулярным расположением рядов значительно превосходят показатели лучших шахматных пучков.

Расчет перекрестных теплообменников, используемых для охлаждения газа после цилиндров поршневых компрессоров, сводится к оценке влияния колебаний газа на постоянную составляющую коэффициентов теплоотдачи и сопротивления аппарата и сопоставлении их с величинами, полученными в стационарном потоке.

Влияние колебаний потока на теплообмен и сопротивление рассматривалось рядом авторов [1,5,6]. При колебаниях потока около средней составляющей величина постоянных составляющих коэффициентов теплоотдачи и сопротивления определяется изменением профилей скоростей и температур в пограничном слое. Однако поскольку колебания температуры в потоке идеального газа пропорциональны колебаниям давления и являются малыми, то при оценке влияния низкочастотных колебаний на работу теплообменников считается, что основной эффект связан с изменением профиля скорости [1]. Проведенные в дальнейшем измерения подтвердили выводы о малости амплитуд колебания температуры и их независимости от коэффициента теплоотдачи.

В связи с этим для определения параметров средних составляющих движения будем использовать комбинацию критериев $\frac{T}{T_w - T} Am Re Pr Sh$ где $Am = \frac{\Delta \rho u}{\rho u}$ - относительная амплитуда колебаний массовой скорости; Re - критерий Рейнольдса для средней составляющей скорости; Pr , Sh - критерии Прандтля, Струхала.

Для решения поставленной задачи необходимо выбрать определяющий размер, характеристику теплообменной поверхности и компоновочную характеристику пучка. Исходя из особенностей нестационарного обтекания пучков с взаимно перпендикулярными рядами оребренных труб, в качестве определяющего размера выбрано отношение минимальной площади прохода пучка к омываемому газом в этом сечении периметру пучка. В качестве характеристики теплообменной поверхности выбран коэффициент оребрения φ - отношение суммы площадей поверхности трубы и ребер к площади поверхности трубы. Под компоновочной характеристикой пучка χ будем понимать относительный поперечный шаг - отношение наружного (по концам ребер) диаметра трубы к поперечному шагу.

Критериальные уравнения для оценки зависимости относительных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления от параметров потока и геометрической структуры пучка имеют вид:

$$K_{Nu} = \frac{Nu_{cp}}{Nu_{ст}} = C_1 Re^{n_1} Pr^{n_2} Sh^{n_3} Am^{n_4} \varphi^{n_5} \chi^{n_6},$$

$$K_{Eu} = \frac{Eu_{cp}}{Eu_{ст}} = C_2 Re^{n_7} Sh^{n_8} Am^{n_9} \varphi^{n_{10}} \chi^{n_{11}},$$
(I)

где Nu , Eu - критерии Нуссельта, Эйлера. Индексы: cp - средняя составляющая критерия; $ст$ - значение критерия в стационарном потоке.

В связи с тем, что трудности измерения осредненной по сечению пучка амплитуды колебания скорости оказываются непреодолимыми, то величина Am вычисляется по измеренному значению амплитуды колебания давления в соответствии с линейной теорией

$$Ar = \frac{\Delta p}{\rho} \approx \frac{\Delta p}{K\rho} ; Am = \frac{\Delta p u}{\rho u} \approx \frac{\Delta p(1+M)}{K\rho M},$$

где $\frac{\Delta p}{\rho}$ - относительная амплитуда колебания давления; M - число Маха; K - показатель адиабаты.

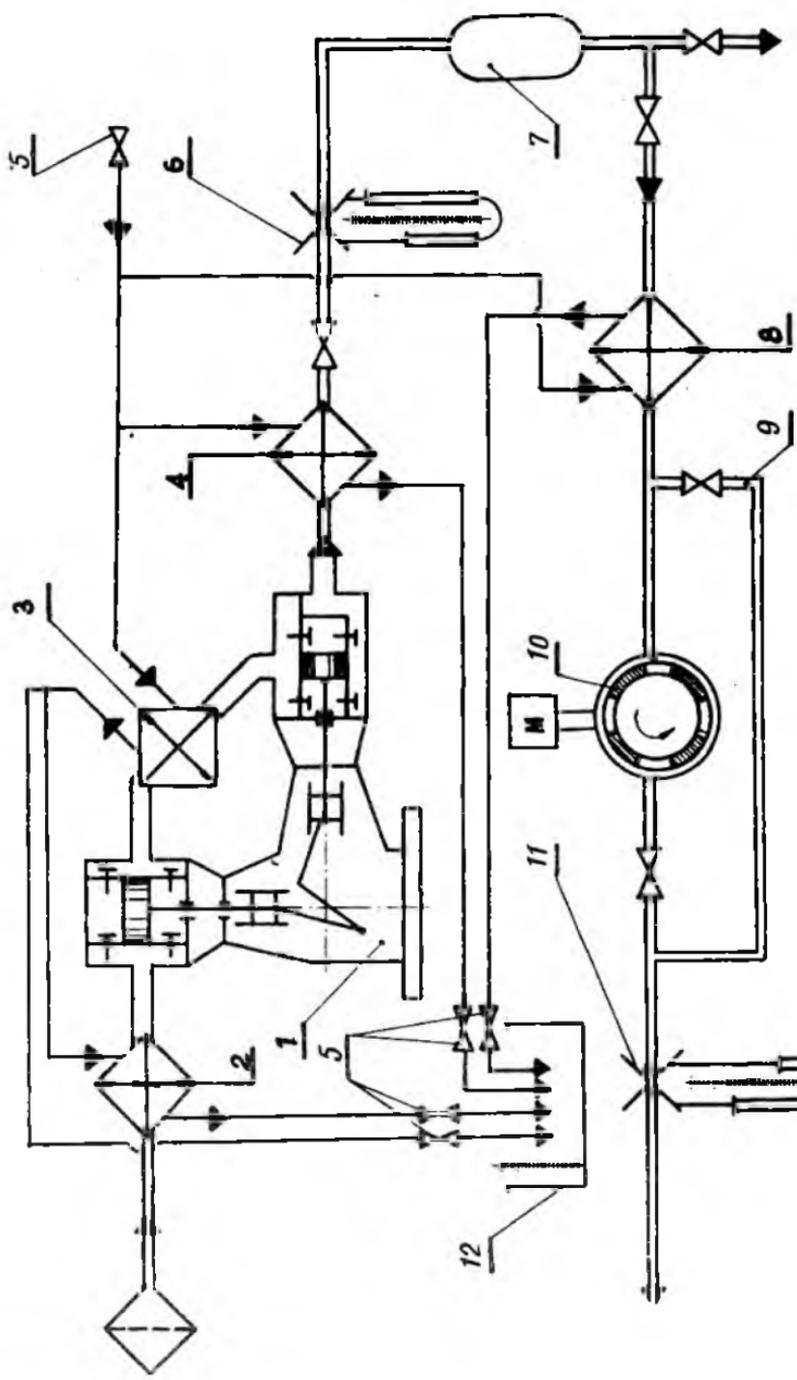
Коэффициенты теплообмена и сопротивления перекрестных газоохладителей определялись методом теплообменника, позволяющим учесть особенности изготовления и режимов эксплуатации реальных аппаратов. Метод основан на использовании результатов измерения температур и расхода эталонного теплоносителя (воды), для которого известна зависимость изменения коэффициента теплоотдачи от режима течения.

Установка (рис.1) состоит из двухступенчатого компрессора ВП-20/8 (давление нагнетания 0,6-0,8 МПа), к которому через ресивер 7 присоединялся стендовый участок 2. На стендовом участке, используемом для анализа влияния гармонических колебаний, постоянная составляющая потока задавалась компрессором, а переменная - пульсатором 10 с приводом от бесступенчатого фрикционного мотор-вариатора. Гармонический закон изменения параметров потока обеспечивался путем периодического перекрытия площади трубы вращающимся золотником. Амплитуда и частота колебаний задавались степенью перекрытия золотника и частотой вращения пульсатора. Всасывающая, межступенчатая и нагнетательные линии компрессора использовались для оценки влияния полигармонических колебаний на перекрестные газоохладители 2,3,4. Число труб в ряду исследуемых пучков менялось от 5 до 15, число рядов - от 8 до 42, коэффициент оребрения $\varphi = 1; 2,48; 7,68; 8,9; \chi = 0,5-1$. Установка обеспечивала изменение параметров воздуха в следующих диапазонах: $Re \leq 5000; Sh \leq 0,5; Am \leq 4; Ap \leq 0,15$. Температура воздуха и охлаждающей воды на входе и выходе из каждого ряда труб измерялась и регистрировалась с помощью хромель-копелевых термопар и потенциометра ЭПП-09-М3. Измерение и регистрация колебаний давления после каждого ряда пучков осуществлялись с помощью датчиков ЛХ-415/5, тензостанции ЛХ-7000 и осциллографа НИ15. Гармонический анализ сложного сигнала осуществлялся до 8-й гармоники включительно.

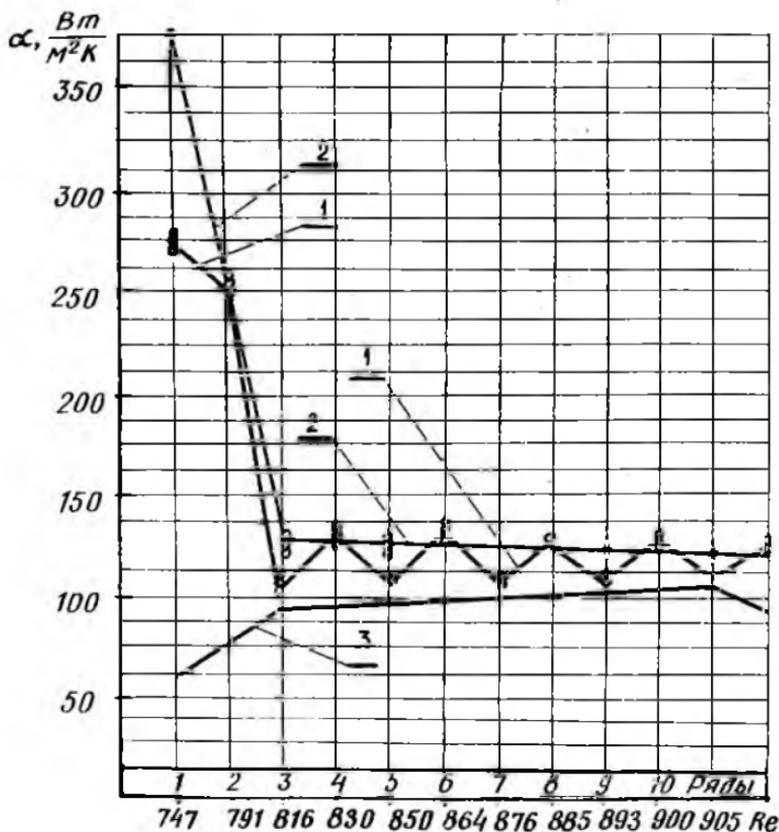
Осредненные по времени потери давления во всем пучке и каждого ряду труб измерялись дифманометром, а осредненные расходы воздуха - с помощью диафрагмы и дифманометров 6,11. Байпасная линия 9 позволяла отключить пульсатор. Расход охлаждающей воды регулировался вентилями 5, а для измерения расхода воды использовалась мерная емкость 12. Для высокооребрённых труб одной партии изготовления и 95 % доверительной вероятности погрешность определения коэффициента теплоотдачи не превышает 7,4 %, а коэффициента сопротивления - 10,6 %.

С помощью этой экспериментальной установки исследовалось влияние колебаний газа на теплообмен и сопротивление перекрестных газоохладителей. Диапазоны изменения параметров потока газа: относительная амплитуда возмущения массовой скорости $Am \leq 4$; критерий Рейнольдса (по средней скорости) $Re = 200-5000$; критерий Струхала $Sh < 0,5$.

На рис.2 приведено распределение коэффициентов теплоотдачи



Р и с. 1. Схема экспериментальной установки



Р и с. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи α по рядам пучка при $Am = 3,8$; $Sh = 0,03$; $\varphi = 8,9$: 1 - горизонтальный пучок, нечетные ряды расположены вертикально; 2 - вертикальный пучок, нечетные ряды расположены горизонтально; 3 - коэффициент теплоотдачи в стандартном потоке

по рядам перекрестного газосхладителя при стационарном и нестационарном обтекании газа. Из приведенных данных следует, что при колебаниях газа коэффициент теплоотдачи значительно отличается от соответствующих значений при стационарном потоке. Это отличие для первых двух рядов составляет 400-500 %, а для остальных рядов - 15-30 %. С ростом номера ряда i влияние колебаний на теплообмен ослабевает. Заметное влияние оказывает и расположение ряда: для горизонтальных рядов коэффициент теплоотдачи на 10-15 % больше, чем для вертикальных.

Гармонический анализ колебаний давления газа после каждого ряда свидетельствует о том, что в первых двух рядах пучка происходит незначительное (до 10 %) уменьшение амплитуд начальных гармоник при сохранении их спектральной плотности. По мере охлаждения газа амплитуды начальных гармоник практически не меняются, но в ряде случаев после 4-5 рядов возникают новые гармонические составляющие. Такой характер изменения коэффициента теплоотдачи, амплитуд и частот колебаний газа по рядам свидетельствует о том, что при колебаниях газа, так же как и при стационарном движении, обтекание первых двух рядов является потенциальным [7].

Начиная со второго ряда, по-видимому, профиль скорости перестраивается и режим течения изменяется на турбулентный. Именно поэтому коэффициент теплоотдачи во втором ряду уменьшается в 1,5 раза, хотя амплитуда колебаний снизилась менее чем на 10 %.

Влияние гармонических и подгармонических колебаний на теплообмен и сопротивление при больших амплитудах возмущения скорости связано как с изменением условий возникновения и развития турбулентности, так и с неравномерной деформацией профиля скорости по сравнению со стационарным при ускорении и замедлении потока. В результате более сильной деформации профиля при ускорении наложение таких колебаний на постоянный поток приводит к заметному увеличению средней скорости.

Рассмотрим зависимость относительного коэффициента теплоотдачи от параметров газа и геометрической структуры пучка. Эту зависимость будем искать в виде (1). В результате проведенных исследований установлено, что для $i \geq 2$

$$\frac{K_{Nu_i} - 1}{K_{Nu_0} - 1} = \frac{16}{\sqrt{i}} y^{\frac{1}{3+i}}, \quad (2)$$

где для данных параметров потока газа и пучка $K_{Nu_0} = const$ - изменение относительного коэффициента теплоотдачи при $i > 3$.

Зависимость (2) свидетельствует о том, что, увеличивая коэффициент срабрения y , можно значительно повысить коэффициент теплоотдачи в первых двух рядах, определяющих эффективность работы всего пучка.

Различие коэффициентов теплообмена в вертикальных и горизонтальных рядах горизонтального пучка аппроксимируется зависимостью $i > 2$

$$\frac{K_{Nu_i} - 1}{K_{Nu_{i+1}} - 1} = \varphi^{-0.2}. \quad (3)$$

Влияние расположения рядов на теплообмен связано с тем, что при совпадении направления колебаний с конвективным движением среды вторичные вихревые течения уменьшают толщину пограничного слоя в нижней части трубы и турбулизуют поток в верхней части.

На рис.3 представлены данные обработки опытов по оценке влияния критериев Am , Re , Pz , Sh на величину $K_{Nu0} - 1$ при $i \geq 3$. Тангенс угла наклона экспериментальных зависимостей, в среднем равный 0,6, и значительный разброс поля экспериментальных точек по вертикали свидетельствуют о существенном влиянии критериев Am , Sh и комбинации $RePz$.

Количественная зависимость имеет вид

$$\frac{K_{Nu0} - 1}{Am^{0.6} (RePz)^{-0.25}} = C_1 Sh^{0.15}, \quad (4)$$

где $C_1 = 1,0$ для горизонтальных рядов; $C_1 = \varphi^{-0.2}$ для вертикальных рядов.

С учетом (2) величина относительного коэффициента теплоотдачи каждого ряда перекрестного газоохладителя при среднеквадратической погрешности 7,5 % равна

$$K_{Nu_i} = 1 + \frac{2}{3} a_i C_1 Am^{0.6} (RePz)^{-0.25} Sh^{0.15}, \quad (5)$$

где $a_i = \frac{16}{\sqrt{i}} \varphi^{\frac{1}{3+2i}}$, $i \leq 2$; $a_i = 1,0$, $i \geq 3$.

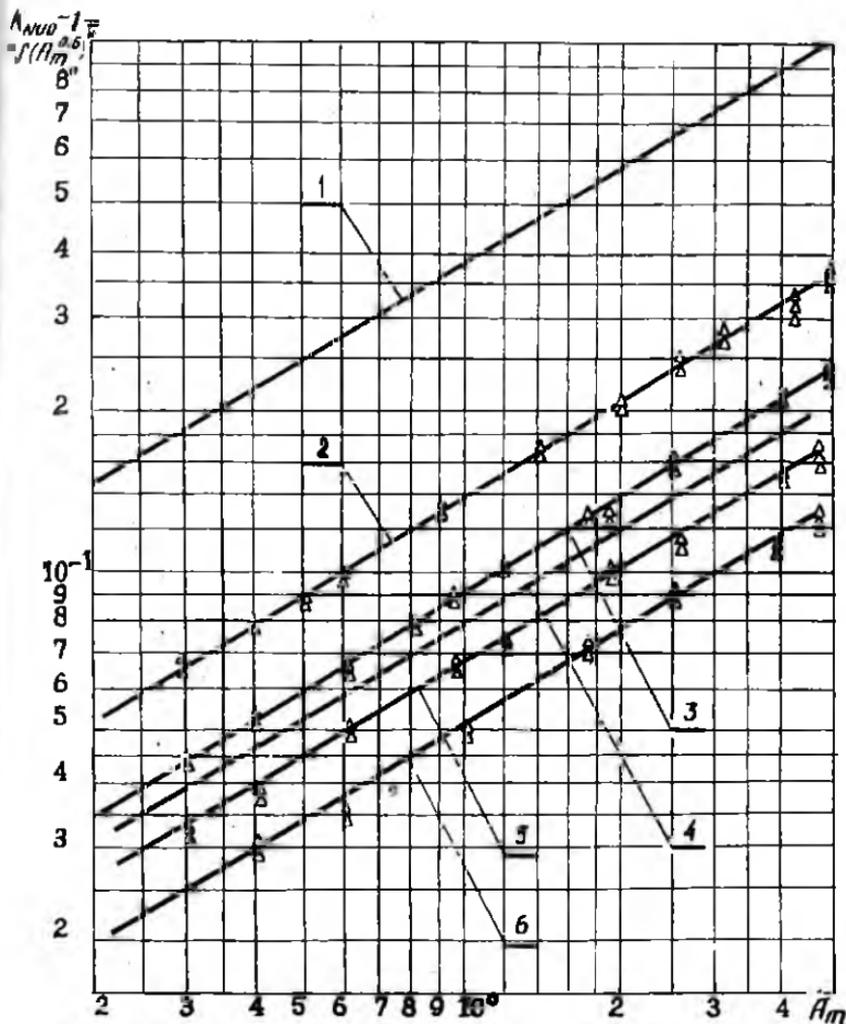
Если коэффициент теплоотдачи в рядах изменяется не более, чем в 2 раза, то при увеличении погрешности расчетов до 11 % среднее значение $K_{Nu_{ср}}$ для всего пучка равно [8]

$$K_{Nu_{ср}} = 1 + \frac{z-2 + a_1 + a_2}{z} C_1 A_n^{0.6} (RePz)^{-0.25} Sh^{0.15}, \quad (6)$$

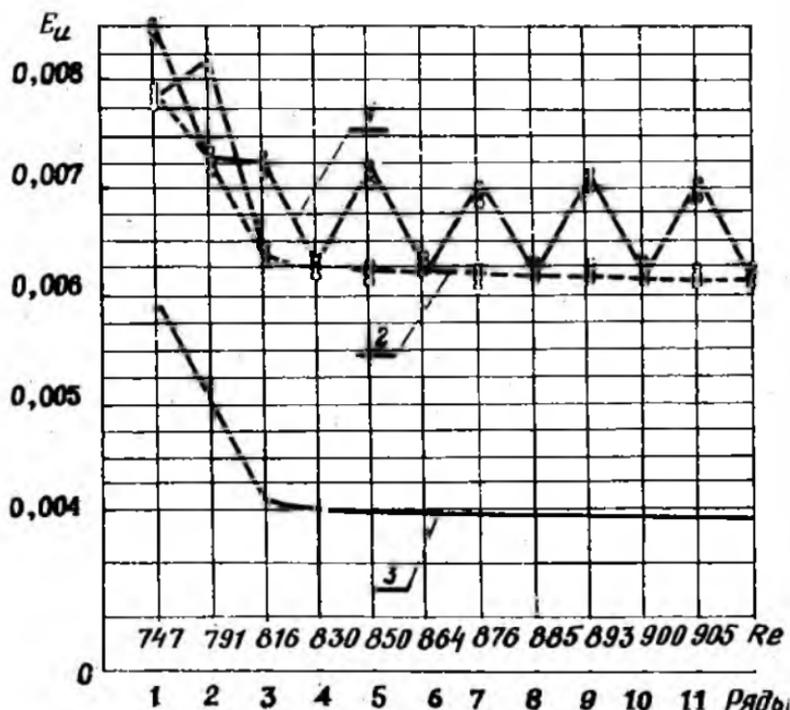
где z - число рядов в пучке.

На рис.4 представлена зависимость изменения критерия Эйлера Eu по рядам пучка при стационарном и нестационарном обтекании.

При стационарном обтекании характер изменения теплоотдачи и сопротивления в начальных и остальных рядах пучка противоположен. Это связано с тем, что по мере остывания газа меняется полнота профиля скорости и толщина пристенного слоя.



Р и с. 3. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи $K_{Nu0} - 1$ рядов вертикального пучка от относительной амплитуды возмущения скорости: 1 - среднеарифметическая величина для всех рядов при $Re = 850$; $Sh = 0,03$; 2 - $l \geq 3$; $Re = 350$; $Sh = 0,05$; 3, 4, 5, 6 - $l \geq 3$; $Sh = 0,03$; $Re = 350, 850, 1700$, 5000



Р и с. 4. Изменение коэффициента сопротивления E_{μ} по рядам пучка при $Am = 3,76$; $Sh = 0,03$; $\varphi = 8,9$:
 1 - горизонтальный пучок, нечетные ряды расположены вертикально; 2 - вертикальный пучок, нечетные ряды расположены горизонтально; 3 - коэффициент сопротивления в стандартном потоке

Колебательная составляющая потока приводит также к изменению полноты профиля скорости и толщины пристенного слоя, в результате чего коэффициент теплоотдачи в первых рядах увеличивается на 400%, а коэффициент сопротивления на 150%. С увеличением номера ряда нестационарный характер обтекания приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на 15-30%, а коэффициента сопротивления на 150-170%.

Перейдем к исследованию зависимости относительного коэффициента сопротивления K_{Eu} от параметров газа и геометрической структуры пучка [1]:

$$K_{Eu} = \frac{E_{\mu ср}}{E_{\mu см}} = C_2 Re^{n_7} Sh^{n_8} Am^{n_9} \varphi^{n_{10}} \chi^{n_{11}} \quad (7)$$

Существенное влияние на сопротивление оказывает коэффициент трения и расположение ряда. Зависимость отношения величины $K_{\text{Eu}i} - 1$, $i \leq 2$ для вертикального пучка к величине $K_{\text{Eu}0} - 1$, $i \geq 3$ имеет вид

$$\frac{K_{\text{Eu}i} - 1}{K_{\text{Eu}0} - 1} = \left(\frac{i}{\varphi} \right)^{\frac{3-i}{7}}, \quad (8)$$

т.е. с ростом φ величины $K_{\text{Eu}1}$, $K_{\text{Eu}2}$ уменьшаются, а начиная с $K_{\text{Eu}3}$ - остаются постоянными.

Различное сопротивление вертикальных и горизонтальных рядов аппроксимируется зависимостью

$$\frac{K_{\text{Eu}i} - 1}{K_{\text{Eu}i+1} - 1} = \varphi^{\frac{1}{7}}. \quad (9)$$

Так же как и различие коэффициентов теплоотдачи (3), различие коэффициентов сопротивления горизонтальных и вертикальных рядов связано с совпадением направления колебаний и конвективных потоков.

Зависимость величины $K_{\text{Eu}i}$ от критериев Am и Sh имеет вид

$$\frac{1}{1+Am} - \frac{K_{\text{Eu}i} - 1}{C_2 Am^2} = \frac{Sh}{b}, \quad (10)$$

где $C_2 = \varphi^{\frac{1}{7}}$ - для вертикальных рядов; $C_2 = 1,0$ - для горизонтальных рядов.

Из (8) и (10) следует:

$$K_{\text{Eu}i} = 1 + 0,2 \delta_i C_2 Am^2 \left(\frac{1}{1+Am} - \frac{Sh}{b} \right), \quad (11)$$

где $\delta_i = \left(\frac{i}{\varphi} \right)^{\frac{3-i}{7}}$, $i \leq 2$ и $\delta_i = 1,0$, $i \geq 3$.

Обсредненная величина относительного коэффициента сопротивления всего пучка (среднеквадратическая погрешность расчетов увеличивается до 13 %) равна

$$K_{\text{Eu}cp} = 1 + \frac{z-2 + \delta_1 + \delta_2}{z} C_2 Am^2 \left(\frac{1}{1+Am} - \frac{Sh}{b} \right). \quad (12)$$

В заключение необходимо отметить, что при расчете газоохладителей поршневых компрессоров необходимо оценивать влияние колебаний газа на теплообмен и сопротивление; количественные показатели влияния колебаний на теплообмен и сопротивление рядов труб перекрестных газоохладителей совпадают с результатами, приведенными в [1,5].

Л и т е р а т у р а

1. Г а л и ц е й с к и й Б.М. и др. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. - М.:Машиностроение, 1977. - 256 с.
2. К о с о г о р о в В.Н., К а л л и с т о в Е.С. Влияние перетечек газа в зазоры кожухотрубчатых теплообменников на их тепловые и экономические характеристики. - В сб. трудов ВНИИКОМПРЕССОРМАШ. - Сумы: 1975, с.8-17.
3. К е й с В.С., Л о н д о н А.Л. Компактные теплообменники. - М.:Энергия, 1967. - 243 с.
4. А.с. 756173 (СССР). Теплообменник. Косогоров В.Н., Писаревский В.М. и др. Оpubл.Б.И., № 44, 1976.
5. К о ш к и н В.К. и др. Нестационарный теплообмен. - М.:Машиностроение, 1973. - 327 с.
6. Г л и к м а н Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. - М.:Машиностроение, 1977. - 256 с.
7. *Vzauez H. Compact heat exchangers. Chemical and process engineeering, august 1964.*
8. М а н ъ к о в с к и й О.Н. Исследование интегрального расчета теплообменных аппаратов на дискретных математических моделях. - Химическое и нефтяное машиностроение, 1969, № 12. - 13 с.

УДК 62-752.

В.В.Тишин, Д.Е.Чегодаев

ИДЕНТИФИКАЦИЯ СИСТЕМ РЕЛАКСАЦИОННОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Многие задачи динамики таких объектов, как гидро- и газостатические опоры и амортизаторы, разгрузочные устройства осевых сил роторов и элементы пневмопривода решаются в рамках модели релаксационного демпфирования [1]. Главным признаком, выделяющим эти модели (рис.1) среди всех динамических систем, является нали-