

Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

Б. С. Петухов, Л. И. Ройзен, Экспериментальное исследование теплообмена при турбулентном течении газа в трубах кольцевого сечения, *ТВТ*, 1963, том 1, выпуск 3, 416–424

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 3.238.202.29

11 ноября 2024 г., 16:48:21



ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ГАЗА В ТРУБАХ КОЛЬЦЕВОГО СЕЧЕНИЯ

Б. С. Петухов, Л. И. Ройзен

Рассмотрены методика и результаты экспериментального исследования теплообмена при турбулентном течении воздуха в трубах кольцевого сечения. Опыты охватывают трубы с отношением диаметров $d_1/d_2 = 0,07-0,7$. Измерения проведены при постоянной плотности теплового потока на одной из стенок (внутренней или наружной) и теплоизоляции другой в диапазоне чисел Re от 10^4 до $3 \cdot 10^5$. Полученные данные позволяют рассчитать теплообмен при произвольном соотношении плотностей теплового потока на внутренней и наружной стенках.

Несмотря на значительное число работ по теплообмену в трубах кольцевого сечения [1—5] до сих пор отсутствует ясность в вопросе о влиянии геометрии, т. е. отношения диаметров внутренней и наружной труб, на теплообмен. Так, например, в работе [4], в которой исследован теплообмен при течении воды в кольцевых трубах с отношением диаметров $d_1/d_2 = 0,18-0,85$, делается вывод о том, что теплоотдача в кольцевых трубах может рассчитываться по формулам для круглой трубы с использованием эквивалентного диаметра. В работе [5], в которой изучался теплообмен при течении воздуха в трубах с $d_1/d_2 = 0,38-0,83$ при обогреве внутренней трубы, влияние геометрии рекомендуется учитывать путем введения параметра $(d_2/d_1)^{0,25}$.

В связи с этим было проведено экспериментальное исследование теплообмена при течении воздуха в кольцевых трубах в широком диапазоне изменения геометрического параметра d_1/d_2 (в пределах от 0,07 до 0,7). Основные измерения проводились при одностороннем подводе тепла, т. е. при постоянной плотности теплового потока на одной из стенок (внутренней или наружной) и теплоизоляции другой. На обогреваемых стенках измерялись коэффициенты теплоотдачи, на теплоизолированных — адиабатические температуры стенки. При помощи соотношений, приведенных в нашей предыдущей работе [6], по этим данным можно рассчитать коэффициенты теплоотдачи на каждой из стенок при их одновременном обогреве и произвольном соотношении плотностей теплового потока на стенках. Для проверки этих соотношений часть опытов была проведена при одновременном обогреве обеих стенок.

Экспериментальная установка

Экспериментальный участок, образованный двумя концентрически расположенными трубами, состоял из успокоительного и обогреваемого участков. Схематический чертеж экспериментального участка изображен на рис. 1. Изменение геометрии кольцевого канала достигалось сменой внутренней трубы. Исследование было проведено с пятью кольцевыми каналами, геометрические характеристики которых приведены в табл. 1.

Наружная труба была латунной и имела толщину стенки 3 мм. Обогрев трубы осуществлялся электронагревателем из нихромовой ленты сечением $10 \times 0,8$ мм, равномерно намотанной на трубу поверх миканитового полотна. Сверху нагреватель был обмазан огнеупорной глиной и теплоизолирован стеклянной ватой.

Внутренние трубы из нержавеющей стали 1X18H9T с толщиной стенки 0,2—0,5 мм устанавливались в специальных «звездочках», расположенных на концах, и подвешивались в одной точке (в конце успокоительного участка) при помощи проволоки толщиной 1 мм. Кроме того, для лучшей центровки трубы большого диаметра поддерживались двумя штифтами в середине обогреваемого участка, а трубы малого диаметра растягивались пружиной.

Внутренние трубы нагревались путем пропускания тока непосредственно через стенку. Шинами для подвода тока служили установочные «звездочки». Ток от левой «звездочки» подводился к обогреваемому участку при помощи медного стержня. Соединение шин с внутренней трубой допускало их свободное удлинение.

На выходе из обогреваемого участка была установлена выпрямляющая решетка, а за ней — смеситель винтового типа.

Температура стенок наружной и внутренней труб измерялась медно-константановыми термопарами. В стенку наружной трубы термопары были заложены в медных капиллярах (впаянных в стенку) в 12 точках по длине.

Термопары, служившие для измерения температуры стенки внутренней трубы, устанавливались во внутренней полости трубы в 13 точках по длине и были отделены друг от друга перегородками из пробки.

Температура воздуха также измерялась термопарами, установленными на входе в обогреваемый участок и за смесительным устройством. Э.д.с. термопар измерялись потенциометром типа Р-375.

Электронагреватель наружной трубы питался переменным током через стабилизатор напряжения. Мощность нагревателя измерялась астатическим ваттметром класса 0,2. Внутренняя труба питалась постоянным током от мотор-генератора. Сила тока измерялась при помощи калиброванного шунта, а падение напряжения на шунте и трубе измерялось потенциометром.

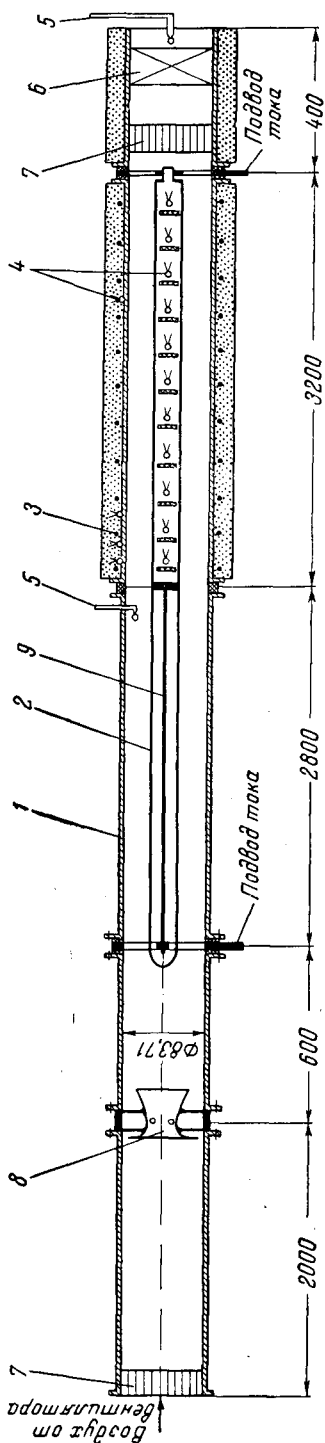


Рис. 1. Схема экспериментального участка:

1 — наружная труба; 2 — внутренняя труба; 3 — ленточный нагреватель; 4, 5 — термопары; 6 — смеситель; 7 — выпрямляющая решетка; 8 — труба Вентури; 9 — токоподводящий стержень

Геометрическая характеристика каналов

№№ каналов	d_1 , мм	d_2 , мм	$R_1 = d_1/d_2$	$d_3 = d_2 - d_1$, мм	$l_{об}/d_3$	$l_{ус}/d_3$
1	6,01	83,71	0,0718	77,70	40	36
2	12,00	83,71	0,143	71,71	44	39
3	20,47	83,71	0,244	63,24	50	45
4	45,70	83,71	0,546	38,01	83	74
5	57,90	83,71	0,692	25,81	122	108

Примечания. d_1 — наружный диаметр внутренней трубы; d_2 — внутренний диаметр наружной трубы; d_3 — эквивалентный диаметр кольцевой трубы; $l_{об}$ — длина обогреваемого участка, $l_{ус}$ — длина успокоительного участка.

Воздух поступал к экспериментальному участку от высоконапорного вентилятора, пройдя предварительно выпрямляющую решетку и укороченную трубу Вентури, служившую для измерения расхода.

Трубы Вентури (использовались две трубы на разные диапазоны расхода) были предварительно протарированы на воде. Были также проведены специальные опыты для определения тепловых потерь от наружной трубы в окружающую среду. Потери тепла обычно не превышали 10%.

Проведение опытов и обработка опытных данных

С каждой кольцевой трубой были проведены две серии опытов: первая — при обогреве внутренней и теплоизоляции наружной стенки и вторая — при обогреве наружной и теплоизоляции внутренней стенки. Небольшое количество опытных данных было получено при одновременном обогреве обеих стенок и одинаковой плотности теплового потока на них.

Для проверки экспериментальной установки были также проведены измерения теплоотдачи при течении воздуха в круглой трубе (которой служила наружная труба) без внутренней вставки.

Все измерения проводились при установившемся тепловом состоянии системы. Температура стенок и перепад температур между стенками и потоком во всех опытах поддерживались приблизительно одинаковыми и соответственно равными $t_c = 60-80^\circ \text{C}$ и $(t_c - \bar{t}) = 35-50^\circ \text{C}$. Разница в количествах тепла, вычисленных по электрической мощности и по изменению теплосодержания воздуха на входе и выходе, обычно не превышала 3%.

При обработке опытных данных плотности теплового потока, обусловленного конвекцией, на внешней поверхности внутренней трубы и на внутренней поверхности наружной трубы определялись по формулам

$$q_{c1} = \frac{Q_1 - Q_{из}}{\pi d_1 l_{об}}, \quad q_{c2} = \frac{Q_2 - Q_{из} - Q_{п}}{\pi d_2 l_{об}}, \quad (1)$$

где Q_1 и Q_2 — электрические мощности, выделяемые на внутренней и внешней трубах; $Q_{п}$ — потери тепла наружной трубой в окружающую среду; $Q_{из}$ — тепловой поток за счет излучения. При вычислении $Q_{из}$ степени черноты поверхностей внутренней (сталь 1X18H9T) и наружной трубы (латунь) принимались равными $\epsilon_1 = 0,3$ и $\epsilon_2 = 0,06$. Величина $Q_{из}$ обычно не превышала 5% от выделяемой мощности.

Формулы (1) справедливы вдали от входа в обогреваемый участок трубы. Вблизи от входа при вычислении q_{c2} учитывалось изменение теплового потока вдоль стенки за счет теплопроводности. Величина этой растечки тепла при $x/d_3 \geq 2$ не превышала 8% (участок длиной $2d_3$ от входа не принимался в расчет). При вычислении q_{c1} растечка тепла не учитывалась, так как ее величина не превышала 0,5%.

$$\theta_1 = \frac{(t_{c1}^{ад} - \bar{t}) \lambda}{q_{c2} d_3}, \quad \theta_2 = \frac{(t_{c2}^{ад} - \bar{t}) \lambda}{q_{c1} d_3}, \quad (4)$$

$$Re = \frac{G d_3}{F \mu}, \quad (5)$$

где $t_{c1}^{ад}$ и $t_{c2}^{ад}$ — местные значения температуры адиабатических (т. е. теплоизолированных) внутренней и наружной стенок; λ и μ — коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости воздуха при средней калориметрической температуре в данном сечении; F — площадь поперечного сечения кольцевой трубы.

Оценка точности опытных данных показала, что максимальная относительная ошибка в определении чисел Nu составляла около 4%, а в определении θ — около 8%.

С увеличением x/d_3 местные значения чисел Nu_1 , Nu_2 , θ_1 и θ_2 асимптотически приближаются к постоянным значениям, называемым предельными. Будем обозначать предельные значения символами $Nu_{1\infty}$, $Nu_{2\infty}$, $\theta_{1\infty}$ и $\theta_{2\infty}$.

Так как трубы имели конечную длину, а опытные данные — некоторый разброс, то предельные значения $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$ определялись по средним значениям температур на некотором удаленном от входа участке, в пределах которого местные числа Nu изменялись не более чем на 3%. Этот участок отстоял от начала обогрева на 1200 мм и имел длину 1600 мм. Точно так же

Таблица 3

Предельные числа Нуссельта и адиабатические температуры в кольцевых трубах при обогреве наружной стенки и теплоизоляции внутренней

$Re \cdot 10^{-3}$	$Nu_{2\infty}$	$-\theta_{1\infty} \cdot 10^{6\circ K}$	$Re \cdot 10^{-3}$	$Nu_{2\infty}$	$-\theta_{1\infty} \cdot 10^6$	$Re \cdot 10^{-3}$	$Nu_{2\infty}$	$-\theta_{1\infty} \cdot 10^6$	$Re \cdot 10^{-3}$	$Nu_{2\infty}$	$-\theta_{1\infty} \cdot 10^6$
$R_1 = 0,0718$						$R_1 = 0,244$					
11,5	29,2	—	66	118	161,5	12,3	30,8	725	61,7	112	198,7
12,6	31,6	—	68	125,5	153,3	16,5	41	595	67,5	121	186,5
14,5	35	—	92,5	156,5	125,2	19,6	45,9	537	81,1	139,1	159,5
19,2	43,9	—	112,5	190,3	105	22,8	49,4	425	92,5	156,6	135,8
22,5	50,8	402	119,5	192	103,1	28,9	61,1	370,5	112	193	116,6
27,7	56,5	347	136	221,5	91,4	34,3	70,2	316	133	208,4	98,8
28	58,5	351,5	159	251,2	76,2	42,7	85,2	279	156	248,5	91,8
29,2	62,2	342,8	175	272	63,4	49,2	94,1	246	187,5	276	69
34,1	70	297	191	287,7	64	57	105,9	231	—	—	—
39,7	79	251,5	203	303	57,3	—	—	—	—	—	—
43,7	86,2	224	224	329,3	56,3	—	—	—	—	—	—
47,8	92,7	231	238	344	48,6	—	—	—	—	—	—
50,3	96,3	191,5	247	359	49,6	11,8	29,4	722	42,4	79,1	265
50,5	98,6	212,5	260	370	44,5	14,5	33,8	630	63,6	108,3	190,2
52,5	99,2	201,5	274	385	43,1	16,5	35,9	550	68,6	120,6	185,2
56,4	105,3	207	288,5	412	41,7	23,6	51,2	429	87,5	141,3	149
59,4	114,5	201	—	—	—	32,8	65,4	339	103,5	165	131
$R_1 = 0,143$						$R_1 = 0,692$					
12,3	29,9	735	58,8	107,5	217,3	10,4	25,7	754	36,5	69,8	323
15,6	38,1	604	66,5	116,5	191	12,7	30,1	662	37,5	73,5	295
21,7	49,7	465	81,5	137,3	151,5	15,7	35,4	548	43	75,7	244
23,3	53,1	430	106	179,5	132,5	18,5	40,9	514	44,8	82,1	266,5
25,7	56,6	409	144,7	237	103	21,8	46,5	458	54,7	92	211
31	65	373	187,5	281,2	76,6	26,5	53,3	385	64,7	104,2	187
36,3	73,9	328	216	314	—	31,2	61	375	67,2	110,5	171
42,7	82,4	299,9	225	316	61,2	—	—	—	—	—	—
51,6	96,2	236	—	—	—	—	—	—	—	—	—

определялись предельные значения $\theta_{1\infty}$ и $\theta_{2\infty}$. В этом случае участок, в пределах которого проводилось осреднение, отстоял от начала обогрева на 1800 мм и имел длину 1000 мм. В пределах этого участка местные значения θ изменялись не более чем на 12% для каналов № 1 и 2 и не более чем на 6% для остальных каналов.

Результаты измерений

На рис. 2 изображены результаты измерений теплоотдачи в круглой трубе в виде зависимости предельного значения Nu_{∞} от Re . Опытные данные приведены к значению температурного фактора, равного единице, путем введения поправки $(T_c/\bar{T})^{0.5}$. Как видно из графика, опытные значения лежат между кривыми, соответствующими известным эмпирическим уравнениям Михеева и Мак-Адамса. Они также находятся в хорошем согласии с результатами теоретического расчета [7].

На рис. 3 в качестве примера показано изменение температуры обогреваемой и адиабатической стенок, средней калориметрической температуры потока и местного числа Nu по длине кольцевой трубы с $d_1/d_2 = 0,244$ при обогреве только внутренней или только наружной труб. Можно видеть, что при $x/d_3 \geq 20$ числа Nu_1 и Nu_2 и разности температур $(t_{c1}^{ад} - \bar{t})$ и $(t_{c2}^{ад} - \bar{t})$ принимают постоянные значения.

В табл. 2 и 3 приведены значения предельных чисел Нуссельта и безразмерных адиабатических температур на внутренней и наружной стенках для слу-

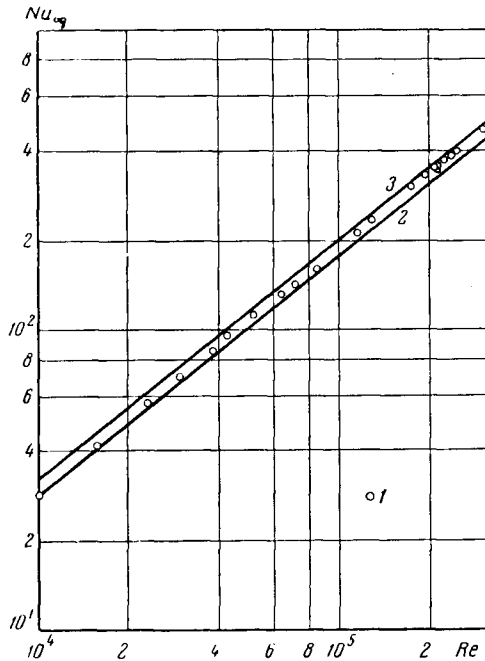


Рис. 2. Предельные значения числа Nu_{∞} в круглой трубе.

1 — опытные данные, приведенные к значению температурного фактора, равного единице; 2 — по уравнению $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$ (Михеев); 3 — по уравнению $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$ (Мак-Адамс)

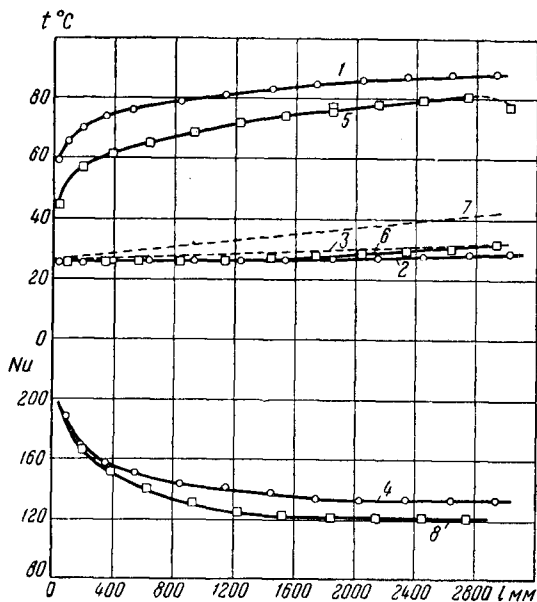


Рис. 3. Изменение температур обогреваемой и адиабатической стенок, температуры потока и чисел Nu по длине кольцевой трубы при $d_1/d_2 = 0,244$.

1, 2, 3, 4 — соответственно t_{c1} , $t_{c2}^{ад}$, \bar{t} , Nu_1 при $q_{c2} = 0$; $Re = 63 \cdot 10^3$; 5, 6, 7, 8 — соответственно t_{c2} , $t_{c1}^{ад}$, \bar{t} , Nu_2 при $q_{c1} = 0$; $Re = 67,5 \cdot 10^3$

чая, когда одна из стенок теплоизолирована. Эти значения даны в зависимости от числа Re для всех исследованных кольцевых труб*.

Зависимость $Nu_{1\infty}$, $Nu_{2\infty}$, $\theta_{1\infty}$ и $\theta_{2\infty}$ от числа Re для кольцевой трубы с $d_1/d_2 = 0,244$ при обогреве только внутренней или только наружной труб представлена на рис. 4. Как нетрудно убедиться, числа $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$ пропорциональны $Re^{0,8}$. Такая же зависимость наблюдается и для других коль-

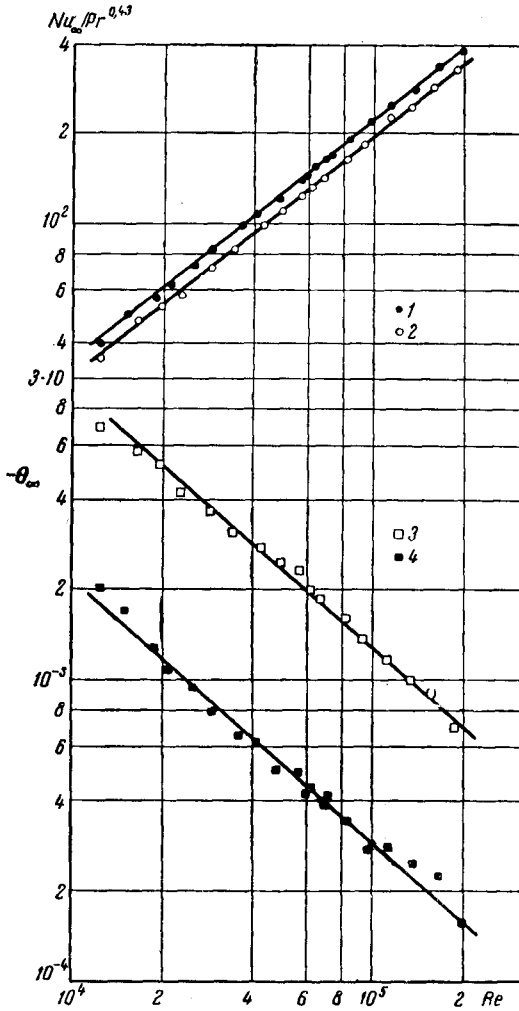


Рис. 4. Предельные числа Nu_{∞} и θ_{∞} в зависимости от Re в кольцевой трубе при $R_1 = 0,244$. 1 — $Nu_{1\infty}$ при $q_{c2} = 0$; 2 — $Nu_{2\infty}$ при $q_{c1} = 0$; 3 — для $-\theta_{1\infty}$; 4 — для $-\theta_{2\infty}$

цевых труб, исключая внутреннюю стенку труб с $d_1/d_2 = 0,0718$ и $0,143$. Для первой из них $Nu_{1\infty}$ оказался пропорциональным $Re^{0,76}$, а для второй — $Re^{0,78}$. Поэтому разница между предельными значениями $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$ для труб с $d_1/d_2 = 0,0718$ и $0,143$ уменьшается с увеличением Re . Предельные значения $\theta_{1\infty}$ и $\theta_{2\infty}$ изменяются приблизительно пропорционально $Re^{-0,88}$.

Изменение предельных значений $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$, $\theta_{1\infty}$ и $\theta_{2\infty}$ в зависимости от $R_1 = d_1/d_2$ при обогреве только внутренней или только наружной труб

* В значениях чисел Nu_{∞} , приведенных в табл. 2, 3 и на рис. 3, 4, 5 и 7, поправки на температурный фактор не введены.

иллюстрируют рис. 5 и 6. Как видно из рисунков, числа Nu_{∞} и $-\theta_{\infty}$ на внутренней стенке выше, чем на наружной. С увеличением R_1 разница в значениях этих величин уменьшается и при $R_1 = 1$, т. е. в случае плоской трубы с односторонним обогревом становится равной нулю. При $R_1 \rightarrow 0$ число $Nu_{2\infty}$ стремится к значению этого числа для круглой трубы (см. пунктирные линии на рис. 5).

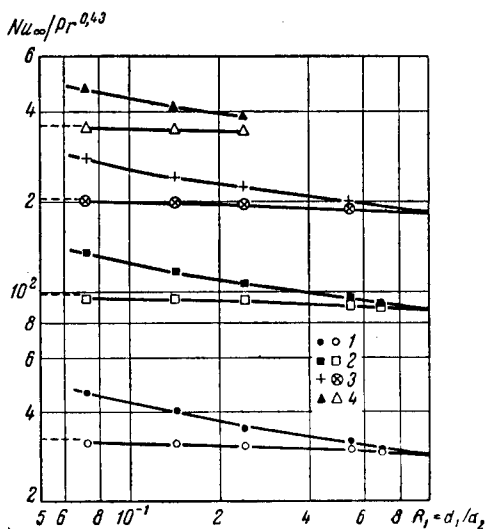


Рис. 5

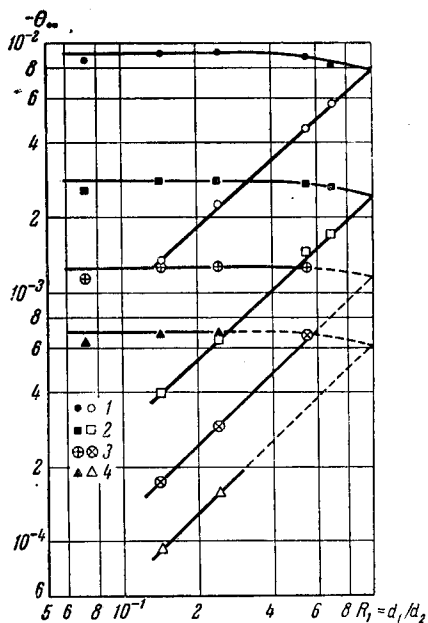


Рис. 6

Рис. 5. Предельные числа Nu_{∞} в кольцевых трубах в зависимости от R_1 .

1 — $Re = 10^4$; 2 — $Re = 4 \cdot 10^4$; 3 — $Re = 10^5$; 4 — $Re = 2 \cdot 10^5$; темные точки — $Nu_{1\infty}$ при $q_{c2} = 0$; светлые точки — $Nu_{2\infty}$ при $q_{c1} = 0$; — — — значение Nu_{∞} для круглой трубы

Рис. 6. Предельные числа θ_{∞} в кольцевых трубах в зависимости от R_1 .

1 — $Re = 10^4$; 2 — $Re = 4 \cdot 10^4$; 3 — $Re = 10^5$; 4 — $Re = 2 \cdot 10^5$; темные точки — $\theta_{1\infty}$; светлые точки — $\theta_{2\infty}$

Этот результат легко объяснить на основе имеющихся опытных данных о распределении скорости при турбулентном течении в кольцевых трубах [8,9]. Профиль скорости в кольцевых трубах несимметричен по отношению к стенкам; точка максимума скорости сдвинута к внутренней стенке. Так что градиент скорости на внутренней стенке всегда выше, чем на наружной, причем разница между ними увеличивается с уменьшением d_1/d_2 . По этой причине $Nu_{1\infty} > Nu_{2\infty}$ и разница между ними также возрастает с уменьшением d_1/d_2 .

В предыдущей нашей работе [6] из теоретических соображений было показано, что числа Nu_{∞} на внутренней и наружной стенках кольцевой трубы при произвольном соотношении плотностей теплового потока на стенках можно представить в виде:

$$Nu_{1\infty} = \frac{Nu_{1н\infty}}{1 + \frac{q_{c2}}{q_{c1}} \theta_{1\infty} Nu_{1н\infty}},$$

$$Nu_{2\infty} = \frac{Nu_{2н\infty}}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}} \theta_{2\infty} Nu_{2н\infty}},$$
(6)

где $Nu_{1\infty}$, $Nu_{2\infty}$, $\theta_{1\infty}$ и $\theta_{2\infty}$ — предельные числа Нуссельта и адиабатические температуры на внутренней и наружной стенках при одностороннем (несимметричном) подводе тепла (именно эти значения приведены в табл. 2, 3 и на рис. 2—6).

Результаты расчета теплоотдачи (т. е. $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$) для кольцевой трубы с $d_1/d_2 = 0,244$ при $q_{c1} = q_{c2}$ изображены на рис. 7 сплошными линиями.

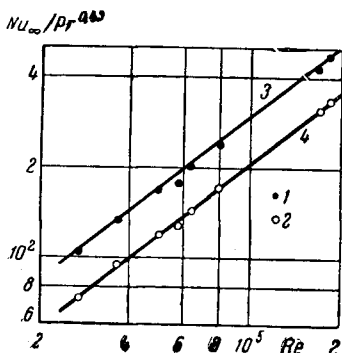


Рис. 7. Предельные числа Nu_{∞} в кольцевой трубе в зависимости от Re при $R_1 = 0,244$ и $q_{c1} = q_{c2}$.

1 и 2 — $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$ по данным непосредственных измерений; 3 и 4 — $Nu_{1\infty}$ и $Nu_{2\infty}$ — расчет по уравнениям (6)

В виде точек нанесены результаты непосредственных измерений на той же трубе при одинаковых значениях q_{c1} и q_{c2} . Как и следовало ожидать, результаты расчета и непосредственных измерений находятся в очень хорошем соответствии.

Приведенные в работе данные могут быть использованы для расчета теплоотдачи в кольцевых трубах в области с наступившей тепловой и гидродинамической стабилизацией потока при произвольном соотношении тепловых нагрузок на стенках.

Московский энергетический институт

Поступила в редакцию
6 X 1963

ЛИТЕРАТУРА

1. E. S. Davis, Trans. ASME, **65**, 755, 1943.
2. C. C. Monrad, J. F. Pelton, Trans. Amer. Inst. Chem. Engrs., **38**, 593, 1942.
3. O. Walger, Chem. Ing. Techn., **25**, 474, 1953.
4. Е. К. Аверин, А. Я. Инаятов, Н. С. Кондратьев, В. А. Кусиков, М. А. Михеев, О. С. Федынский, Сб. «Теплопередача и тепловое моделирование», Изд-во АН СССР, 1959, стр. 138.
5. В. Е. Дорожук и Ф. П. Фрид, Сб. «Теплообмен при высоких тепловых нагрузках и других специальных условиях». Госэнергоиздат, 1959.
6. Б. С. Петухов, Л. И. Ройзен, Инж.-физ., ж., № 3, 1963.
7. Б. С. Петухов, В. Н. Попов, Теплофизика высоких температур, **1**, № 1, 1963.
8. J. G. Knudsen, D. L. Katz, Fluid Dynamics and Heat Transfer. New York, 1958.
9. R. R. Rothfus, C. C. Monrad, V. E. Senecal, Ind. Engng. Chem., **42**, № 12, 1950.