

ТЕПЛОТЕХНИКА

И. Г. ТАРАНЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО
СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМОГО КРУГЛОГО
РАЗРЕЗНОГО РЕБРА

Большинство современных теплообменных аппаратов изготавливается из оребренных поверхностей, которые широко применяются в воздухо- и газоохладителях различных видов энергетических и силовых установок.

В последнее время находят применение моно- и биметаллические трубы с цельнокатанными винтовыми оребрениями. Теплообменники (холодильники) из этих труб с коэффициентом оребрения от 3 до 15 применяются в системе воздухоохладителей электрических машин, в электровозах переменного тока, в высокочастотных преобразователях, а также в газотурбинных установках и т. д. Повышение эффективности работы теплообменных аппаратов любого вида в настоящее время лимитируется в основном интенсивностью процессов конвективного теплообмена. Более эффективное использование теплообменной поверхности приводит к уменьшению габаритных размеров и количества затрачиваемого металла, а следовательно к снижению веса теплообменных аппаратов. Для эффективного уменьшения веса теплообменных аппаратов решающее значение имеет интенсификация процессов конвективного теплообмена.

Для интенсификации процесса конвективного теплообмена необходимо турбулизировать поток жидкости у поверхности тела так, чтобы получить минимальную толщину и максимальную степень турбулентности ламинарного пограничного слоя, при котором улучшаются условия перехода тепла от твердого тела к набегающему потоку. Из известных способов деформации пограничного слоя в данной работе рассматривается принцип начальных участков или метод коротких ребер. Один из вариантов для труб с продольными разрезами показан на рис. 1.

Интенсивность теплообмена можно значительно повысить, разрезая ребро на отдельные элементы малого размера, на которых не успевает образовываться ламинарный пограничный слой воздуха значительной толщины. Исследованием теплоотдачи и аэродинамического сопротивления разрезных продольных ребер с прямоугольным профилем занимался институт теплоэнергетики АН УССР [2]. В [2] исследованы

дованы различные варианты разрезного продольного ребра. Силошное продольное стальное ребро было разрезано (через определенные расстояния) до основания и полученные элементы отогнуты относительно оси потока под углом от 5 до 45 градусов. Авторы работы [2] пришли к выводу, что теплоотдача разрезного ребра с 5° углом разводки элементов больше теплоотдачи гладкого (неразрезного) ребра на 45%, а сопротивление больше в среднем на 14%. Дальнейшее увеличение

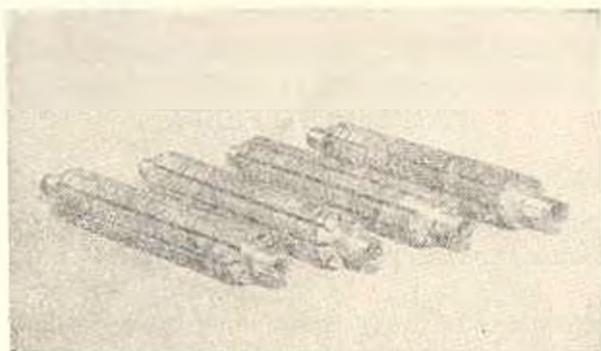


Рис. 1. Трубка с разрезными ребрами.

угла разводки элементов ребра от 5 до 45 практически не влияло на интенсивность теплоотдачи, а между тем сопротивление возросло от 75 до 22%. Обобщая результаты своих опытов по теплоотдаче и сопротивлению, авторы в [2] приходят к выводу, что оптимальный угол разводки равен 5°. Вопросы интенсификации процессов конвективного теплообмена поперечно обтекаемого разрезного круглого цельнокаганного ребра в последнее время занимался Армянский филиал ВНИИЭМ.

Для исследования теплоотдачи и аэродинамического сопротивления вюль цельнокаганной оребренной трубки фрезировались канавки. Количество разрезов в нашем опыте изменилось от 2 до 8, глубина — от нуля до основания ребра. Во всех опытах ширина разрезов оставалась постоянной ($\Delta = \text{const}$). Модели оребренной трубки имели следующие характеристики: внутренний диаметр базовой трубки $d_1 = 8$ мм; наружный диаметр $d = 12$ мм; диаметр по оребрению $D = 27,5$ мм; средняя толщина ребра $\delta = 0,5$ мм; высота ребра $h = 7,75$ мм; шаг между вершинами ребер $l = 3$ мм; коэффициент оребрения $\varphi = 9,5$.

Теплоотдачи и сопротивление исследовались в условиях нагрева воздуха, омывающего оребренную поверхность трубки, внутри которой протекала вода, нагретая до температуры 50—98°. Исследование теплоотдачи и сопротивления оребренной трубки производилось в разомкнутой аэродинамической трубе прямоугольной формы. Метод проведения исследования и схема установки были описаны в [3]. На основании измерений определялся общий коэффициент теплоотдачи K , а затем вычислялись значения коэффициента теплоотдачи со стороны воды и со стороны воздуха.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, для развитого турбулентного режима течения в трубе вычислялся по формуле [1]:

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr_n^{0.41} (Pr_n/Pr_{cm})^{0.25}, \quad (1)$$

а для переходного режима течения ($Re = 2 \cdot 10^3 - 10^4$), отличающегося неустойчивостью, по формуле

$$Nu = A \cdot Pr_n^{0.41} (Pr_n/Pr_{cm})^{0.25}. \quad (2)$$

В формуле (2) величина A находится в зависимости от числа Рейнольдса (Re) [1].

Коэффициенты теплоотдачи со стороны воды были доведены до $25000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ за счет сжатия проходного сечения трубки. Благодаря этому основное термическое сопротивление переносу тепла сосредоточилось на наружной стороне исследуемого элемента. Поэтому погрешности, связанные с расчетным определением коэффициента теплоотдачи от тела к воздуху α_b , практически не отражаются на точности установленных значений коэффициента теплоотдачи для ребренной поверхности α . Благодаря сжатию проходного сечения трубы температура поверхности базовой трубки практически была равна температуре воды, поэтому во многих опытах пришлось отказаться от непосредственного замера температуры стенки базовой трубки и ограничиться лишь только некоторыми контрольными замерами.

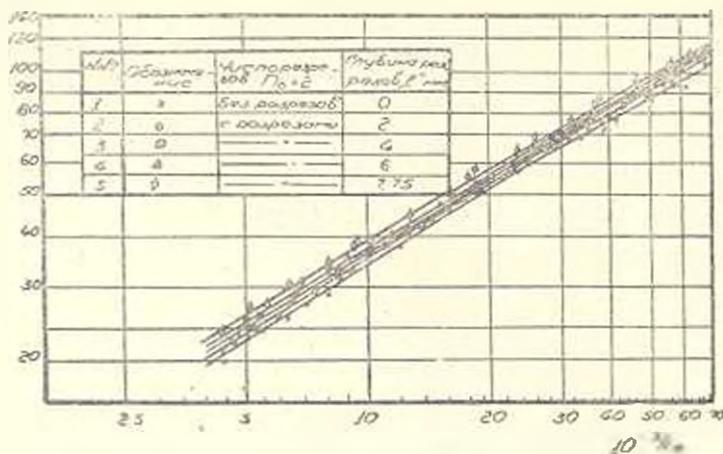
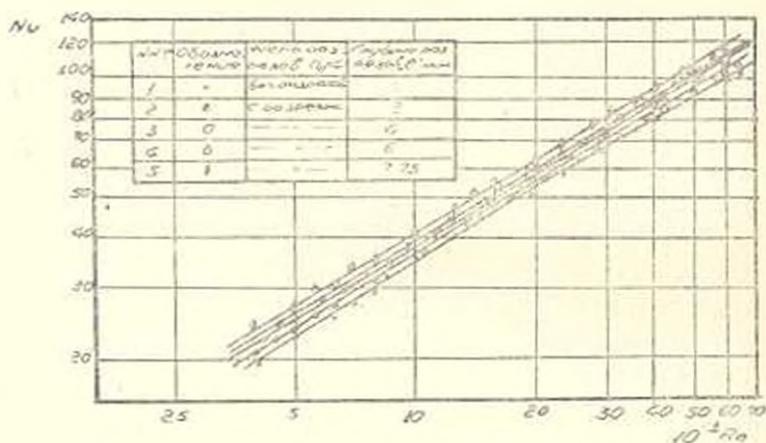
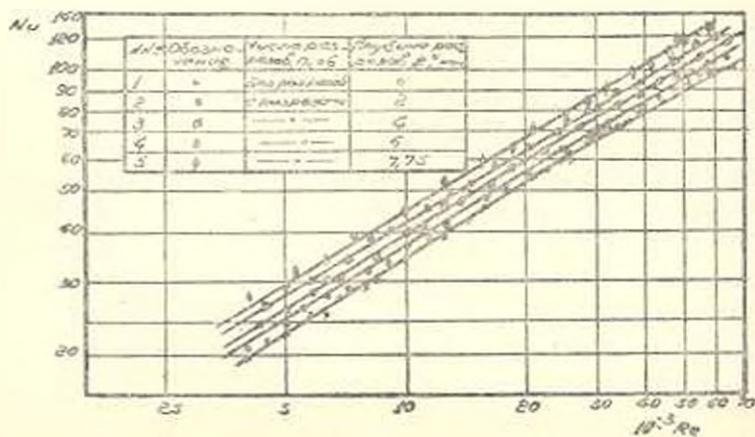
С целью обобщения результатов конечная обработка экспериментальных данных производилась в критериях теплового подобия. Для исследуемого случая конвективного теплообмена определяющими безразмерными величинами являются критерии Рейнольдса (Re), Прандтля (Pr), а также отношения глубины (l), ширины (Δ), разрезов и длины дуги между канавками (S) к наружному диаметру базовой трубки.

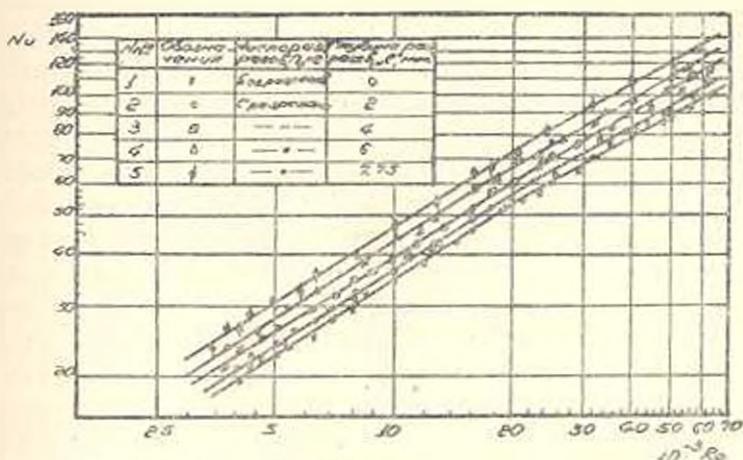
В первом этапе исследования влияние величины Δ/d на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление исключалось, так как опыты были проведены при постоянном отношении Δ/d . Поэтому окончательные результаты исследования устанавливались в виде следующей функциональной зависимости между критериями подобия Nu , Re , Pr и симплексами геометрических величин, характеризующими глубину, ширину и число разрезов ребренной трубки:

$$Nu = f(Re, Pr, l/d, s/d, \dots). \quad (3)$$

За определяющую температуру характеризующую физические параметры теплоносителя, принималась средняя температура потока. Как характерный линейный размер в критериях подобия Нуссельта (Nu) и Рейнольдса (Re) принят наружный диаметр базовой трубки. В критериях Re и Ейлера (Eu) скорость была отнесена к сжато сечению рабочей части аэродинамической трубы, куда помещалась модель исследуемого элемента.

Результаты опытов по теплоотдаче представлены в логарифмической системе координат на рис. 2-5, где по оси абсцисс отложены значения критерия Re , а по оси ординат — критерия Nu .

Рис. 2. Зависимость $Nu = f(Re)$ при $s/d = 3.44$ и $l/d = 0.65$.Рис. 3. Зависимость $Nu = f(Re)$ при $s/d = 1.63$ и $l/d = 0.65$.Рис. 4. Зависимость $Nu = f(Re)$ при $s/d = 1.13$ и $l/d = 0.65$.

Рис. 5. Зависимость $Nu = f(Re)$ при $s/d = 0,733$ при $l/d = 0 : 1,65$.

Из графиков видно, что для всех значений числа разрезов с увеличением глубины разрезов, т. е. с увеличением отношения l/d коэффициент теплоотдачи увеличивается. Сравнение результатов по теплоотдаче показывает, что коэффициент теплоотдачи при числе разрезов $n = 2$ на 11,2% больше коэффициента теплоотдачи без разрезной трубки (т. е. $n = 0$). Анализ показывает, что при малых значениях скорости набегающего потока воздуха в зависимости от глубины разрезов коэффициент теплоотдачи растет медленнее, чем при высоких значениях. Подобное явление замечается и при числе разрезов $n = 4, 6$ и 8. Физическая сущность этого явления объясняется тем, что в интервале изменения l/d $0,166 \leq \frac{l}{d} \leq 0,333$ ламинарный пограничный слой

при наличии „микроребер“ возбуждается слабее, чем при значении $0,333 < l/d < 0,65$. При глубине разрезов $l/d = 0,166$, когда число разрезов s/d изменяется в интервале $1,635 < s/d \leq 3,44$, рост коэффициента теплоотдачи происходит медленнее, чем в интервале изменения $0,733 < s/d \leq 1,635$. Из сравнения результатов вытекает, что при числе Рейнольдса $5000 \leq Re \leq 40000$ и $l/d = 0,65$ в области изменения s/d $0,733 \leq s/d \leq 3,14$ коэффициент теплоотдачи по сравнению с коэффициентом теплоотдачи безразрезных ребер растет от 11,2 до 33,5%. При чем малое значение роста коэффициента теплоотдачи получается при максимальном значении s/d , т. е. при номинальном значении числа разрезов ($n = 2$), а максимальное значение при минимальном значении s/d , а именно при $n = 8$.

Так как интенсивность процесса теплообмена определяется характером движения в пограничном слое, то повышение значения коэффициента теплоотдачи следует объяснить возмущением пограничного слоя под действием сил, обуславливающих турбулентное движение в полостях ребер. Как видно из графиков рис. (2–5), в области развитого турбулентного движения потока воздуха ($4 \cdot 10^3 < Re < 65 \cdot 10^3$)

при отношении $s/d = 3,44$ для всех значений l/d , коэффициент теплоотдачи остается постоянным, а для отношения $s/d < 3,44$ изменяется в зависимости от числа Рейнольдса. Это свидетельствует о том, что при больших значениях s/d и l/d более интенсивно разрушается ламинарный пограничный слой, чем при меньших значениях этих величин. Разрушенный пограничный слой под действием потока воздуха удаляется от поверхности ребер. В устье межреберного пространства происходит непрерывный интенсивный обмен. Интенсивный турбулентный захват приводит к уменьшению термического сопротивления с наружной стороны теплоотдающей поверхности. Другим обстоятельством, на которое необходимо обратить внимание, является монотонное убывание коэффициента теплоотдачи при значениях $s/d < 1,035$ и $l/d > 0,5$. Поэтому значительный интерес представляет исследование влияния ширины, а также увеличение числа разрезов на теплоотдачу. Увеличивая число разрезов до бесконечности, приходим к поверхности базовой гладкой трубки, при которой коэффициент теплоотдачи увеличивается, но уменьшается теплоотдающая поверхность. Следовательно, интенсификация процесса теплоотдачи за счет больших чисел начальных участков целесообразна только при оптимальном числе „микроребер“ и оптимальной ширине разрезов. В результате обобщения опытных данных по теплоотдаче трубки с круглыми разрезными ребрами в поперечном потоке воздуха при $\Delta = 2$ мм автором установлены следующие зависимости:

для значений

$$3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 20 \cdot 10^3, 0,166 \leq \frac{l}{d} \leq 0,33 \text{ и } 0,733 \leq \frac{s}{d} \leq 3,14$$

$$Nu = 0,119 Re^{0,65} (l/d)^{0,12} \left(\frac{s}{d}\right)^{0,12} Pr^{0,4}; \quad (4)$$

для значений

$$3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 20 \cdot 10^3, 0,333 \leq l/d \leq 0,65 \text{ и } 0,733 \leq \frac{s}{d} \leq 3,44,$$

$$Nu = 0,135 Re^{0,65} \cdot (l/d)^{0,12} \cdot (s/d)^{-0,12} \cdot Pr^{0,4}; \quad (5)$$

для значений

$$20 \cdot 10^3 \leq Re \leq 6,5 \cdot 10^3, 0,166 \leq l/d \leq 0,5 \text{ и } 0,733 \leq \frac{s}{d} \leq 3,44,$$

$$Nu = 0,256 Re^{0,58} (l/d)^{0,17} (s/d)^{0,134} Pr^{0,4}; \quad (6)$$

и наконец, для значений

$$20 \cdot 10^3 Re \leq 6,5 \cdot 10^3, 0,5 \leq l/d \leq 0,55 \text{ и } 0,633 \leq \frac{s}{d} \leq 3,44$$

$$Nu = 0,268 Re^{0,58} \cdot (l/d)^{0,21} (s/d)^{0,21} Pr^{0,4}; \quad (7)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}; \quad Re = \frac{w \cdot d}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a};$$

$$S = \frac{\pi D - n \cdot \Delta}{n}; \quad (8)$$

D – наружный диаметр ребра; n – количество разрезов.

Определение аэродинамического сопротивления единичной трубки производилось методом взвешивания, разработанным в ЦАГИ, и методом замера перепада статистических давлений перед и за моделью. Экспериментальные данные по сопротивлению описываются следующими эмпирическими уравнениями:

для значений

$$3000 < Re < 12 \cdot 10^3; 0,733 < Re < 12 \cdot 10^2; 0,733 < \frac{s}{d} < 3,44$$

при $\frac{l}{d} = 0,65$,

$$\bar{E}_a = 0,776 Re^{-0,17}; \quad (9)$$

а для значений $12 \cdot 10^3 < Re < 8,5 \cdot 10^4$, $0,733 < \frac{s}{d} < 3,44$,

$$E = 0,337 \cdot Re^{-0,05}. \quad (10)$$

Резюмируя изложенное отметим, что при $\frac{l}{d} = 0,65$, когда число Рейнольдса изменяется в интервале $3 \cdot 10^3 < Re < 65 \cdot 10^3$, а $\frac{s}{d}$ находится в области $0,733 < \frac{s}{d} < 3,44$ коэффициент теплоотдачи разрезных ребер по сравнению с коэффициентом теплоотдачи ребер не имеющих разрезов увеличивается на 28%. В указанных интервалах изменения $\frac{l}{d}$, Re и $\frac{s}{d}$, коэффициент гидравлического сопротивления увеличивается лишь на 19%.

Армянский филиал ВНИИЭМ

Поступило 15. VI. 1964

В. Ч. РАИЦАЦАН

ԿՏՏՏՎԱԾՔՈՎ ԿԼՈՐ ԿՈՂԵՐԻ ՋԵՐՈՒՏՏՎՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԱԷՐՈԴԻՆԱՄԵԿԱԿԱՆ ԿԻՄԱԳՐՈՒԹՅԱՆ ՌԻՍԻՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ ՕՒԻ ԼՍՅՆԱԿԱՆ ՀՈՍՔՈՎ ՇՐՋՀՈՍԵԼԻՍ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Փամանակակից բոլոր տեսակի Հանրգեաիկ սարքադորուսների մեջ լաին կիրառութիւնն են գտել ջերմափոխանակիչ ապարատները: Էներգեաիկ և ուժաիւն կալանքների համար ջերմափոխանակիչ ապարատների նախադժման

Նիմքում ընկած է ջերմափոխանակման մակերևույթի ռադիոնայ ընտրություն հարցը: Մակերևույթի ռադիոնայ ընտրությունից և նրա հարապատասխանից է կախված տաքացվող կամ հովացվող մակերևույթի օերմության արձակման և կլանման ինտենսիվությունը:

Ջերմափոխանակիչ տպարտոնները մեծ մասամբ ստրքում են կողավոր խողովակներից: Վերջին մամանակներս էներգետիկ սարքավորումների հովացման տպարատներում լայն կիրառություն է ստացել երկմետաղյա և մեկ մետաղյա ամրողջական գլանված շրջանային կողերով կլոր խողովակները: Մեկ մետաղից կամ երկմետաղից բաղկացած խողովակի պլանման ժամանակ նրա արտաքին մակերևույթի վրա ստացվում են պոռուտակած և պոտավորված կլոր կողեր:

Այդպիսի կողեր անկողող խողովակների ջերմաափոխության ինտենսիֆիկացմանն է նվիրված տվյալ հոդվածը: Ջերմաափոխության ինտենսիֆության բարձրացման հիմնական պայմանը լամինար սահմանային շերտի հեռացումն է: Նրա իրականացման համար գոյություն ունեն մի շարք մեթոդներ: Առաջարկված մեթոդով համատարած կլոր կողերը կարտելով շատավիզի ուղղությամբ, այն տրոհվում է հատվածների, ալյակս կոչված ամիրոպիլներով, սրանք թույլ չեն սալիս կողերի արտաքին մակերևույթի վրա լամինար սահմանային շերտերի առաջացում:

Փորձի արդյունքները ընդհանրացված են կրիտերիայ մեծությունների ոգնություններ և բերված են բանաձևեր, սրոնցով հնարավոր է հաշվարկել նման կողերով խողովակներից բաղկացած ջերմափոխանակիչներ, կախված կողերի կարվածքի թվից, խորությունից և լայնությունից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Михеев М. А. Теплоны телепередачи. Госэнергоиздат, 1956.
2. Семилет З. В. и Буцкий Н. Д. Исследования теплоотдачи и сопротивления продольно обтекаемого разрезного ребра, «Холодильная техника», № 1, 1962.
3. Թարանյան Մ. Գ. «Известия АН Армянской ССР, серия технических наук», № 3, 1964.