

УДК 536.24

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В УПАКОВКЕ С ТРЕУГОЛЬНЫМИ КАНАЛАМИ

Б.В. ПЕРЕПЕЛИЦА

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

Приведены результаты экспериментального исследования распределения температуры на поверхности теплообменника сложной формы типа “набивки Френкеля”. Измерения выполнены при течении воздуха между двумя гофрированными пластинами с гофрами треугольного сечения, направленными под углом 90° друг к другу. Измерения проведены с помощью микротермопар, наклеенных на наружной поверхности нагревателя. Анализируется влияние точек контакта, числа Рейнольдса и зазора между гофрированными пластинами на распределение температуры по поверхности теплообменника при турбулентном режиме течения воздуха. Основное внимание уделено распределению температуры на поверхности нагрева в элементарной ячейке. Проведенные исследования показали незначительное влияние точек контакта и зазора на вид распределения температуры по периметру нагреваемой ячейки.

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что структура турбулентного потока решающим образом влияет на интенсивность турбулентного переноса тепла. Одними из наиболее трудных для теоретического описания и экспериментального исследования являются процессы теплообмена в каналах сложной геометрии. В то же время это одна из наиболее часто используемых систем в теплообменных устройствах различного назначения. Существуют многочисленные конструкции компактных теплообменников, обеспечивающих повышенный уровень турбулентности и способствующих организации отрывов и вторичных пристенных течений. Общим для механизма интенсификации теплообмена является организация интенсивных вихревых структур, что приводит к существенному увеличению теплообмена. Распространенным способом интенсификации теплообмена является использование поверхностей с различной конфигурацией выштамповок и гофров. Трехмерные турбулентные течения в каналах сложной формы в последние десятилетия стали предметом многочисленных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований. К настоящему времени опубликовано большое количество исследований термогидравлических характеристик сложных компактных теплообменников [1–6]. Разработка соответствующих методов расчета турбулентных потоков затруднена из-за отсутствия сколько-нибудь удовлетворительной модели турбулентности для трехмерных течений. Структура турбулентности таких потоков еще недостаточно изучена. Большую информацию об общей картине течения в каналах сложной формы могут дать визуальные методы исследования [7]. Значительная интенсификация теплоотдачи наблюдается при взаимодействии скрещивающихся струек жидкости, она осуществляется в теплопередающих элементах типа “набивки Френкеля” [8–12]. Такого рода поверхности теплообмена могут быть образованы из гофри-

рованных пластин, на смежных листах которых гофры расположены под некоторым углом друг к другу. Теплопередающие элементы типа “набивки Френкеля” находят широкое применение в различных областях техники благодаря ряду особенностей, свойственных таким поверхностям нагрева (технологичность конструкции, высокая компактность набивки и др.). Пластинчато-ребристая поверхность теплообмена, элементы которой располагаются под некоторым углом к первоначальному направлению движения потока, способна обеспечить высокий уровень теплоотдачи.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

Измерения проведены при течении воздуха между двумя волнистыми пластинами с треугольными гофрами в диапазоне чисел Рейнольдса от 800 до 19000. Схемы рабочего участка и одной ячейки канала представлены на рис. 1. Одна из пластин шириной 80 мм и длиной 140 мм изготовлена из тонкой нержавеющей ленты толщиной 0,15 мм, другая, длиной 200 мм — из органического стекла. Пластины прижимались друг к другу по всей площади. Анализируется влияние точек контакта, числа Рейнольдса и зазора между волнистыми пластинами на распределение температуры на поверхности ячейки теплообменника при турбулентном режиме течения. Величина зазора изменялась от 1 до 2,7 мм. Геометрические размеры сечения треугольного канала и схема расположения 15 термопар поперек ребра участка нагрева представлены на рис. 2. Металлическая пластина наклеена на стеклотекстолитовый шаблон такой же формы. Лента нагревается электрическим током и омывается с одной стороны потоком рабочей жидкости. Пластины помещены в канал прямоугольного сечения 40×80 мм. В качестве рабочей жидкости использовался воздух. В опытах поддерживались граничные условия второго рода с однородной плотностью теплового потока.

Измерение температуры стенки

Для измерения температуры поверхности нагрева использовался термопарный метод. Основные трудности, возникающие при использовании термопар, заключаются в необходимости изготовления спая достаточно малых размеров и такого

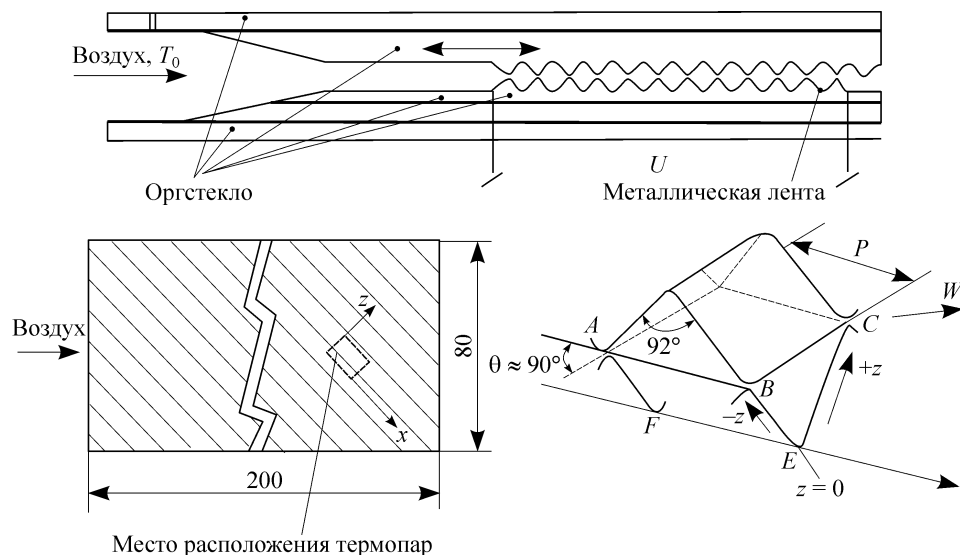


Рис. 1. Схема рабочего участка и одной ячейки канала.

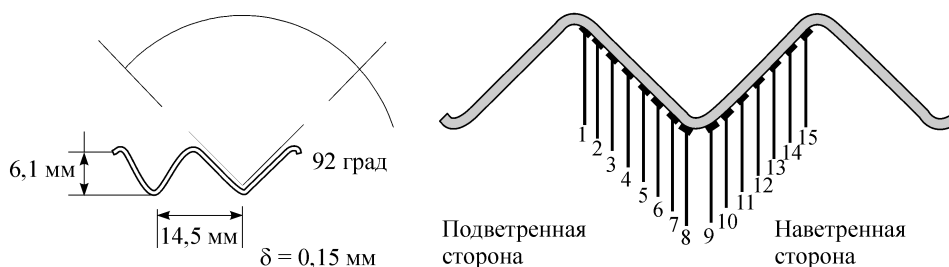


Рис. 2. Геометрические размеры сечения треугольного канала и схема расположения 15 термопар поперек ребра участка нагрева.

расположения спая и подводных проводов, которое в наименьшей степени нарушало бы распределение температуры. Термопары изготовлены из эмалированных проводников диаметром 0,06 мм. В качестве термоэлектродов использовались нихром и константан. Горячий спай термопар сваривался точечной конденсаторной сваркой и его размер не превышал диаметра проводников. Для измерения температуры поверхности нагрева горячий спай термопар расплющивался до размеров $0,01 \times 0,25 \times 1$ мм и наклеивался на тепловыделяющую стенку с наружной стороны, на которую предварительно был наклеен слой слюды толщиной не более 0,01 мм.

Термопары на стенке располагались по линии, перпендикулярной ребрам волнистой пластины, вдоль оси Z. На ребрах канала было размещено 15 термопар: на наветренной стороне ребра размещалось семь термопар, на подветренной — восемь. Холодные спаи термопар располагались в канале перед участком нагрева и омывались потоком рабочей жидкости, что позволяло измерять температуру стенки относительно температуры набегающего потока. От холодных спаев сигнал с термопар через медные провода и термопарный переключатель подавался на регистрацию. Для измерения термо-ЭДС использовался цифровой вольтметр постоянного тока с ценой деления в $1 \mu V$.

Перемещение верхней пластины из оргстекла относительно нагреваемой позволяет менять положение термопар относительно точек контакта. Такая процедура позволяет значительно расширить объем получаемой информации о распределении температуры в различных местах ячейки. Помещение небольших боковых вставок позволяло создать зазор между гофрированными пластинами. Величина зазора составляла 1, 2,3 и 2,7 мм.

Схема измерений, выполняемых на контуре, также включала в себя определение параметров, необходимых для контроля режима работы контура, и величин, необходимых для расчета термодинамических характеристик рабочего участка при заданных условиях опыта. Такими параметрами являлись давление и температура в различных местах контура, расход теплоносителя, мощности, подводимые к рабочему участку, и т. д. Общий расход воздуха через рабочий участок измерялся расходомером и регулировался вентилем. Температура на входе в рабочий участок поддерживалась постоянной с помощью участка термостабилизации. Перепад давления на рабочем участке определялся по показаниям дифференциальных датчиков давления, подключенных к дренажным отверстиям на входе и выходе.

Термопары обеспечивали измерение всех температур с точностью до $\pm 0,1^\circ C$. Напряжение и ток на нагревателе измерялись с точностью $\pm 0,05\%$. Перепад температуры между стенкой в измеряемом сечении и воздухом на входе в рабочий канал в данных опытах составлял 8–25 К.

Расход воздуха измерялся с помощью ротационного счетчика газа. Ошибка в определении расхода достигала $\pm 5\%$, что вносило основную погрешность в нахождении значений критериев Re и Nu . Для получения более достоверной оценки этих величин увеличивалось число независимых опытов.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

На рис. 3 приведены данные распределения температуры поперек ребра в зависимости от положения точек контакта при отсутствии зазора между пластинами. Измерения проведены при $Re = 14000$ и шести положениях верхней пластины относительно нижней. Координата X отсчитывается вдоль ребра по потоку и ее значение равно расстоянию от термопары до сечения, в котором расположены точки контакта. Полученные данные показывают, что изменения температуры как на наветренной, так и подветренной сторонах ячейки вдоль ребра, незначительны и увеличиваются с ростом числа Re . При приближении к точке контакта в верхней части ребра температура стенки незначительно снижается. Наиболее высоких значений температура достигает между точками контакта.

Как видно на графике, изменения температуры стенки, вызванные смещением точек контакта, значительно меньше, чем изменения температуры по периметру ребра, связанные со структурой турбулентного потока между пластинами. Наиболее высокие значения температуры наблюдаются на подветренной стороне ребра вблизи вершины угла, наиболее низкие — на противоположной, наветренной, стороне, в верхней части ребра. Таким образом, результаты измерений показывают, что процессы теплоотдачи на наветренной стороне ребра протекают более интенсивно, чем на его подветренной стороне.

На рис. 4 приведены результаты измерений температуры стенки поперек ребра при различных числах Рейнольдса. Положение верхней волнистой пластины относительно поверхности нагрева в этих измерениях не изменялось. Термопары расположены в средней части ячейки. На приведенных графиках видно, что все кривые в данных координатах при различных числах Рейнольдса и величине перегрева мало отличаются друг от друга. Наиболее заметные расхождения в распределении

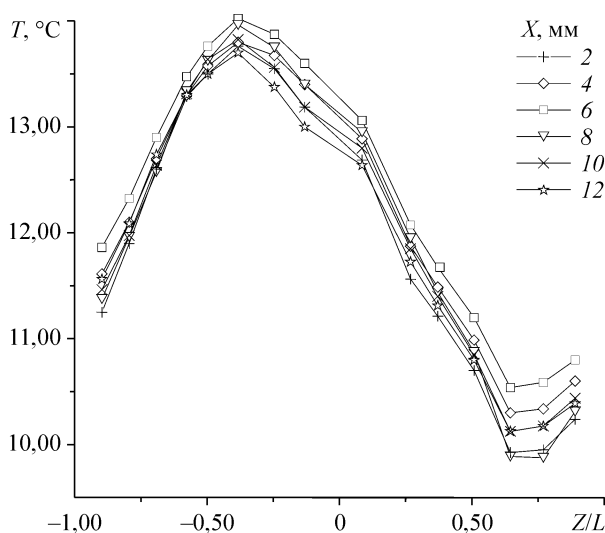


Рис. 3. Распределение температуры поперек ребра одной ячейки в зависимости от положения точек контакта, $Re = 14000$.

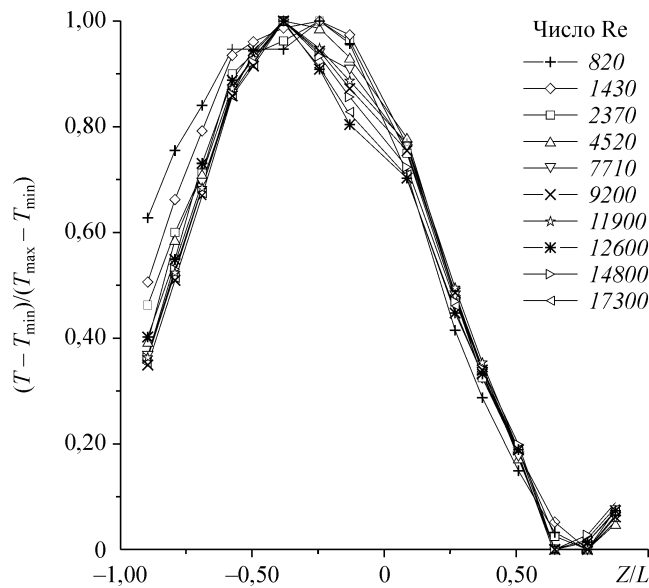


Рис. 4. Распределения температуры поперек ребра ячейки в зависимости от числа Re.

температуры наблюдаются на подветренной стороне канала, что, по-видимому, связано с образованием вторичных токов и зон отрыва на этой стороне ребра. Полученные данные говорят о том, что наиболее высокие коэффициенты теплоотдачи имеют место в верхней части наветренной стороны ребра, а наиболее низкие — на подветренной стороне ребра, где температура достигает своих максимальных значений. Распределение температуры по периметру ячейки связано с тем, что в верхней части подветренной стороны ребра происходит срыв потока с его дальнейшим присоединением вблизи верхней части наветренной стороны ребра. Такое поведение потока подтверждают и визуальные наблюдения.

Наличие зазора в 1–2,7 мм между волнистыми пластинами не оказывает заметного влияния на форму кривых распределения температуры поперек ребра (рис. 5). Из приведенных графиков видно, что все кривые при различных числах Рейнольдса и величине перегрева мало отличаются друг от друга и качественно совпадают с данными, полученными при отсутствии зазора. Анализ полученных результатов позволяет выделить следующие наиболее характерные особенности

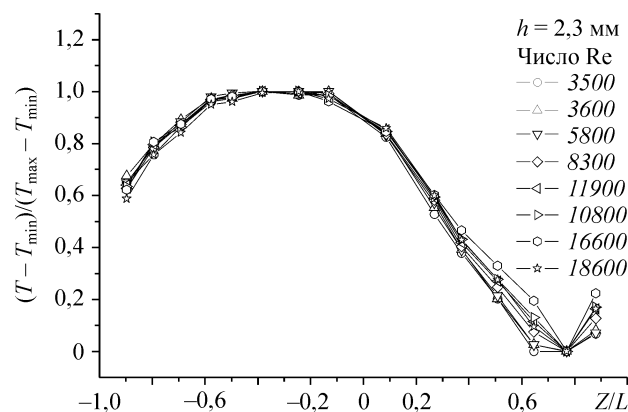


Рис. 5. Распределения температуры поперек ребра ячейки в зависимости от числа Re и зазора между гофрированными пластинами в 2,3 мм.

в изменении температуры поперек ребра: а) область линейного роста температуры $0 < Z/L < 0,35$, б) области наиболее высокой температуры стенки $0,35 < Z/L < 1$, а также наиболее низкой температуры стенки, расположенной в середине наветренной стороны ребра $Z/L \sim 1,5$. Такое распределение температуры говорит о том, что наиболее высокие коэффициенты теплоотдачи имеют место в средней части наветренной стороны ребра, а наиболее низкие — на его подветренной стороне, на которой температура достигает своих максимальных значений.

Для оценки среднего значения числа Nu использовались результаты измерений температуры стенки, полученные в середине ячейке (при фиксированном положении верхней пластины). Для получения зависимости числа Nu от числа Рейнольдса проводилась обработка 43 режимов в диапазоне чисел Рейнольдса от 800 до 19000. Значение средней калориметрической температуры воздуха в области измерения температуры стенки T_f определялось линейной аппроксимацией теплосодержания, исходя из условия постоянства теплового потока по длине рабочего участка и с учетом утечек тепла.

По температурным полям были рассчитаны локальные коэффициенты теплоотдачи α_i :

$$\alpha_i = (q_w - q_{\text{потерь}}) / (T_{wi} - T_0).$$

Среднее значение числа Nu определялось интегрированием по периметру ячейки зависимости $Nu(z)$, полинома восьмой степени, полученного путем аппроксимации 15 измеренных значений. Результаты расчетов в виде зависимости среднего значения числа Nu от Re в логарифмических координатах представлены на рис. 6. Здесь же приведена аппроксимационная зависимость, построенная по 43 экспериментальным точкам, которая имеет вид $Nu = 0,32 Re^{0,64}$. Значения показателя степени 0,6 и 0,67 характерны для теплообмена в турбулентных потоках с зонами отрыва. Величина 0,6 имеет место, например, при движении газа через пучки труб и при обтекании тел различной формы, а величина 0,67 — в области присоединения отрывного потока. Это позволяет говорить о том, что турбулентный поток между двумя волнистыми пластинами имеет зоны отрыва, которые существенно влияют на процессы тепло- и массопереноса. Таким образом, можно говорить об аналогии процессов теплообмена в потоке между волнистыми пластинами и такими объектами, как зернистый слой и упаковки тел различной формы. Для моделирования процессов переноса тепла в волнистых каналах необходимо исследовать структуру турбулентного потока, при этом особое внимание должно быть уделено изучению зон турбулентного отрыва.

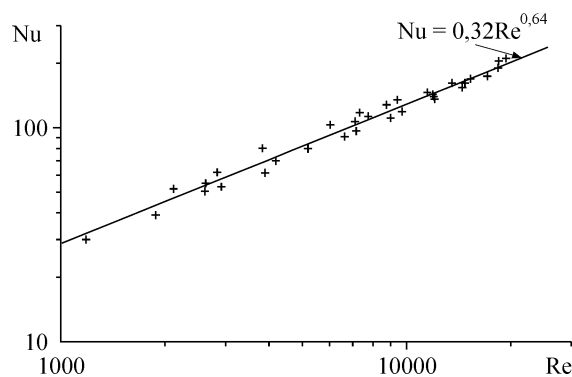


Рис. 6. Зависимость числа Nu от числа Re.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные экспериментальные исследования распределения температуры на поверхности гофрированной пластины показали, что кривые распределения температуры поперек ребра при турбулентном режиме течения подобны между собой при различных числах Рейнольдса. Установлено незначительное влияние точек контакта и зазора на вид распределения температуры по периметру нагреваемой ячейки. Существенное изменение температуры поверхности в элементарной ячейке происходит по ее глубине. Вдоль ячейки изменение температуры незначительно и составляет около 0,1 от изменения по глубине. Наиболее резкие изменения температуры наблюдаются при переходе с одного ребра на другое. На подветренной стороне ребра имеется область с линейным ростом температуры ($0 < Z/L < 0,35$). Минимальная температура (максимальные коэффициенты теплоотдачи) наблюдается в верхней части наветренной стороны ребра.

В диапазоне чисел Рейнольдса от 800 до 19000 по результатам 43 опытов для безразмерного коэффициента теплоотдачи получена зависимость $Nu = 0,32 Re^{**0,64}$.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

a — коэффициент температуропроводности, m^2/c ,	$Re = WD_h/\nu$ — число Рейнольдса, безразмерное,
c_p — теплоемкость, Дж/(кг·К),	T — температура, К,
D_h — гидравлический диаметр канала, м,	W — скорость, м/с,
L — длина ребра, м,	α — коэффициент теплоотдачи, Вт/($m^2 \cdot K$),
$Nu = \alpha D_h/\lambda$ — число Нуссельта, безразмерное,	λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К),
q — тепловой поток, Вт/ m^2 ,	z — поперечная координата, мм,
	ν — коэффициент кинематической вязкости, m^2/c .

ИНДЕКСЫ

i — номер термопары,	max — максимальное значение,
min — минимальное значение,	w — стенка канала,
	o — значение на входе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. — Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 592 с.
2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. — М.: Атомиздат, 1974. — 407 с.
3. Дрейцер Г.А., Калинин Э.К., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. — М.: Машиностроение, 1990. — 207 с.
4. Дрейцер Г. А., Исаев С. А., Лобанов И. Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока // Теплофизика высоких температур. — 2005. — Т. 43, № 2. — С. 223–230.
5. Маскинская А. Ю., Мотулевич В. П., Сергиевский Э. Д. Экспериментальные исследования теплоотдачи в канале с лунками на нижней поверхности // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Тр. 2-ой Росс. конф. — М.: МЭИ, 2005. — 1 электрон. опт. диск (CD-Rom).
6. Chandra P. R., Fontenot M. L., Han J.-C. Effect of rib profiles on turbulent channel flow heat transfer // J. Thermophys: technical notes. — 1998. — Vol. 12, No. 1. — P. 116–118.
7. Перепелица Б.В. Визуальное исследование структуры воздушного потока в каналах сложной формы / Тез. докл. VIII Межд. семинара. Устойчивость течений гомогенных и гетерогенных жидкостей. — Новосибирск, 2001. — Вып. 8. — С. 136–137.

8. **Савостин А.Ф., Тихонов А.М.** Исследование характеристик пластинчатых поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. — 1970. — № 9. — С. 75–78.
9. **Хаузен Х.** Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. — М.: Энергоиздат, 1981. — 384 с.
10. **Bravo I.E., Roha J.A., Fair J.R.** Mass transfer in gauze packings // Hydrocarbon Processing. — 1985. — No. 1. — P. 91–95.
11. **Gradeck M., Lebouche M.** Wall shear measurements inside corrugated channels using the electrochemical technique // Experiments in Fluids. — 1998. — Vol. 24, No. 1. — P. 17–26.
12. **Olujic Z.** Development of a complete simulation model for predicting the hydraulic and separation performance of distillation columns equipped with structured packings // Chem. Biochem. Eng. Q. — 1997. — Vol. 11, No. 1. — P. 31–46.

Статья поступила в редакцию 8 июля 2006 г.