

УДК 536.24

**Экспериментальное исследование эволюции
температуры стенки в компактном
теплообменнике при резком изменении
теплового потока***

Б.В. Перепелица

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

E-mail: perep@itp.nsc.ru

Представлены результаты экспериментального исследования нестационарного поля температуры на поверхности канала сложной формы при скачкообразном изменении во времени тепловыделения в стенке упаковки с односторонним подводом тепла. Измерения выполнены в течении воздуха между двумя гофрированными пластинами с гофрами треугольного сечения, направленными под углом 90° друг к другу. Измерения проведены с помощью микротермопар толщиной менее 10 микрон. Анализируется влияние числа Рейнольдса и величины подводимой мощности на изменение температуры по поверхности теплообменника во времени, вызванное скачкообразным изменением подводимой электрической мощности при турбулентном режиме течения воздуха. Проведенные исследования выявили характерные закономерности в эволюции температуры по периметру нагреваемой ячейки. Экспериментальные данные зависимости температуры от времени хорошо аппроксимируются экспоненциальной функцией.

Ключевые слова: нестационарный теплообмен, турбулентность, температура, стенка, теплообменник.

ВВЕДЕНИЕ

Нестационарные процессы трения и теплообмена при турбулентном течении в каналах сложной формы широко распространены во многих областях современной техники. Это энергетика, космическая и ракетная техника, химические технологии, добыча и транспортировка газа и нефти и др. В то же время это наиболее трудные для теоретического описания и экспериментального исследования объекты. 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 в пристенной области, что приводит к существенному увеличению тепло- и массообмена. Трехмерные турбулентные течения в каналах сложной формы в последние десятилетия стали предметом многочисленных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований. В работах [1–17] приводится анализ и обобщение

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект 08-08-00417-а).

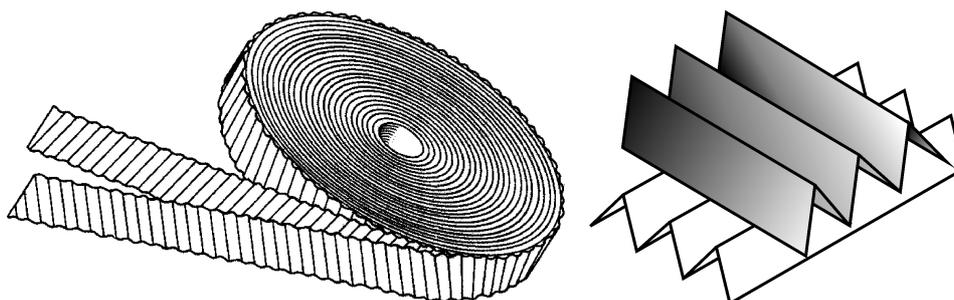


Рис. 1. Насадка низкотемпературных регенераторов из гофрированных металлических лент (набивки Френкеля) и схема каналов в ней.

экспериментальных данных по нестационарному теплообмену при течении газов и жидкостей в трубах и некруглых каналах в условиях нагрева и охлаждения при изменении расхода, тепловыделения в стенках каналов и температуры потока на входе. Получены обобщающие зависимости для расчета нестационарных коэффициентов теплоотдачи в каналах различной формы. Распространенным способом интенсификации теплообмена является использование поверхностей с различной конфигурацией выштамповок и гофров. Особое место в этом вопросе занимают исследования особенностей нестационарного процесса тепломассообмена в пучках витых труб [14]. Разработка соответствующих методов расчета турбулентных потоков затруднена из-за отсутствия сколько-нибудь удовлетворительной модели турбулентности для трехмерных течений. В работах [2–7, 15, 16] проведены расчеты нестационарного сопряженного теплообмена при турбулентном течении жидкости с постоянными свойствами в круглой трубе для скачкообразного изменения во времени тепловой нагрузки. Структура турбулентности потоков в каналах сложной формы еще недостаточно изучена. Значительная интенсификация теплоотдачи наблюдается при взаимодействии скрещивающихся струек жидкости, она осуществляется в теплопередающих элементах типа “набивки Френкеля” [13, 18–21]. Такие поверхности теплообмена (рис. 1) образованы из гофрированных пластин, на смежных листах которых гофры расположены под некоторым углом друг к другу. В работе [13] выполнено экспериментальное исследование локального теплообмена в упаковке с треугольными каналами в стационарных условиях. Исследований особенностей нестационарного процесса тепломассообмена в каналах сложной геометрии немного.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

Измерения проведены при течении воздуха между двумя гофрированными пластинами с треугольными гофрами в диапазоне чисел Рейнольдса от 800 до 14000. Схемы рабочего участка, одной ячейки канала и подробное описание методики проведения экспериментов представлены в работе [13]. Одна электрически нагреваемая пластина шириной 80 мм и длиной 140 мм изготовлена из нержавеющей стали 12Х18Н9Т с толщиной стенки 0,15 мм, другая пластина с гофрированной поверхностью такой же формы, длиной 200 мм — из органического стекла. Профиль металлической гофрированной пластины и расположение термопар на ней представлены на рис. 2. Металлическая гофрированная пластина нагревается путем непосредственного пропускания по ней постоянного электрического тока и омывается с одной стороны потоком воздуха, с другой — теплоизолирована слоем пенопласта. В опытах поддерживались граничные условия второго рода с однородной плотностью теплового потока. Питание нагревателя осуществлялось от источника постоянного тока ($I = 100 \text{ A}$, $V = 10 \text{ В}$). Процесс нестационарного

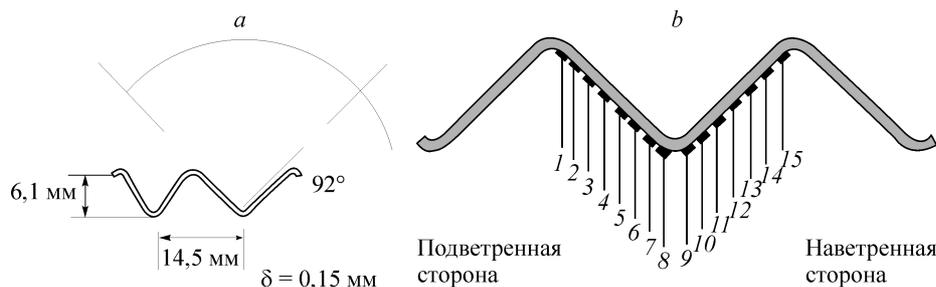


Рис. 2. Геометрические размеры сечения треугольного канала (а) и схема расположения термопар поперек ребра участка нагрева (b).

теплообмена вызывался скачкообразным изменением подводимой электрической мощности к рабочей пластинке, что приводило к резкому изменению тепловыделения в ней. Длительность переходных процессов при переключении подводимой мощности не превышала $0,5 \text{ мс}$. Анализируется влияние числа Рейнольдса и величины скачка подводимой мощности на изменение температуры по поверхности теплообменника при турбулентном режиме течения воздуха. Для измерения температуры поверхности нагрева использовались термопары. Термопары изготовлены из проводников диаметром $0,06 \text{ мм}$. Горячие спаи термопар размером $0,01 \times 0,25 \times 1 \text{ мм}$ наклеивались на тепловыделяющую стенку, на которую предварительно был наклеен слой слюды толщиной менее $0,005 \text{ мм}$. Термопары на стенке располагались по линии, перпендикулярной ребрам волнистой пластины. На наветренной стороне ребра размещалось семь термопар, на подветренной стороне — восемь. Холодные спаи термопар располагались в канале перед участком нагрева и омывались потоком рабочей жидкости, что позволяло измерять температуру стенки относительно температуры набегающего потока. Для измерения термо-ЭДС использовался цифровой вольтметр постоянного тока с ценой деления в 1 мВ и измерительная система, включающая в себя усилители постоянного тока, аналого-цифровой преобразователь и персональный компьютер. 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. Перепад давления на рабочем участке определялся по показаниям дифференциального датчика давления, подключенного к дренажным отверстиям на входе и выходе. Термопары обеспечивали измерение всех температур с точностью до $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Напряжение и ток на нагревателе измерялись с точностью $0,05 \%$. Перепад температуры между стенкой в измеряемом сечении и воздухом на входе в рабочий канал в данных опытах составлял $10 \div 100 \text{ К}$. Температурный фактор T_w/T_b не превышал $1,1$. Изменение числа Прандтля в зависимости от перегрева воздуха не превышало 15% . Расход воздуха измерялся с помощью ротационного счетчика газа. Ошибка в определении расхода достигала 5% , что вносило основную погрешность в нахождение значения числа Re . Управление экспериментом, сбор и обработка экспериментальной информации проводились с помощью АЦП и персонального компьютера РС. Частота опроса каждой термопары датчиков при различных числах Re составляла от 10 до 40 Гц и объемом в $2500\text{--}4000$ измерений для каждого канала. Во всех опытах выбиралось время, необходимое для достижения стационарного режима. На время стабилизации режима и скорость изменения температуры стенки оказывает влияние не только перестройка профиля темпера-

туры в пограничном слое, но также и теплоемкость нагревателя. Малая толщина стенки опытного участка позволяет считать равномерным распределение температуры по толщине стенки, т. к. критерий Био для таких стенок много меньше единицы.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Измерения температуры стенки и ее изменение во времени при набросе и сбросе подводимой электрической мощности проведены в диапазоне чисел Рейнольдса от 800 до 14000. Выполнено свыше 50 серий экспериментов при различных расходах воздуха и различных величинах подводимой мощности. В статье приводится небольшая часть полученных экспериментальных данных, которые наиболее ярко отражают выявленные особенности и существующие закономерности. В качестве примера характерные изменения температуры стенки по периметру гофра во времени при набросе и сбросе подводимой электрической мощности приведены на рис. 3, *a* где T_i — мгновенное значение температуры стенки в исследуемой точке рабочей поверхности, T_0 — начальная температура набегающего потока. Число Рейнольдса в опытах определялось как $Re = W \cdot D_r / \nu$, где W — средняя расходная скорость, D_r — гидравлический диаметр канала, ν — кинематическая вязкость. Начальная температура воздуха ($T_0 = 291$ – 297 К) принималась в качестве определяющей при расчете физических свойств жидкости. На рис. 3, *a* приведены данные, полученные для 7 термопар, расположенных в наиболее характерных областях ячейки на подветренной и наветренной сторонах ячейки. Детальный анализ экспериментальных данных для всех проведенных режимов показал, что аналогичное поведение изменения температуры от времени имеет место и для термопар, расположенных в других точках поверхности (для других 8 термопар). Если представить полученные данные в безразмерном виде (см. рис. 3, *b*), то они довольно хорошо группируются около одной линии. Небольшой разброс между линиями, главным образом, связан с различной структурой турбулентного потока на наветренной и подветренной сторонах канала. Следует отметить, что более низкий темп роста температуры наблюдается в верхней части наветренной стороны ребра, где происходит более интенсивное перемешивание воздуха и соответственно более высокие локальные коэффициенты теплоотдачи [12]. В координатах $(T_i - T_0)/(T_{ст} - T_0)$ для фазы разогрева и $(T_{ст} - T_i)/(T_{ст} - T_0)$ для фазы охлаждения

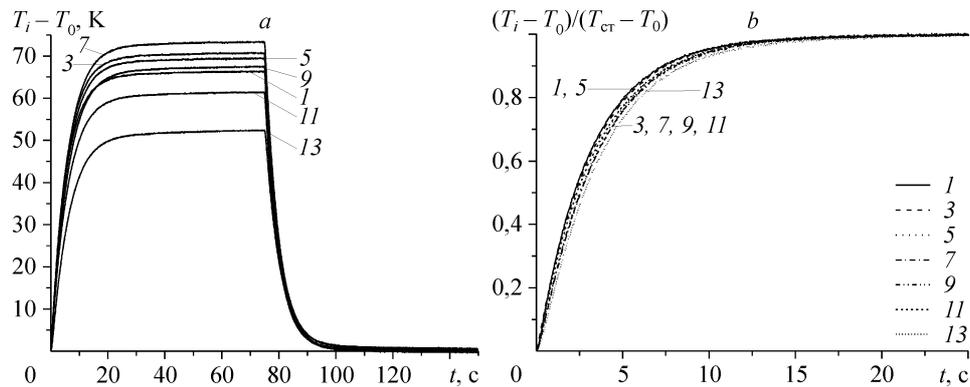


Рис. 3. Изменение температуры (*a*) и нормированной температуры (*b*) стенки на подветренной и наветренной сторонах ребра при набросе (*a, b*) и сбросе (*a*) подводимой электрической мощности (цифры — номера термопар, см. рис. 2), $Re = 4580$ (*a*), 9600 (*b*).

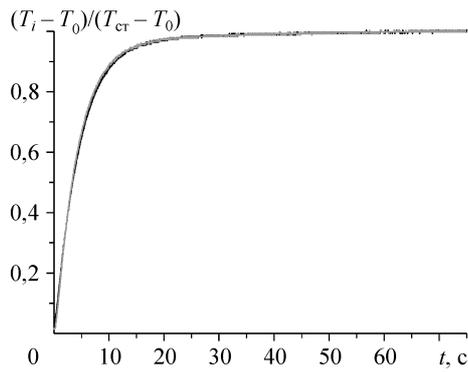


Рис. 4. Изменение нормированной температуры стенки канала при включении и выключении нагревателя, $Re = 5600$ (термопара 3).

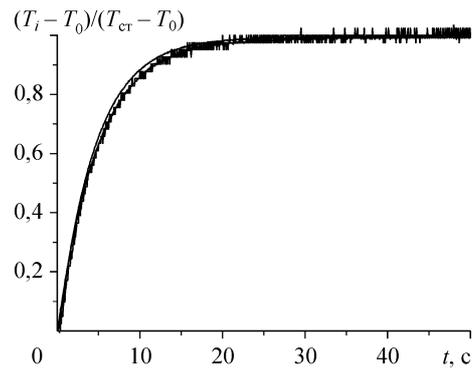


Рис. 5. Подобие температурных зависимостей при различных подводимых мощностях, $W = 245, 111$ и 22 Вт. $Re = 4580$.

(если за начальную температуру стенки в момент включения или выключения нагревателя принять T_0 и $T_{ст}$ соответственно) для каждой области канала кривые изменения температуры при набросе и сбросе подводимой мощности в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса совпадают между собой (рис. 4). Таким образом, полученные кривые развития температуры стенки в ячейке на стадии разогрева и охлаждения имеют симметричную форму (подобны между собой) т. е. все выводы полученные для фазы разогрева справедливы и для фазы охлаждения. Подобие кривых при определенном числе Рейнольдса сохраняется и при различных подводимых мощностях (рис. 5). Данные закономерности наблюдаются во всем исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса и выполняются по всему периметру канала. Данные по изменению температуры стенки во времени при различных числах Рейнольдса представлены на рис. 6. Как видно из приведенных данных, время выхода температуры на стационарное значение уменьшается с ростом числа Рейнольдса и изменяется от нескольких десятков секунд при малых числах Re до несколько секунд при больших числах Re .

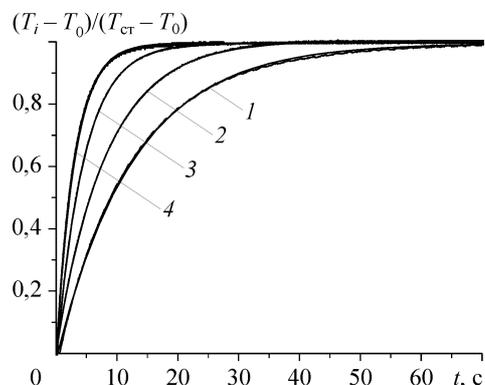
Полученные экспериментальные данные хорошо аппроксимируются экспоненциальной функцией. В качестве примера на рис. 6 приведены также результаты аппроксимации стадии разогрева и охлаждения стенки при различных числах Рейнольдса. Все полученные результаты измерений зависимости температуры стенки от времени хорошо аппроксимируются экспоненциальной функцией

$$y = A_1 \exp(-x/t_1) + y_0,$$

где параметры y_0 , A_1 и t_1 для каждого режима имеют свои значения.

Результаты измерений на участке стабилизированного теплообмена

Рис. 6. Изменение температуры стенки во времени при различных числах Рейнольдса; $Re = 1700$ (1), 3500 (2), 6600 (3), 9800 (4). Для каждого числа Re представлены экспериментальные данные для процесса разогрева и охлаждения (термопара 13) и их аппроксимации экспоненциальной функцией.



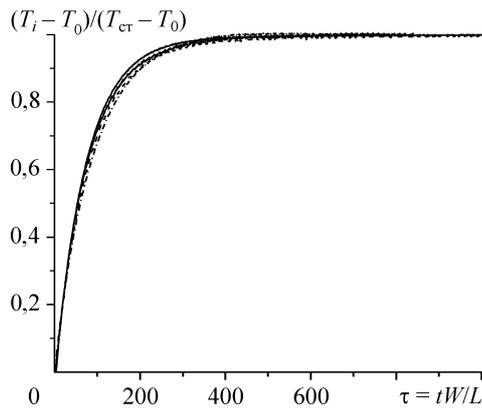


Рис. 7. Зависимость нормированной температуры стенки от безразмерного времени при различных числах Рейнольдса; $Re = 1700$ (1), 3500 (2), 6600 (3), 9800 (4).

Кривые (1–4) те же, что и на рис. 6.

в безразмерной форме при разогреве и охлаждении стенки при различных числах Рейнольдса группируются около одной линии (рис. 7), если в качестве масштаба времени выбрано $\tau = tW/L$, где L — длина обогреваемого участка до места расположения термопар. При более высоких значениях температурного фактора на процессы турбулентного переноса начнет сказываться зависимость физических свойств воздуха от температуры и такое подобие не будет так явно выражено.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные в данных исследованиях распределения температуры по поверхности ребра в стационарном режиме подтвердили ранее полученные результаты [13]. В исследованном диапазоне параметров процессы разогрева и охлаждения поверхности гофра происходят идентично и в безразмерном виде подобны друг другу и не зависят от величины скачка подводимой мощности. Экспериментальные данные зависимости температуры от времени аппроксимируются экспоненциальной функцией. Полученные результаты при разогреве и охлаждении стенки в безразмерной форме при различных числах Рейнольдса хорошо группируются около одной линии, если в качестве масштаба времени выбрать $\tau = tW/L$.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$,	Re — число Рейнольдса, безразмерное,
c_p — теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}/\text{К})$,	T — температура, К ,
D_h — гидравлический диаметр канала, м ,	W — скорость, $\text{м}/\text{с}$,
L — длина, м ,	α — коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2/\text{К})$,
Bi — число Био, безразмерное,	λ — коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м}/\text{К})$,
q — тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$,	z — поперечная координата, мм ,
	ν — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

ИНДЕКСЫ

i — текущее значение температуры,	w — стенка канала,
0 — стационарное значение температуры,	o — значение на входе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 592 с.
- Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 407 с.
- Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Костюк В.В., Берлин И.И. Методы расчета сопряженных задач теплообмена. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.
- Солиман М., Джонсон Х.А. Теплоотдача в переходном режиме при обтекании турбулентных потоков плоской пластины, обладающей теплоемкостью и содержащей переменный во времени источник тепла // Теплопередача. 1967. Т. 89, № 4. С. 92–102.

5. Кузнецов Ю.Н., Белоусов В.П. Численное решение задачи о нестационарном теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубе // Теплофизика высоких температур. 1970. Т. 8, № 6. С. 1218–1227.
6. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М. Теплообмен в турбулентной отрывной области при наложенных пульсациях потока // Теплофизика и аэродинамика. 2008. Т. 15, № 2. С. 229–236.
7. Коченов И.С., Никитин Ю.М. О нестационарном конвективном теплообмене в трубах // Теплофизика высоких температур. 1970. Т. 8, № 2. С. 346–358.
8. Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Нестационарный теплообмен. М.: Машиностроение, 1973. 328 с.
9. Дрейцер Г.А., Балашов В.В. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена в плоском канале // ИФЖ. 1986. Т. 50, № 2. С. 207–214.
10. Creff R., Andre P. Influence of a periodically recirculating flow on convective unsteady heat transfer // Heat Transfer 1986: Proc. 8th Int. Conf., San Francisco, Calif., Aug. 17-22. 1986. Washington e. a., 1986. Vol. 3. P. 1005–1010.
11. Хабахпашева Е.М., Перепелица Б.В., Пшеничников Ю.М., Насибулов А.М. Влияние скорости течения на нестационарный теплообмен при резком изменении теплового потока // Структура гидродинамических потоков (вынужденное течение, тепловая конвекция). Новосибирск, ИТФ СО АН СССР, 1986. С. 25–39.
12. Перепелица Б.В., Пшеничников Ю.М. Исследование развития турбулентного поля в турбулентном потоке при нестационарном теплообмене // Журнал прикл. механики и технической физики. 1986. № 4. С. 84–88.
13. Перепелица Б.В. Экспериментальное исследование локального теплообмена в упаковке с треугольными каналами // Теплофизика и аэродинамика. 2006. Т. 13, № 4. С. 549–555.
14. Дзюбенко Б. В., Дрейцер Г.А., Ашмантас Л.В.А. Нестационарный тепломассообмен в пучках витых труб. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
15. Сафарова Н.С., Хабахпашева Е.М. Нестационарный сопряженный теплообмен в турбулентном потоке жидкости в канале // Теплофизика высоких температур. 1994. Т. 32, No. 3. С. 382–387.
16. Валуева Е.П., Попов В.Н. Численное моделирование процесса нестационарного сопряженного теплообмена при турбулентном течении жидкости в канале // Теплофизика высоких температур. 1997. Т. 35, № 6. С. 917–925.
17. Дрейцер Г.А. Нестационарный конвективный теплообмен при турбулентном течении газов и жидкостей в каналах // Теплоэнергетика. 1998. No. 12. С. 29–38.
18. Савостин А.Ф., Тихонов А.М. Исследование характеристик пластинчатых поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. 1970. № 9. С. 75–78.
19. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
20. 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.
21. Olujić Z. Development of a complete simulation model for predicting the hydraulic and separation performance of distillation columns equipped with structured packings // Chem. Biochem. Engng. Q. 1997. Vol. 11, No. 1. P. 31–46.

Статья поступила в редакцию 26 ноября 2009 г.