

## МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИЗМЕРЕНИЙ

УДК 536.24.083

МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ  
НА ПЛОСКОЙ СТЕНКЕ

© 2022 г. И. А. Давлетшин\*, Н. И. Михеев\*\*, А. А. Паерелий, Р. Р. Шакиров

Федеральный исследовательский центр «Казанский научный центр РАН», Казань, Россия

\*E-mail: davlet60@mail.ru

\*\*E-mail: n.miheev@mail.ru

Поступила в редакцию 17.02.2021 г.

После доработки 18.01.2022 г.

Принята к публикации 15.02.2022 г.

Представлен метод измерения распределения локального коэффициента теплоотдачи на плоской стенке. Измерительная стенка представляет собой печатную плату. Медный слой платы вытравлен в виде отдельных дорожек. По этим дорожкам пропускается электрический ток, который является источником теплового потока от стенки. Одновременно каждая дорожка выступает измерителем локальной температуры стенки. Температура дорожки (участка стенки) определяется по ее электрическому сопротивлению. Равномерное и плотное расположение дорожек и нагрев стенки электрическим током постоянной мощности обеспечивают теплообмен с граничным условием на стенке  $q_w = \text{const}$ .

DOI: 10.31857/S004036442203005X

## ВВЕДЕНИЕ

Измерение характеристик конвективного теплообмена или определение коэффициента теплоотдачи в течениях является важнейшей задачей современной теплофизики как в фундаментальном, так и в прикладном плане. На сегодняшний день измерение характеристик теплообмена с высокой точностью и достаточным пространственным разрешением остается сложной задачей. Многообразие особенностей и режимных параметров не предполагает универсальных методик для определения теплообмена. В данной работе предлагается методика экспериментального исследования теплообмена на плоской поверхности. Одну из стенок или ее часть предлагается изготовить в виде теплообменного участка. Процесс теплообмена организуется путем нагрева этого участка электрическим током. Локальный коэффициент теплоотдачи  $h$  определяется как отношение локальных величин плотности конвективного теплового потока  $q_h$  и разности температур стенки и потока:

$$h = q_h / (T_w - T_f).$$

Сложности в определении конвективного теплового потока  $q_h$  связаны с правильной оценкой тепловых потерь и роли остальных видов теплообмена. Температура потока  $T_f$  в общем случае является переменной величиной вдоль стенки вследствие нагрева или охлаждения. Определение ее среднерасходных значений требует множественных измерений в интересующих сечениях канала в силу неравномерности температурного

поля в условиях теплообмена. Получение локальных значений температуры стенки  $T_w$  также связано с получением массива значений.

Экспериментальные исследования теплоотдачи связаны с необходимостью организации перепада температур между потоком и стенкой. В большом количестве случаев теплообмен организуется с использованием нагревателей стенки или потока. В частности, в качестве источника тепла используются пленочные нагревательные элементы или пластины [1]. Пропусканием электрического тока по ним довольно просто обеспечивается режим постоянного теплового потока на стенке. При этом температура стенки измеряется термопарами или по инфракрасному излучению. Применяются и комбинированные измерения.

Коэффициент теплоотдачи может быть определен на основе решения обратной задачи теплопроводности [2–4]. В данном методе используется зависимость динамики температурного поля стенки от теплового потока на ее границе. Здесь коэффициент теплоотдачи определяется по измерениям температуры стенки по пространству и времени. При этом определение значений теплового потока чаще всего базируется на уравнениях теплового баланса. Однако в последние годы получают развитие и методы прямого измерения тепловых потоков, например градиентными датчиками теплового потока, обладающими высоким пространственным и временным разрешением [5, 6].

Интегральные способы определения коэффициента теплоотдачи по параметрам потока теплоносителя на входе в канал и на выходе из него менее информативны. Выявить механизмы формирования процессов переноса тепла в полной мере здесь вряд ли возможно.

В данной работе реализован метод измерения коэффициента теплоотдачи с помощью специальной теплообменной стенки. Элементы этой теплообменной стенки одновременно выступают в роли электрических нагревателей и измерителей температуры. Экономичным образом эта идея была реализована на основе печатных плат. Метод позволяет получить данные одновременно о тепловых потоках на дорожках и их температурах. Эти величины определяются по измерениям электрических параметров дорожек: напряжения  $U$  и силы тока  $I$ . Базовой величиной при определении тепловых потоков является джоулево тепло  $W$ , выделяющееся в дорожках  $i$ :

$$W_i = U_i I_i.$$

Температуры элементов стенки (дорожек)  $T_i$  определяются с помощью температурной зависимости электрических сопротивлений проводников

$$R_i = R_{0i}(1 + \alpha(T_i - T_{0i})). \quad (1)$$

Установка теплообменной стенки или стенок на интересующие участки канала позволяет исследовать распределения коэффициента теплоотдачи в различных течениях. Равномерный нагрев всех дорожек стенки электрическим током дает возможность реализовать тепловое граничное условие II рода на границе раздела двух сред с постоянным подводом тепла от стенки ( $q_w = \text{const}$ ). В данных условиях именно плотность теплового потока является более консервативным параметром, чем, например, температура стенки (граничное условие I рода  $T_w = \text{const}$ ).

Метод успешно использован в работах [7, 8].

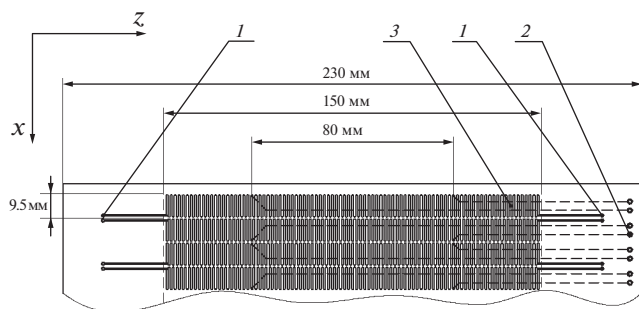


Рис. 1. Измерительная плата: 1 – токовые выводы, 2 – отводы для измерений напряжения, 3 – медная дорожка.

## СПОСОБ И УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЙ

Схема измерений реализована с применением печатной текстолитовой платы (рис. 1). Плата устанавливается в канал в качестве участка или участков его стенки. В данной реализации плата имеет длину 455 мм, ширину 230 мм и толщину 1.5 мм. Медный слой платы поделен на 47 одинаковых участков размерами 9.5 мм по длине и 150 мм по ширине платы. Участки вытравлены в виде дорожек, представляющих собой змейки поперек платы. Каждая дорожка имеет свои выводы для подключения источника электрического тока. Схема платы позволяет подключить дорожки как последовательно, так и параллельно. Выбор схемы подключения дорожек на плате определяется из условий обеспечения необходимой тепловой мощности и температурного режима теплообменной стенки.

Данная реализация (рис. 1) предложенного метода может быть использована для получения одномерных распределений по оси  $x$  коэффициента теплоотдачи в каналах, течение в которых является двумерным. По направлению  $z$  параметры потока считаются постоянными. Соответственно, распределения температур и тепловых потоков на стенке в пределах конкретных дорожек имеют свои постоянные значения. Принципиально метод может быть использован и для задач с трехмерными потоками. В этих случаях для получения двумерных распределений температур и тепловых потоков на стенке дорожки необходимо формировать делением платы на клетки, т.е. по оси  $x$  и по оси  $z$ .

Отводы для измерения перепадов напряжения на дорожках выполнены с обратной стороны платы и соединены с клеммами, при помощи которых они подсоединялись к аналого-цифровому преобразователю (АЦП) фирмы L-card E14-140. Замер напряжений производится в центральных частях дорожек шириной 80 мм. Такая схема направлена на решение двумерной задачи, т.е. угловые эффекты в местах сопряжений стенок не рассматриваются. Именно на этих частях температуры дорожек могут считаться равномерными. Температура, измеренная конкретным элементом, приписывается координатам его центра.

Одновременно по измеренным величинам электрических напряжений и токов определялись значения тепловых потоков на элементах. Таким образом, по результатам измерений могут быть получены распределения коэффициента теплоотдачи на продольной оси стенки канала с шагом 9.5 мм.

Обратная сторона платы, являющаяся наружной стенкой канала, теплоизолирована с помощью двух воздушных камер толщиной 10 мм, разделенных алюминиевой фольгой. Такая конструкция способствовала снижению потерь тепла от нагретой стенки путем конвекции и лучистого тепло-

обмена. Потери тепла от наружной стенки в окружающую среду также оценивались.

Практическая реализация условия равенства тепловыделений на всех дорожках обеспечивается формированием электрических цепей с равными количествами дорожек и их подключением к одному и тому же источнику питания. В частности, в работе применялся источник с постоянным напряжением  $E = 24$  В. Для определения силы тока в цепи дорожек подключались прецизионные резисторы. Использование стабильных сопротивлений обеспечивало определение величин силы тока в цепи с высокой точностью по измерениям напряжения на этих сопротивлениях.

Для определения локального коэффициента теплоотдачи наряду с тепловым потоком и температурой стенки требуется иметь значение локальной температуры потока  $T_{fi}$ . Определение данной температуры производилось на основе измерения температуры потока на входе в канал и расчета прироста температуры по уравнению теплового баланса. Для измерения начальной температуры потока  $T_{f0}$  применялся платиновый термометр сопротивления Pt100, устанавливаемый на входе в канал. Допустимое отклонение температуры для данного термометра сопротивления в диапазоне температур  $0-40^\circ\text{C}$  составляет  $0.5^\circ\text{C}$ .

### ОЦЕНКА НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

Основными источниками неопределенности результата измерения коэффициента теплоотдачи являются тепловые потери, вызванные отводом теплоты в окружающую среду через элементы конструкции рабочего участка установки, теплоизоляцию нерабочей поверхности стенки, различные выводы и т.д. Поэтому вопросам снижения потерь тепла в экспериментах уделялось особое внимание. С учетом основных утечек коэффициент локальной теплоотдачи на  $i$ -м измерительном участке определялся из следующего соотношения:

$$h_i = \frac{q_{hi}}{\Delta T_i} = \frac{U_i U_0 - (Q_{ii} + Q_{ri} + Q_{zi} + Q_{xi})}{R_0 F \Delta T_i}, \quad (2)$$

где  $q_{hi}$  — плотность конвективного теплового потока от  $i$ -го участка стенки;  $U_0$  и  $R_0$  — падение напряжения и сопротивление эталонного резистора;  $U_i$  — падение напряжения на  $i$ -м измерительном участке платы;  $F$  — площадь участка теплообменной поверхности, равная  $80 \times 9.5 \text{ мм}^2$ ;  $\Delta T_i = (T_i - T_{fi})$  — разность температур  $i$ -го измерительного участка стенки и потока;  $Q_{ii}$ ,  $Q_{ri}$ ,  $Q_{zi}$ ,  $Q_{xi}$  — утечки теплоты через теплоизоляцию для  $i$ -го элемента, радиационное излучение от платы к холодным стенкам, теплопроводный отток теп-

ла от границы участка в сторону соседних участков и боковых стенок.

Оценка неопределенности измерений проведена исходя из того, какой вклад вносит в общую неопределенность каждый из членов соотношения (2). Относительная погрешность измерения коэффициента теплоотдачи складывается из погрешностей определения плотности конвективного теплового потока и перепада температур:

$$\frac{\Delta h_i}{h_i} = \frac{\Delta q_{hi}}{q_{hi}} + \frac{\Delta(\Delta T_i)}{\Delta T_i}.$$

Использование в измерениях АЦП с классом точности 0.05 и анализ входящих в это соотношение параметров показали, что основной вклад в неопределенность результата вносит неопределенность измерения температуры. В экспериментах она составила  $\Delta(\Delta T_i) \sim 1^\circ\text{C}$ . При температурном напоре не менее  $\Delta T_i = 20^\circ\text{C}$   $\Delta(\Delta T_i)/\Delta T_i \sim 0.05$ . Остальные составляющие оказались существенно меньше. Соответственно, неопределенность измерений коэффициента теплоотдачи в проведенных исследованиях составила

$$\frac{\Delta h_i}{h_i} \sim 0.05.$$

При этом оценка вклада неопределенности различных утечек тепла в эту величину показала, что при  $\Delta T_i < 70^\circ\text{C}$  этот вклад (в общие 5%) равен порядка 0.85%. Иными словами, эти 0.85% в бюджете неопределенности характеризуют работу теплоизоляции и в целом учет утечек тепла по всем направлениям и в том числе за счет лучистого теплообмена. Поэтому главные усилия в работе были направлены на получение максимально точных величин конвективных тепловых потоков и температур. Практически это сводилось к возможно более точным измерениям электрических напряжений и токов в измерительных линиях.

Перед проведением экспериментов была выполнена оценка времени выхода температурного поля стенки на стационарный режим после включения нагрева или смены режима течения. Контроль выхода на стационарный тепловой режим стенки осуществлялся по показаниям измеряемых параметров с течением времени. Измерения показали, что электрические сигналы за 10 мин после включения (переключения) выходят на постоянные уровни значений. Следует отметить, что данные значения совпадают с результатом решения нестационарного уравнения теплопроводности с источником тепла. Таким образом, предлагаемый метод направлен на измерения средних по времени значений коэффициента теплоотдачи после выхода на стационарный режим.

## КАЛИБРОВКА

Для определения температур по соотношению (1) требуются “нулевые” значения электрических сопротивлений  $R_{i0}$  и температурного коэффициента  $\alpha_i = dR/(R_{i0}dT)$  измерительных элементов при температуре  $T_0 = 0^\circ\text{C}$ . Задача измерения этих значений связана с подачей электрического тока на элементы. Однако этот ток будет вызывать нагрев и изменение температурного состояния элементов. Поэтому в рамках калибровки использовались кратковременные импульсы тока длительностью не более 1 с. Для определения значений  $R_{i0}$  используется промежуток времени  $\sim 0.1$  с на начальном участке импульса. За это время в измерительном элементе выделяется количество тепла  $\sim 0.1$  Дж. Температура платы при этом увеличивается на  $\sim 0.05^\circ\text{C}$ . Для задач калибровки это изменение считалось незначительным, и температура измерительных элементов принималась постоянной.

Предварительно для всех измерительных дорожек определялся температурный коэффициент  $\alpha_i$  в соотношении (1). Эта процедура проводилась с использованием термостатирующей камеры в диапазоне температур от  $-37$  до  $54^\circ\text{C}$ . Полученные температурные коэффициенты оказались близкими к справочному значению для меди. Для всех элементов этот коэффициент показал величину, близкую к  $\alpha = 0.00421^\circ\text{C}^{-1}$ . При этом его среднеквадратичное отклонение для всей совокупности дорожек составляло  $\sigma_\alpha = 0.00004^\circ\text{C}^{-1}$ , что позволяло использовать один и тот же температурный коэффициент  $\alpha$  для всех элементов с индивидуальными значениями  $R_{i0}$ .

## ТЕСТОВЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ

Проверка работоспособности разработанного метода была проведена экспериментальными измерениями теплообмена в известных условиях. В первую очередь был измерен теплообмен в дозвуковом воздушном потоке в плоском канале при условиях, близких к атмосферным. В канале длиной  $L = 4.2$  м с прямоугольным сечением  $115 \times 150$  мм<sup>2</sup> (гидравлический диаметр  $D = 130$  мм) создавался развитый турбулентный режим течения. На расстоянии  $L/D \sim 30$  от входа в канал производились измерения коэффициента теплоотдачи. Данные в виде зависимости числа Нуссельта  $Nu = hD/\lambda$  от числа Рейнольдса  $Re = UD/\nu$  приведены на рис. 2а.

Следующий цикл экспериментов был проведен в канале с неравномерным распределением коэффициента теплоотдачи. В качестве объекта исследований здесь рассматривалась теплоотдача в канале сечением  $115 \times 150$  мм<sup>2</sup> с дискретной шероховатостью на одной стенке в виде выступов квадратного сечения (черные квадраты на оси абс-

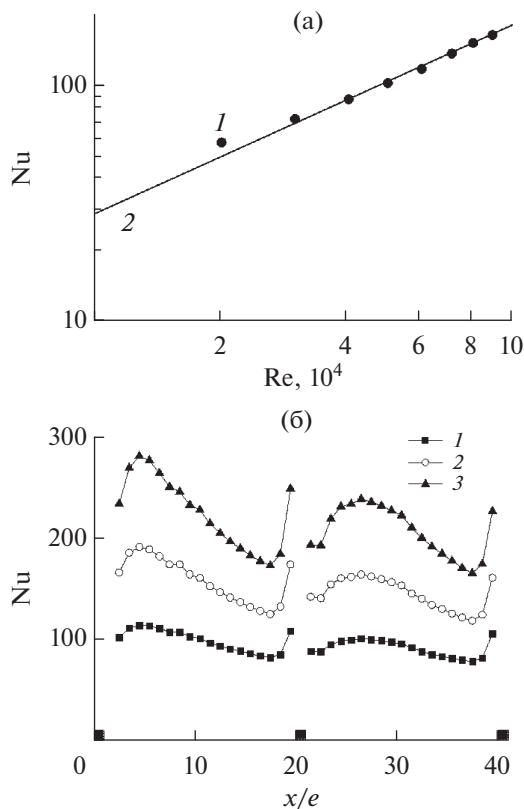


Рис. 2. Коэффициент теплоотдачи в гладком канале (а): 1 – измеренные данные, 2 – расчет по  $Nu = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.43}$ ; в дискретно шероховатом (б) при различных числах Рейнольдса: 1 –  $1.5 \times 10^4$ , 2 –  $2.8 \times 10^4$ , 3 –  $4 \times 10^4$ .

цисс) высотой  $e = 9.5$  мм с продольным шагом их расположения  $20e$  (рис. 2б).

Тестовая проверка предложенного метода показала хорошее согласие результатов с известными данными и критериальным соотношением  $Nu = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.43}$  для вынужденной конвекции при развитом турбулентном течении в трубах [9]. Также метод хорошо работал при измерениях неравномерных распределений коэффициента теплоотдачи. В частности, в канале с дискретной шероховатостью получены распределения, качественно и количественно согласующиеся с имеющимися данными для отрывных областей – с характерными максимумами в точках присоединения потока и порядка двукратной интенсификации теплообмена [10].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан и апробирован метод измерения конвективного теплообмена на плоской стенке с помощью специально изготовленной для этого теплообменной стенки. Данный метод может использоваться при измерениях распределений ко-

эффективности теплоотдачи на стенках плоских каналов. Метод реализован на основе печатной платы. Медный слой платы вытравлен в виде отдельных дорожек. При пропускании электрического тока каждая дорожка одновременно является нагревателем стенки и измерителем ее температуры. Плотное расположение дорожек и подача на них токов одинаковой мощности обеспечивают теплообмен с граничным условием на стенке  $q_w = \text{const}$ .

Для обеспечения высоких метрологических характеристик метода измерений проведена калибровка измерительных элементов с привлечением термостатирующей камеры. Определение опорных (нулевых) значений электрических сопротивлений элементов и их температурного коэффициента проводилось в рабочем диапазоне температур стенки. Выполнена расчетная оценка и экспериментальная проверка времени выхода температурного поля теплообменной стенки на стационарный режим после включения нагрева или смены режима течения.

Учет всех составляющих теплового потока на стенке и использование измерителей высокого класса точности позволили достичь неопределенности измерений коэффициента теплоотдачи не более 5% в диапазоне температурных напоров между стенкой и потоком теплоносителя (20–70)°С.

Проведенные тестовые эксперименты показали эффективность метода при тепловых исследованиях по определению распределений коэффициента теплоотдачи в потоках газа.

Работа выполнена в рамках госзадания ФИЦ «Казанский научный центр РАН».

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Terekhov V.I., Yarygina N.I., Zhdanov R.F.* Heat Transfer in Turbulent Separated Flows in the Presence of High Free-stream Turbulence // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2003. V. 46. № 23. P. 4535.
2. *Давлетшин И.А., Михеев Н.И.* Метод измерения осредненных значений коэффициента теплоотдачи в сложных течениях // *Изв. РАН. Энергетика*. 2005. № 6. С. 16.
3. *Формалев В.Ф., Колесник С.А.* Об обратных граничных задачах теплопроводности по восстановлению тепловых потоков к анизотропным телам с нелинейными характеристиками теплопереноса // *ТВТ*. 2017. Т. 55. № 4. С. 564.
4. *Дилигенская А.Н.* Метод минимаксной оптимизации в двумерной граничной обратной задаче теплопроводности // *ТВТ*. 2019. Т. 57. № 2. С. 226.
5. *Бобашев С.В., Менде Н.П., Попов П.А., Резников Б.И., Сахаров В.А., Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В., Бунтин Д.А., Маслов А.А., Кнаусс Х., Редигер Т.* Использование анизотропных датчиков теплового потока в аэродинамическом эксперименте // *Письма в ЖТФ*. 2009. Т. 35. № 5. С. 36.
6. *Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В., Бабич А.Ю., Зайнуллина Э.Р.* Изучение пленочной конденсации насыщенного водяного пара на поверхностях труб методом градиентной теплометрии // *Теплоэнергетика*. 2021. № 10. С. 73.
7. *Davletshin I.A., Mikheev N.I., Paereliy A.A., Gazizov I.M.* Convective Heat Transfer in the Channel Entrance with a Square Leading Edge under Forced Flow Pulsations // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2019. V. 129. P. 74.
8. *Davletshin I.A., Mikheev A.N., Mikheev N.I., Shakirov R.R.* Heat Transfer and Structure of Pulsating Flow behind a Rib // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2020. V. 160. P. 120173.
9. *Мухеев М.А.* Основы теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1949. 696 с.
10. *Wang L., Sundén B.* Experimental Investigation of Local Heat Transfer in a Square Duct with Various-shaped Ribs // *Heat Mass Transfer*. 2007. V. 43(8). P. 759.