

УДК 536.24+621.3.089.2

## Влияние частоты переключения периодов на теплоотдачу насадки регенеративного воздухоподогревателя\*

Ю.А. Кирсанов<sup>1</sup>, Д.В. Макарушкин<sup>1</sup>, А.Ю. Кирсанов<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Институт энергетики и перспективных технологий КазНЦ РАН, Казань*

<sup>2</sup> *Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А.Н. Туполева —КАИ*

E-mail: kirsanov-yury@mail.ru

Описан лабораторный стенд с регенеративным воздухоподогревателем, автоматизированной системой управления и измерения параметров воздушных потоков и насадки, предназначенный для исследования теплоотдачи пакета параллельных пластин в нестационарных условиях при разной длительности периодов. Представлены методика измерения нестационарной температуры потоков холодного и горячего теплоносителей с учетом инерционности термомпар и методика измерения коэффициента теплоотдачи пластин. Показаны изменения во времени текущих значений числа Нуссельта и тепловой нагрузки, передаваемой насадкой, за отдельные периоды. Полученные в опытах с пакетами пластин из разных материалов и толщин значения среднего за период числа Нуссельта обобщены критериальным уравнением, удобным для инженерных расчетов регенеративных воздухоподогревателей с листовыми насадками различных типов.

**Ключевые слова:** лабораторный стенд, регенеративный воздухоподогреватель, нестационарные процессы, измерения, температура, теплоотдача, критериальное уравнение.

### Введение

Регенеративные воздухоподогреватели (РВП) нашли применение в различных отраслях промышленности: в химическом машиностроении, энергетике, металлургии, коммунальном хозяйстве и др. Из-за сложности тепловых процессов, протекающих в РВП, существует несколько методик их теплового расчета. Первые методики основывались на решении сопряженной задачи циклического теплообмена твердого тела (насадки) с холодным и горячим теплоносителем [1, 2]. Они позволяют оценить как теплопередающую способность РВП, так и температуры теплоносителей и насадки, которые необходимы для оценки вероятности появления конденсации на поверхности насадки от паров тех или иных веществ, содержащихся в горячем газе. Однако математические сложности решения сопряженной задачи, адекватно отражающей физические процессы в насадке и потоках теплоносителей, сдерживают развитие этого направления в теории регенераторов [3]. В методике другого типа, впервые предложенной в работе [4] и впоследствии развитой в [5], основное внимание уделяется определению термического КПД

\* Часть работы (лабораторный стенд) выполнена по Государственному заданию ФИЦ КазНЦ РАН (№ АААА-А18-118032690290-1); остальные — при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Республики Татарстан по научному проекту № 18-48-160012 p\_a.

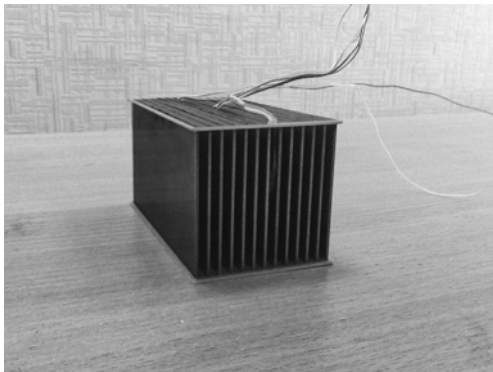
регенератора или температур теплоносителей на выходе из РВП. Относительная простота методики явилась определяющим фактором в плане ее популярности у исследователей вплоть до последнего времени [6–8]. Недостатком этой методики является отсутствие информации о температурном поле в насадке, необходимой специалистам, выполняющим расчеты на стадии проектирования РВП. Обе методики объединяет то, что коэффициенты теплоотдачи поверхностей насадки в них считаются постоянными и равными их значениям в стационарных условиях.

Одной из задач, стоящих перед разработчиками РВП, является оптимизация частоты переключения периодов (частоты регенерации). В настоящее время теория РВП учитывает влияние этой величины на теплопередачу в РВП за счет влияния переходных термических процессов в насадке, следствием которых является изменение температуры насадки за цикл в виде петли гистерезиса: чем выше частота, тем уже петля гистерезиса и тем выше коэффициент теплопередачи [1–3]. При этом не учитывается качественное и количественное влияние внешних условий на локальную теплоотдачу [9–11]. Другими словами, отсутствует важная для специалистов по расчетам и конструкторов РВП информация о влиянии длительности периодов (частоты регенерации) на осредненные за периоды коэффициенты теплоотдачи насадки. Выполненные ранее исследования этой проблемы [3, 12] не позволяют считать ее полностью решенной.

Работа посвящена экспериментальному изучению влияния длительности периодов на среднее за период значение коэффициента теплоотдачи поверхностей плоских пластин, равноотстоящих друг от друга и собранных в пакет, описанию лабораторного стенда, методики эксперимента и обработки данных.

### Лабораторный стенд

Центральным элементом стенда является рабочий участок в виде лабораторного РВП переключающегося типа. Подробно стенд был представлен в работе [13]. Он содержит нагнетатели воздуха, воздухопроводы с расходомерами и электронагревателем в одном из них, рабочий участок с блоком его перемещения, систему автоматического управления и автоматизированную систему измерения (АИС). Корпус РВП отформован из стеклопластика и имеет фланцевый разъем для монтажа внутри него исследуемой насадки. Насадка представляла собой пакеты пластин (один из которых показан на рис. 1), устанавливаемые во внутренней полости корпуса квадратного сечения 50×50 мм. Во входном и выходном патрубках устанавливалось по три термопары, предназначенных для измерения температур потоков воздуха на входе и выходе РВП, и штуцеры для измерения перепада давления. Помимо термопар для измерения температур потоков перед рабочим участком были предусмотрены штатные термометры. Расход воздуха измерялся с помощью сужающих устройств [14] с индивидуальными термометрами, манометрами и дифференциальными манометрами.



Система автоматического управления предназначена для переключения потоков, то есть для периодического подключения рабочего участка к патрубкам холодного и горячего воздухопроводов. Управление осуществлялось с помощью контроллера и электроприводов.

АИС включала в себя персональный компьютер и устройство ввода-вывода фирмы National Instruments PCI-6251,

Рис. 1. Пакет пластин, устанавливаемый в рабочий участок.

Таблица

Массо-габаритные показатели пакетов пластин

Материал	Количество пластин	Толщина $\delta_w$ , мм	Расстояние между пластинами $h$ , мм	Эквивалентный диаметр $d_3$ , мм	Масса $M$ , кг
AISI-430	31	0,5	1,078	2,111	0,5795
	25	1	0,962	1,887	0,9104
	13	1	2,643	5,020	0,4734
	13	2	1,714	3,315	0,9453
12X18H10T	31	0,5	1,078	2,110	0,5776
АМц	30	0,5	1,129	2,208	0,1906

подключаемое к РСІ-шине персонального компьютера [15]. Для создания программного обеспечения АИС использовалась среда графического программирования LabVIEW (номер лицензионного соглашения: 777455-03; серийный номер: M71X16236). К параметрам, регистрируемым АИС, относились: температура потоков на обоих патрубках рабочего участка, температура пластины на ее концах и в средней части, перепады давления на расходомерах и РВП. Перевод показаний термопар и датчиков давления из мВ соответственно в градусы и кгс/м<sup>2</sup> осуществлялся по индивидуальным калибровочным характеристикам термопар и датчиков давления. Систематические погрешности измерений температур и расходов составили соответственно 0,5 К и 1 %. Показания барометра, штатных термометров и психрометра снимались «вручную». Температуры потоков и пластин измерялись хромель-копелевыми термопарами диаметром 0,2 мм. Спаи сваривались контактной сваркой. Температура пластин измерялась по срединной линии пластины в трех точках: в центре и на расстоянии 5 мм от торцов пластины. Термопарные провода в пластинах укладывались в канавки, которые после приварки спаев к пластине закрывались эпоксидной смолой заподлицо с поверхностью пластины. Размеры исследуемых пластин были следующие: ширина — 50 мм, длина — 100 мм. Характеристики пакетов пластин приведены в таблице.

Для изучения влияния свободной конвекции на теплоотдачу опыты проводились при вертикальном и горизонтальном положении пластин в пакете. Измерения выполнялись на установившихся режимах РВП при нескольких значениях длительности периодов  $\tau_p$ : 2,5 с, 5 с, 10 с, 20 с и 40 с.

### Методика измерения коэффициента теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи поверхности насадки в отдельном периоде находится по формуле

$$\alpha = \frac{Q}{F_w (\bar{T}_f - \bar{T}_w)}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>К),  $Q$  — тепловая нагрузка, передаваемая через насадку от горячего теплоносителя холодному, Вт;  $F_w$  — полная поверхность насадки, м<sup>2</sup>;  $\bar{T}_f = (T_f' - T_f'')/2$  — средняя температура теплоносителя, °С;  $T_f'$  и  $T_f''$  — температуры теплоносителя на входе и выходе рабочего участка в рассматриваемом периоде, °С;  $\bar{T}_w$  — средняя по поверхности температура насадки, °С. Тепловая нагрузка, передаваемая насадкой в текущий момент времени, определялась следующим образом:

$$Q_w(\tau) = M_w c_w \frac{dT_w}{d\tau}, \quad (2)$$

здесь  $M_w$  — масса насадки, кг;  $c_w$  — удельная теплоемкость насадки, Дж/(кг·К);  $T_w$  — средняя по объему температура насадки, °С. Средние за период коэффициенты теплоотдачи в холодном и горячем периодах цикла находятся по формуле (1), где

$$\overline{Q_w} = M_w c_w \left| T_w(\tau = 0) - T_w(\tau = \tau_p) \right| / \tau_p, \quad (3)$$

здесь  $T_w(\tau = 0)$  и  $T_w(\tau = \tau_p)$  — средняя по объему температура пластин в начале и конце периода соответственно, °С;  $\tau_{cycl}$  — длительность цикла, с.

Для проверки соблюдения теплового баланса рассчитывались тепловые нагрузки, воспринимаемые/отдаваемые теплоносителем:

$$Q_f(\tau) = G_f(\tau) c_p \left| T_f''(\tau) - T_f'(\tau) \right|, \quad (4)$$

$$\overline{Q_f} = \overline{G_f} c_p \left| \overline{T_f''} - \overline{T_f'} \right|, \quad (5)$$

здесь  $Q_f(\tau)$  и  $\overline{Q_f}$  — текущая и средняя за период тепловые нагрузки, Вт;  $G_f(\tau)$  и  $\overline{G_f}$  — текущий и средний за период массовые расходы теплоносителя, кг/с;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $T_f'(\tau)$  и  $\overline{T_f'}$ ,  $T_f''(\tau)$  и  $\overline{T_f''}$  — текущие и средние за период температуры теплоносителя на входе и выходе соответственно, °С.

### Измерение температур потоков воздуха

Результаты прямых измерений температур пластин и теплоносителей за цикл в одном из опытов показаны символами на рис. 2. Обращает на себя внимание разный характер зависимостей от времени температур пластин и теплоносителей: если первые изменяются почти линейно, то для теплоносителей ближе экспоненциальный закон с резким изменением в начале периода. В условиях резкого изменения температур потоков, омывающих термомпары, показания АИС содержат погрешность, обусловленную инерционностью

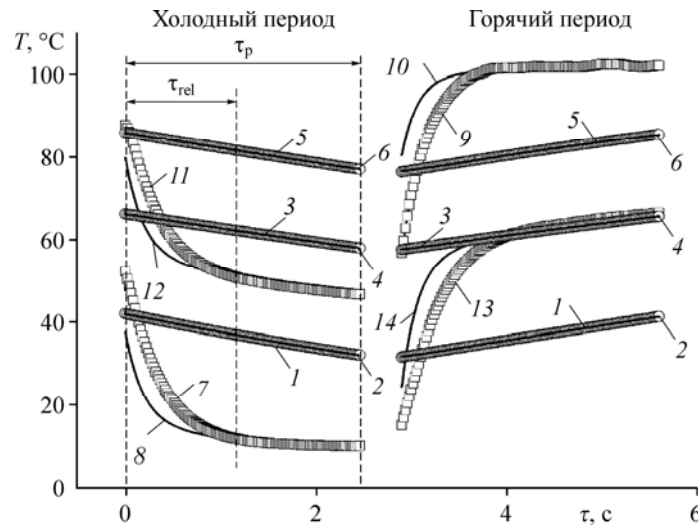


Рис. 2. Изменения температур за цикл в опыте с пластинами толщиной 0,5 мм и периодом длительностью  $\tau_p \approx 2,5$  с.

Температуры пластин (1–6) и теплоносителей (7–14) на входе (7–10) в рабочий участок и на выходе (11–14) из него; символы 1, 3, 5, 7, 9, 11 и 13 — результаты прямых измерений АИС, линии 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 — расчеты по уравнениям регрессии (13) и (14).

термопар. Эта погрешность должна учитываться, прежде всего, в начальный отрезок времени (переходный период) длительностью  $\tau_{rel}$ , в течение которого происходит наиболее резкое изменение температуры.

Согласно методике измерения нестационарных температур потоков [16–19] поправка на инерционность термодатчика находится из решения уравнения теплопроводности для спая термопары:

$$d\theta/dt + \theta/t_* = \theta_f/t_*, \quad (6)$$

где  $\theta = (T - T_\infty)/T_*$ ,  $t = \tau/\tau_p$ ,  $T$  — температура спая, К;  $T_\infty$  — температура теплоносителя в конце переходного периода, К;  $T_* = (T_{max} - T_{min})/2$  — масштаб температуры, К;  $T_{max}$  и  $T_{min}$  — максимальная и минимальная температуры горячего и холодного потоков соответственно, К;  $\tau$  — время от начала периода, с;  $\tau_p$  — длительность рабочего периода, с;  $t_* = \rho c V / (\alpha F)$  — постоянная термопары, с;  $\rho$  и  $c$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>, и удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $F$  и  $V$  — площадь поверхности и объем спая, м<sup>2</sup> и м<sup>3</sup> соответственно. Общее решение обыкновенного дифференциального уравнения (6) [20] имеет вид

$$\theta(t) = \theta_0 \exp(-t/t_*) + \frac{1}{t_*} \int_0^t \theta_f(\eta) \exp\left(\frac{\eta-t}{t_*}\right) d\eta, \quad (7)$$

здесь  $t_* = \tau_p/\tau_{rel}$ . Конкретное решение (7) зависит от функции  $\theta_f(t)$ , определяющей истинную (искомую) зависимость температуры потока от времени. Непротиворечивый и монотонный характер поведения расчетной температуры потока получается при использовании экспоненциальной функции

$$\theta_f(t) = \exp(a_0 + a_1 t). \quad (8)$$

Интегрирование уравнения (7) после подстановки функции (8) дает выражение для расчетной температуры термопары:

$$\theta(t) = \theta_0 \exp(-t/t_*) + \exp(a_0) [\exp(a_1 t) - \exp(-t/t_*)] / (1 + a_1 t_*). \quad (9)$$

Из условий равенства темпов изменения показаний термопары и ее расчетных значений в начале периода и равенства средних за период температур следуют уравнения, совместное решение которых дает искомые значения коэффициентов  $a_0$  и  $a_1$ :

$$a_0 = \ln(\theta_0 + b_1 t_*). \quad (10)$$

$$\theta_0 t_* [1 - \exp(-1/t_*)] + \frac{\exp(a_0)}{1 + a_1 t_*} \left\{ \frac{\exp(a_1) - 1}{a_1} - t_* [1 - \exp(-1/t_*)] \right\} = \bar{\theta}, \quad (11)$$

где  $\bar{\theta}$  — средняя за период относительная температура потока,  $b_l$  — коэффициенты уравнения регрессии, аппроксимирующего показания термопар:  $\theta_{tp}(t) = \sum_{l=0}^k b_l t^l$ . Значения температур теплоносителей после корректировки показаний входных и выходных термопар на инерционность определяются выражением

$$\theta_f = \theta_\infty \pm \exp(a_0 + a_1 t) + \sum_{l=0}^{k_f} c_l t^l, \quad (12)$$

где  $\theta_\infty = (T_\infty - T_{min})/T_*$ ,  $c_l$  — коэффициенты полинома, определяющего температуру потока после переходного процесса; знаки «+» и «-» соответствуют холодному и горячему периодам соответственно.

Из формул (10)–(12) следует, что разница между истинной и измеренной температурами зависит от значения постоянной термопары  $\tau_*$ , которая, в свою очередь, зависит от теплоотдачи и, следовательно, от расхода воздушного потока. В настоящих исследованиях величина  $\tau_* = \rho cV/(\alpha F)$  изменялась в пределах от 0,036 до 0,18 с.

Показания термопар, измеряющих температуру пластин, отображенные на рис. 2 символами, обобщены полиномиальным уравнением регрессии

$$\theta_w = \sum_{l=0}^{k_w} d_l t^l. \quad (13)$$

При аппроксимации опытных значений  $T_w$  порядок полинома (13) выбирался равным  $k_w = 2$  в опытах с короткими периодами и  $k_w = 4$  — в остальных. Зависимости, описываемые уравнением (13), показаны на рис. 2 сплошными линиями.

## Результаты и их обсуждение

### Текущие значения коэффициентов теплоотдачи насадки

Значения текущей и средней за период тепловой нагрузки в двух опытах, полученные по формулам (2)–(5), приведены на рис. 3. При ожидаемом качественном различии между текущими значениями тепловых нагрузок  $Q_w(\tau)$  и  $Q_f(\tau)$  можно тем не менее отметить близость средних за период значений  $\overline{Q_w}$  и  $\overline{Q_f}$ . Максимальное расхождение их значений в холодном и горячем периодах опыта с короткими периодами наблюдается у  $\overline{Q_f}$ : при небольших расходах теплоносителей оно составляет несколько процентов, при максимальном может достигать до 15%. Однако расхождение полусумм значений  $\overline{Q_w}$  и  $\overline{Q_f}$  в смежных периодах не превышает 1%. На этом основании можно говорить об удовлетворительном соблюдении теплового баланса между теплоносителями и периодами.

При определении коэффициента теплоотдачи по формуле (1) за тепловую нагрузку принимались значения  $Q_w(\tau)$  и  $\overline{Q_w}$ , так как на них не оказывает влияния систематическая погрешность измерения величины  $T_w$ ; случайная погрешность минимизируется методом наименьших квадратов, используемом при построении уравнения регрессии (13).

Числа Нуссельта, соответствующие найденным значениям коэффициентов теплоотдачи, представлены на рис. 4 для четырех опытов, различающихся длительностью периодов и расходами теплоносителей (числами Рейнольдса). Характер зависимости коэффициента теплоотдачи от времени качественно согласуется с классическими представлениями [9], объясняющими такое поведение

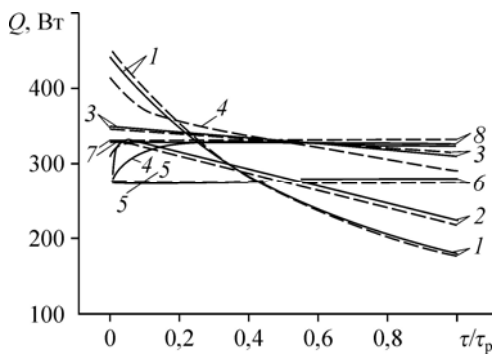


Рис. 3. Тепловая нагрузка, передаваемая насадкой (1 и 2) и воспринимаемая или отдаваемая теплоносителем (3 и 4).

1 и 3 —  $Q_w(\tau)$  по формуле (2), 2 и 4 —  $Q_f(\tau)$  по формуле (4), 5 и 7 —  $\overline{Q_w}$  по формуле (3),

6 и 8 —  $\overline{Q_f}$  по формуле (5);

1, 2, 5 и 6 —  $\tau_p \approx 20$  с,  $Re_{cold} \approx 1769$ ,  $Re_{hot} \approx 1345$ ;

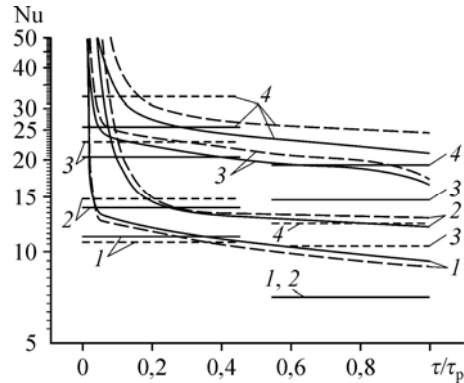
3, 4, 7 и 8 —  $\tau_p \approx 2,5$  с,  $Re_{cold} \approx 2089$ ,  $Re_{hot} \approx 1458$ ;

сплошные линии — холодный период, штриховые линии — горячий период.

Рис. 4. Изменения числа Нуссельта за период.

- 1 —  $\tau_p \approx 20$  с,  $Re_{cold} \approx 1769$ ,  $Re_{hot} \approx 1345$ ;  
 2 —  $\tau_p \approx 2,5$  с,  $Re_{cold} \approx 2089$ ,  $Re_{hot} \approx 1458$ ;  
 3 —  $\tau_p \approx 20$  с,  $Re_{cold} \approx 5381$ ,  $Re_{hot} \approx 3936$ ;  
 4 —  $\tau_p \approx 2,5$  с,  $Re_{cold} \approx 6874$ ,  $Re_{hot} \approx 4604$ ;

горизонтальные линии с левой стороны — измеренные средние за период значения числа Нуссельта, с правой стороны —  $Nu_{st}$  (уравнение (14)); сплошные линии — холодный период, штриховые линии — горячий период.



коэффициента теплоотдачи нарастанием во времени толщины пограничного слоя, стремящейся к установившемуся значению. Подобный характер изменения теплоотдачи пластины описывается также в теоретических исследованиях при скачкообразном изменении температуры теплоносителя [10, 11].

Из рис. 4 следует, что сокращение длительности периодов способствует интенсификации теплоотдачи теплоносителей с насадкой. Также здесь показаны значения чисел Нуссельта, рекомендуемые справочной литературой для стационарных условий средней теплоотдачи параллельных пластин [21–23]:

$$Nu_{st} = \begin{cases} Nu_{lam} & \text{при } Re < 2300, \\ Nu_{lam} (1 - \gamma) + Nu_{turb} \gamma & \text{при } Re > 2300, \end{cases} \quad (14)$$

$$\text{где } Nu_{lam} = \begin{cases} Nu_{min} & \text{при } (Re Pr h/l) < 10^2, \\ 1,55 (Re d_3/l)^{0,4} Pr^{1/3} (Pr_f/Pr_w)^{1/4} C_l & \text{при } (Re Pr h/l) > 10^2, \end{cases}$$

$$\gamma = 1 - \exp(1 - Re/2300), \quad Nu_{min} = 8,24 - 16,5h/b + 20,7(h/b)^2 - 8,8(h/b)^3,^1$$

$$Nu_{turb} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_f/Pr_w)^{1/4} C_{turb};$$

$$C_{turb} = \exp\left[\frac{7,41 + 12,893 \ln(d_3/l)}{Re^{0,295}}\right] \text{ и } C_l = 1,906(d_3/l)^{0,173} \text{ — поправки на длину канала;}$$

$h$  — расстояние между пластинами, м;  $b$  — ширина пластины, омываемая теплоносителем, м;  $l$  — длина пластины (канала), м. Из рисунка видно, что значения  $Nu_{st}$  находятся ниже полученных средних за период опытных значений числа Нуссельта.

#### Средние за период значения коэффициентов теплоотдачи насадки

В результате обработки данных прямых измерений, проведенных в 198 опытах, выполненных с представленными в таблице пакетами пластин, получено 396 средних за период значений чисел Нуссельта  $Nu$ . Зависимость  $Nu = f(Re)$  приведена в логарифмических координатах на рис. 5. Линия 1 соответствует уравнению (14) при  $h = 2,643$  мм. С помощью метода наименьших квадратов массив точек аппроксимирован уравнением

$$Nu = 8,53 \left( Re/10^3 \right)^{0,41}. \quad (15)$$

Расположение точек на графике относительно линии 2, описываемой уравнением (15), показывает, что на величину  $Nu$  оказывает влияние не только число Рейнольдса, но и другие факторы, из которых в работе рассмотрены числа Грасгофа, Фурье и отношение  $Pr_f/Pr_w$ .

<sup>1</sup> Формула для  $Nu_{min}$  получена путем аппроксимации табличных данных [22].

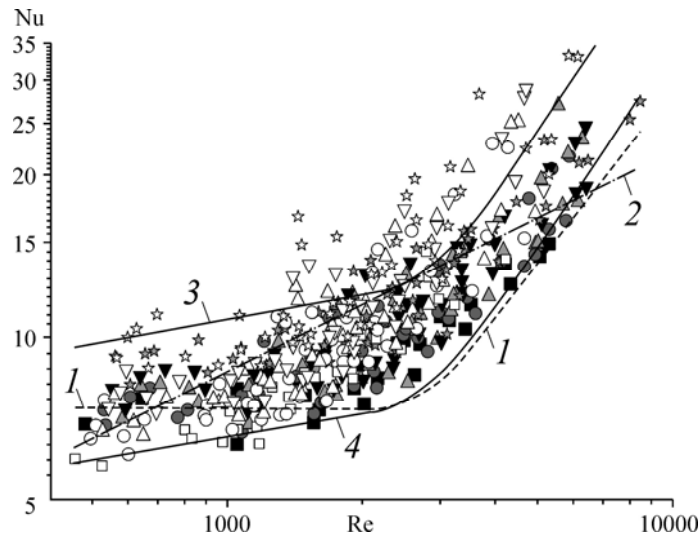


Рис. 5. Результаты измерений средних за период чисел Нуссельта.  
 1 — уравнение (14), 2 — уравнение (15), 3 и 4 — уравнение (16)  
 при  $Fo = 16,6$  и  $21760$  соответственно;  
 темные символы — холодный период; светлые символы — горячий период.

Диапазон изменения определяющих факторов в опытах составил  $450 \leq Re \leq 8460$ ,  $87 \leq Gr \cdot 10^{-3} \leq 656$ ,  $0,801 \leq Pr_f/Pr_w \leq 1,185$ ,  $16,6 \leq Fo \leq 21760$ . Выполненный регрессионный анализ показал несущественное влияние числа Грасгофа и отношения  $Pr_f/Pr_w$  на число Нуссельта. Таким образом, уравнение регрессии, обобщающее зависимость среднего за период числа Нуссельта от определяющих чисел подобия, приняло вид:

$$Nu/Nu_{st} = 1,06 \left( Re/10^3 \right)^{0,14} \left( Fo/10^3 \right)^{-0,069} . \quad (16)$$

Коэффициент корреляции уравнения (16) и опытных точек составил 0,75, среднее квадратичное отклонение отдельной точки — 9 %. На рис. 5 линиями 3 и 4 показана область изменения значений  $Nu$ , рассчитанных по уравнению

$$Nu = 1,06 \left( Re/10^3 \right)^{0,14} \left( Fo/10^3 \right)^{-0,069} Nu_{st}$$

в диапазоне чисел Фурье  $16,6 \leq Fo \leq 21760$ , охватывающая подавляющее количество результатов измерений. Из полученного критериального уравнения (16) следует, что снижение числа Фурье и повышение числа Рейнольдса способствуют росту интенсивности теплоотдачи в циклически протекающих процессах теплообмена поверхности насадки с холодным и горячим теплоносителями.

### Выводы

1. Предложена методика исследования на автоматизированном стенде теплоотдачи пакета параллельных пластин, циклически омываемых холодным и горячим теплоносителями с учетом инерционности термопар, измеряющих температуру потоков теплоносителей.
2. Результаты измерений тепловых нагрузок в процессе изменения теплосодержания насадки и теплоносителей показали удовлетворительное соблюдение теплового баланса между насадкой и теплоносителями в смежных периодах.



3. Измеренные в опытах изменения теплосодержания за период текущих значений числа Нуссельта качественно подтвердили характер изменения теплоотдачи, описанный в литературе.

4. Результаты экспериментальных исследований средней за период теплоотдачи на шести пакетах пластин, выполненных из различных материалов и отличающихся толщиной и шагом установки, показали, что при циклическом теплообмене тел с холодным и горячим теплоносителями теплоотдача усиливается при уменьшении длительности периодов и температуропроводности тел, увеличении их толщины, расхода теплоносителей и расстояния между пластинами.

5. Полученные значения средней за период теплоотдачи пакета параллельных пластин при их циклическом теплообмене с холодным и горячим теплоносителями обобщены критериальным уравнением (16) в диапазонах определяющих чисел подобия:  $450 \leq Re \leq 8460$  и  $16,6 \leq Fo \leq 21760$ .

### Список условных обозначений

$a_0$ и $a_1$ — коэффициенты экспоненты (8),	$\theta = (T - T_\infty)/T_*$ — относительная температура теплоносителя,
$a = \lambda/(\rho c)$ — коэффициент температуропроводности, $m^2/c$ ,	$t = \tau/\tau_p$ — относительное время,
$h$ — толщина на пластины, м,	$V$ — объем, $m^3$ ,
$b$ — ширина пластины (характерный размер в числе Грасгофа), м,	$w_f$ — среднерасходная скорость теплоносителя в межпластинных каналах, м/с,
$c_l$ и $d_l$ — коэффициенты регрессии полиномов (12) и (13) соответственно,	$\nu_f$ — коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, $m^2/c$ ,
$c$ — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К),	$\tau$ — время от начала периода, с,
$d_3$ — эквивалентный гидравлический диаметр каналов, м,	$\tau_p$ — длительность периода, с,
$F$ — площадь поверхности, $m^2$ ,	$\tau_* = \rho c l / (\alpha F)$ — постоянная термпары, с,
$l$ — характерный размер сая термпары, длина канала, м,	$\tau_{rel}$ — длительность начального (переходного) периода, с,
$M_w$ — масса насадки, кг,	$\rho$ — плотность, $kg/m^3$ ,
$Q$ — тепловая нагрузка, Вт,	$\alpha$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/( $m^2 \cdot K$ ),
$\bar{T}$ — средняя температура, $^\circ C$ ,	$\lambda$ — коэффициент теплопроводности, Вт/( $m \cdot K$ ).

### Индексы

f — теплоноситель,	* — характерная величина,
max — максимальная величина,	$\infty$ — конец переходного периода,
min — минимальная величина,	' — вход в канал,
st — стационарный режим,	" — выход из канала.
w — насадка (стенка),	

### Числа подобия

$Fo = 4a_w \tau_p / \delta_w^2$ — число Фурье,	$Nu = \alpha d_3 / \lambda_f$ — число Нуссельта для межпластинных каналов,
$Gr = gb^3 \beta \Delta T / \nu_f^2$ — число Грасгофа,	$Pr_f = \nu_f / a_f$ — число Прандтля,
$Nu_l = \alpha l / \lambda_f$ — число Нуссельта для сая термпары,	$Re = w_f d_3 / \nu_f$ — число Рейнольдса для межпластинных каналов,
$Nu_{l,min}$ и $Nu_{tur}$ — числа Нуссельта при ламинарном и турбулентном режимах,	$Re_l = w_f l / \nu_f$ — число Рейнольдса для сая термпары.

### Список литературы

1. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Пер с нем. И.Н. Дулькина. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
2. Мигай В.К., Назаренко В.С., Новожилов И.Ф., Добряков Т.С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели Л.: Энергия, 1971. 168 с.
3. Кирсанов Ю.А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. М.: Физматлит, 2007. 240 с.

4. **Coppage J.E., London A.L.** The periodic-flow regenerator — a summary of design theory // Transactions of the ASME. 1953. Vol. 75, No. 5. P. 779–787.
5. **Кэйс В.М., Лондон А.Л.** Компактные теплообменники. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 160 с.
6. **Низовцев М.И., Бородулин В.Ю., Летушко В.Н.** Регенеративный теплообменник для вентиляции помещений с периодическим изменением направления воздушного потока // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 6. С. 785–796.
7. **Sang Z.K., Bo Z.M., Liu X., Weng Y.W.** Characteristic analysis of a rotary regenerative type catalytic combustion reactor for ultra low calorific value gas // J. Energy Resources Technology. 2017. Vol. 139, Iss. 6. P. 062208-1–062208-7.
8. **Akbari A., Kouravand S., Chegini G.** Experimental analysis of a rotary heat exchanger for waste heat recovery from the exhaust gas of dryer // Applied Thermal Engng. 2018. Vol. 138. P. 668–674.
9. **Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А.** Нестационарный теплообмен. М.: Машиностроение, 1973. 328 с.
10. **Виленский В.Д.** Нестационарный конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел // Теплофизика высоких температур. 1974. Т. 12, № 5. С. 1091–1104.
11. **Padet J.** Transient convective heat transfer // J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. 2005. Vol. 27, No 1. P. 74–95.
12. **Кирсанов Ю.А.** Влияние нестационарности на теплоотдачу в регенеративном воздухоподогревателе // Изв. вузов. Авиационная техника. 2003. № 1. С. 31–34.
13. **Кирсанов Ю.А., Юдахин А.Е., Макарушкин Д.В., Кирсанов А.Ю.** Методика исследования теплоотдачи в регенеративном воздухоподогревателе // Тр. Академэнерго. 2018. № 2. С. 29–44.
14. **Кремлевский П.П.** Расходомеры и счетчики количества Л.: Машиностроение, 1975. 776 с.
15. **Кирсанов Ю.А., Кирсанов А.Ю., Юдахин А.Е.** Измерение времени тепловой релаксации и демпфирования температуры в твердом теле // Теплофизика высоких температур. 2017. Т. 55, № 1. С. 122–128.
16. **Ярышев Н.А.** Теоретические основы измерения нестационарной температуры. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 256 с.
17. **Ahtmann M., von Wolfersdorf J., Meyer G.** Application of the transient heat transfer measurement technique in a low aspect ratio pin fin cooling channel // ASME. J. Turbomach. 2015. Vol. 137, Iss. 12. P. 121006-1–121006-9.
18. **Bernhard F.** Technische Temperaturmessung. Springer-Verlag. Berlin. 2004.
19. **Garnier B., Lanzetta F.** In situ realization/characterization of temperature and heat flux sensors // Advanced Spring School «Thermal Measurements & Inverse techniques». Domaine de Françon. Biarritz. March, 1–6. 2015. P. 79–87.
20. **Камке Э.** Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. Пер. с нем. С.В. Фомина. М.: Наука, 1971. 576 с.
21. **Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
22. **Кутателадзе С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
23. **Справочник по теплообменникам.** В 2 т. Т.1. / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.

*Статья поступила в редакцию 23 мая 2018 г.,  
после доработки — 11 августа 2018 г.,  
принята к публикации 28 февраля 2019 г.*