

В. Б. Кунтыш, профессор; В. В. Дударев, доцент

### О НЕТРАДИЦИОННОМ ПРЕДСТАВЛЕНИИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНОМУ ТЕПЛООБМЕНУ

Presentation of experimental values of heat transfer coefficient is executed at free convective air in a dimensional kind, not using traditional processing of results of experiences in dimensionless numbers of similarity Nusselt and Grassgoff. Nonconventional representation is free-convective heat transfer with reference to single-row ridge horizontal and inclined bunches with step of pipes in an interval 58–100 mm is shown. Experiences are put on bimetallic pipes with spiral aluminium edges of external diameter of 55,6 mm with factor edges 16,8.

**Введение.** Традиционный способ обработки опытных данных по теплообмену при свободном и вынужденном движении потока теплоносителя с использованием коэффициента теплоотдачи и представления их в числах подобия, как это предложил в 1910 г. [1] Нуссельт, с применением для обобщения результатов экспериментального исследования степенных уравнений подобия используется в теплопередаче и по настоящее время. Этот способ практически охватил все направления конвективного теплообмена, включая теплоотдачу при кипении и конденсации. Теоретической базой способа является теория подобия [2] и метод размерностей [3].

Однако до 40-х годов XX столетия наряду с безразмерной формой представления и обобщения опытных данных имело место [4] описание их с использованием плотности теплового потока и температурного напора между поверхностью теплообмена и теплоносителем.

Подобную картину обобщения опытных данных можно найти при теплоотдаче кипением [5] жидкостей и водных растворов [6], но это является в большей мере исключением из сложившегося правила. Традиционный способ полностью охватил и свободно-конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел [7] потоком теплоносителя.

В монографии [8] автором предлагается новый подход к обобщению результатов экспериментальных исследований, проектированию теплообменников, расчету их характеристик и анализу процессов, происходящих в них. Предлагается отказаться от использования понятия коэффициента теплоотдачи и применения безразмерных величин и чисел подобия, а применять лишь корреляции между физическими параметрами системы. Краеугольным камнем новой теории теплопередачи является основное уравнение

$$q = f_1(\text{параметров системы}) \cdot f_2(\text{ТДС}), \quad (1)$$

где  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>; ТДС – термодвижущая сила.

Функция  $f_1$  учитывает влияние всех параметров системы, кроме ТДС, функция  $f_2$  – только влияние ТДС. Подразумевается, что  $f_1$  никоим образом не зависит от ТДС и  $f_2$  никоим образом не зависит от параметров системы.

Для конвективного теплообмена уравнение (1) можно представить в виде

$$q_k = f_1(\text{параметров системы}) \cdot f_2(\Delta t), \quad (2)$$

где  $q_k$  – плотность конвективного теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – разность температур, которая в случае конвективного теплообмена является ТДС.

Конкретный вид функциональной зависимости (2) для каждого конвективного процесса (свободный, вынужденный, кипение, конденсация) следует находить отдельно на основании экспериментальных данных.

Целью работы является применение новой концепции теплопередачи для обработки, представления и обобщения опытных данных по свободно-конвективному теплообмену пучков из ребристых труб, обтекаемых снаружи поперечным естественным движением воздуха.

**Экспериментальная часть.** Геометрические параметры оребрения и несущей трубы соответствовали применяемым в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения (АВО) топливно-энергетического комплекса, в частности тех АВО, которые эксплуатируются на компрессорных станциях магистральных газопроводов, на нефтеперерабатывающих заводах. Пучки состояли из биметаллических ребристых труб (БРТ) с накатными алюминиевыми ребрами следующих размеров, мм: наружный диаметр ребра  $d = 55,6$ ; высота, шаг и средняя толщина ребра  $h = 14,55$ ;  $s = 2,91$ ;  $\Delta = 0,75$ ; диаметр ребра по его основанию  $d_0 = d - 2h = 26,5$ . Коэффициент оребрения трубы  $\phi = 16,8$ . Несущая гладкая труба наружного диаметра  $d_n = 25$  мм с толщиной стенки  $\delta = 2$  мм выполнена из углеродистой стали. Длина оребренной части трубы в опытных пучках составляла  $l = 300$  мм. Пучки были однорядными с шагом размещения труб в решетках  $S$  при изменении угла наклона  $\gamma$  продольной оси труб к

горизонтальной плоскости от  $\gamma = 0^\circ$  (горизонтальное положение) до  $\gamma = 60^\circ$ . Параметры пучков приведены в табл. 1.

Опытные данные по пучкам 1–22 были предоставлены автором работы [9], в которой при обработке экспериментальных данных и их обобщении применялся традиционный способ, заключающийся в следующем. Предварительно тарировочными опытами определялись торцевые потери теплового потока  $Q_t$ , Вт, трубкой-калориметром. Опыты проводили методом полного теплового моделирования. По результатам измерения вычисляли тепловой поток  $Q$ , Вт, передаваемый калориметром воздуху, и среднюю температуру поверхности  $t_{ст}$ , °С, стенки калориметра у основания ребер. Лучистый тепловой поток  $Q_{л}$ , Вт, передаваемый калориметром воздуху, вычислялся расчетным способом по методике [10]. Свободно-конвективный тепловой поток к воздуху, Вт,

$$Q_k = Q - Q_{л} - Q_t. \quad (3)$$

Температурный напор равен, °С,

$$\Delta t = t_{ст} - t_o, \quad (4)$$

где  $t_o$  – температура окружающего воздуха, °С. Опытами охвачено изменение температуры поверхности стенки трубы в интервале  $t_{ст} = 33\text{--}210^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией воздуха, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_k = Q_k / (F \cdot \Delta t) = q_k / \Delta t. \quad (5)$$

Плотность конвективного теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>,

$$q_k = Q_k / F, \quad (6)$$

где  $F = \pi d_0 l$  – теплоотдающая площадь калориметра, м<sup>2</sup>.

Далее опытные данные представлялись числами подобия Нуссельта  $Nu = (\alpha_k \cdot d_0) / \lambda$  и Грасгофа  $Gr = (\beta g d_0^3 \cdot \Delta t) / \nu^2$ . Здесь  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);  $\beta$  – коэффициент температурного расширения воздуха, К<sup>-1</sup>;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с. Опытные данные обобщались функциональной зависимостью степенного вида  $Nu = f(Gr)$ .

Относительная среднеквадратичная погрешность, %, в определении величины  $F$  не превыша-

ла 0,77, в измерении значения  $t_o$  – 0,49, при расчете  $\Delta t$  – 3,07, теплового потока  $Q_k$  – 0,94, значения  $\alpha_k$  – 3,30; числа  $Nu$  – 3,32, числа  $Gr$  – 3,30. Указанные значения погрешности являются расчетными, но общая погрешность опытных значений  $Nu$  и  $Gr$  с учетом их действительного рассеивания относительно аппроксимационных прямых не превышала соответственно 9 и 8%.

**Обсуждение результатов.** При постоянных геометрических параметрах системы соотношение (2) можно представить функциональной зависимостью  $q_k = f_1(\Delta t)$ . Сравнивая ее с соотношением  $Nu = f(Gr)$  для традиционного обобщения опытных данных, видим, что погрешность расчета  $q_k$  уменьшается более чем в 3 раза. Это объясняется введением коэффициента теплоотдачи  $\alpha_k$  с использованием опытного значения  $q_k$ , а при проектировании теплообменника или иного теплового расчета необходимо вновь  $q_k$ .

Применение коэффициента теплоотдачи усложняет решение многих задач при свободной конвекции, а затраченное время на получение ответа возрастает в десятки раз.

При традиционном способе решение ведется прямым путем, если известна величина  $\Delta t$ . Совершенно иначе обстоит дело с решением при заданном значении  $q_k$  и необходимости вычисления  $\Delta t$ . Задача решается непрямым способом и требуется целый ряд последовательных приближений (итераций).

При переходе к нетрадиционному способу обобщения опытных данных без введения коэффициента теплоотдачи подобные задачи решаются прямым путем, не требуя последовательных приближений. Таким образом, опытные данные по свободно-конвективному теплообмену целесообразно обрабатывать, представлять и обобщать через плотность теплового потока  $q_k$  и температурный напор  $\Delta t$ .

Влияние шага труб в горизонтальных пучках 1–7 на изменение плотности теплового конвективного потока можно проследить по рис. 1. При  $\Delta t = \text{idem}$  наибольшие значения  $q_k$  характерны для шага  $S = 61; 64$  мм, а плотность теплового потока пучка с шагом  $S = 100$  мм ниже на 25% и является наименьшей среди исследованных пучков с  $\gamma = 0^\circ$ . В свободных пучках скорость естественного движения воздуха у нагретой поверхности меньше, так как большая масса воздуха течет в срединном сечении пучка с меньшим сопротивлением.

Таблица 1

### Геометрические характеристики опытных пучков из БРТ

№ пучка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$S$ , мм	58	61	64	70	76	86	100	58			64			70			76					
$\gamma$ , град	0 – горизонтальное положение							30	45	60	15	30	45	60	15	30	45	60	15	30	45	60

Плотность  $q_k$  тесного пучка с  $S = 58$  мм на 5–7% ниже этой характеристики по сравнению с пучком  $S = 61$  мм. Значения  $q_k$  для остальных пучков 4, 5, 6 занимают промежуточные положения. Увеличение  $\Delta t$  сопровождается ростом  $q_k$ . Опытные данные в логарифмических координатах рис. 1 укладываются на прямые линии и лишь обобщающая прямая опытных данных пучка 1 претерпевает излом при  $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ , располагаясь более полого для  $\Delta t > 50^\circ\text{C}$  по сравнению с прямой этого пучка при  $\Delta t \leq 50^\circ\text{C}$ . Опытами охвачен интервал изменения  $\Delta t = 13\text{--}200^\circ\text{C}$ .

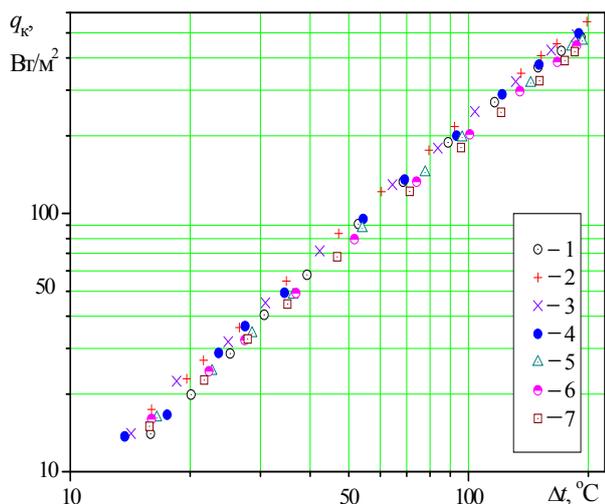


Рис. 1. Зависимость плотности конвективного теплового потока от температурного напора для горизонтальных пучков: 1–7 номера пучков по табл. 1

На рис. 2, а, б представлены в логарифмических координатах  $q_k = f(\Delta t)$  опытные данные по наклонным пучкам 8, 9, 10 с  $\gamma = \text{var}$  для  $S = 58$  мм = const и пучкам 11, 12, 13, 14 для  $S = 64$  мм = const при  $\gamma = \text{var}$ . Здесь также нанесены данные по горизонтальным пучкам соответствующих шагов, что позволяет наглядно увидеть влияние наклона труб на интенсивность передаваемого теплового потока. Для остальных пучков графики аналогичны и ввиду ограниченного объема статьи не приводятся.

Общим свойством наклонных пучков при  $S = \text{const}$  является уменьшение значения  $q_k$  с увеличением угла наклона от их горизонтального положения. Однако количественное влияние  $\gamma$  на изменение  $q_k$  проявляется по-разному и зависит от значения шага  $S$ . В тесных пучках при  $S = 58$  мм отклонение труб от горизонтального положения при  $\Delta t = \text{idem}$  сопровождается непрерывным уменьшением  $q_k$  с ростом  $\gamma$  и достигает 70% для  $\gamma = 60^\circ$  по сравнению с пучком 1 для  $\gamma = 0^\circ$ . Вместе с тем переход к более свободному распо-

ложению труб (большим значениям  $S$ ) уменьшает разрыв значений  $q_k$  для  $\gamma = 0^\circ$  и  $\gamma = 60^\circ$ , в частности для пучка 22 до 40%. Например, при  $S = 76$  мм влияние  $\gamma$  вплоть до  $45^\circ$  (пучки 19, 20, 21) не отражается на величине плотности теплового потока. Объяснение этого явления состоит в следующем. В тесных наклонных пучках ухудшаются условия течения воздуха в межреберных каналах, и это является доминирующим фактором по сравнению с турбулизацией потока, вызываемой торцами наклонных ребер. В свободных пучках влияние этих факторов противоположно.

Опытные данные по пучкам 1–22 обобщаются степенным уравнением

$$q_k = C\Delta t^n, \text{ Вт/м}^2, \quad (7)$$

значения  $C$  и  $n$  даются в табл. 2.

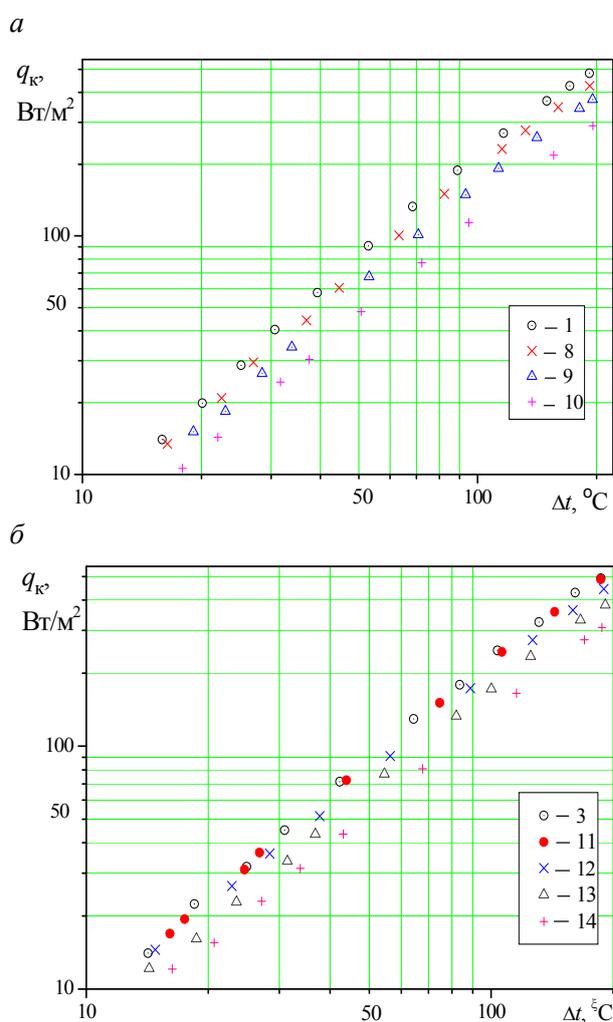


Рис. 2. Зависимость плотности конвективного теплового потока от угла наклона пучка и температурного напора: а –  $S = 58$  мм, 1, 8, 9, 10 – номера пучков по табл. 1; б –  $S = 64$  мм, 3, 11, 12, 13, 14 – номера пучков по табл. 1

Численные значения коэффициентов в уравнении (7)

Коэффициент	Номер пучка										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$C$	0,656	0,378	0,371	0,338	0,338	0,335	0,346	0,478	0,376	0,259	0,379
$n$	1,26	1,39	1,38	1,40	1,38	1,37	1,37	1,30	1,31	1,33	1,38
Коэффициент	Номер пучка										
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$C$	0,389	0,313	0,276	0,367	0,358	0,324	0,280	0,296	0,316	0,330	0,304
$n$	1,35	1,36	1,34	1,39	1,38	1,37	1,36	1,43	1,40	1,37	1,35

При  $\Delta t \leq 50^\circ\text{C}$  значения коэффициентов для пучка 1 –  $C = 0,183$ ,  $n = 1,57$ , а для пучков 8, 9, 10 соответственно  $C = 0,200$ ;  $0,244$ ;  $0,163$ ;  $n = 1,50$ ;  $1,40$ ;  $1,45$ .

Расчетно-аналитическим способом установлено, что плотность лучистого теплового потока  $q_{\text{л}} = Q_{\text{л}}/F$  не зависит от шага труб в пучке и составляет в среднем 23–27% от значения  $q_{\text{к}}$  при  $\Delta t = 13\text{--}200^\circ\text{C} = \text{idem}$  [11].

Теплообмен наклонных пучков для каждого значения шага  $S = \text{idem}$  может быть обобщен уравнением,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ,

$$q_{\text{к},\gamma} = C_{\gamma} \cdot q_{\text{к},\gamma=0^\circ}, \quad (8)$$

где  $C_{\gamma}$  – поправочный коэффициент на угол наклона труб в пучке.

В общем значения  $C_{\gamma} = f(\gamma, S)$  и всегда  $C_{\gamma} \leq 1,0$ . При необходимости численные значения  $C_{\gamma}$  могут быть рассчитаны по данным табл. 2.

**Закключение.** Таким образом, в работе показана возможность представления, обобщения и анализа опытных данных по свободно-конвективному теплообмену внешне омываемых пучков труб без применения коэффициента теплоотдачи.

### Литература

1. Гребер, Г. Основы учения о теплообмене / Г. Гребер, С. Эрк, У. Григуль. – М.: Изд-во иностр. лит., 1958. – 567 с.
2. Кирпичев, М. В. Теория подобия и тепловое моделирование / М. В. Кирпичев. – М.: Наука, 1987. – 168 с.

3. Бриджмен, П. В. Анализ размерностей / П. В. Бриджмен. – М. – Л.: ОНТИ, 1934. – 119 с.

4. Кирпичев, М. В. Теплопередача / М. В. Кирпичев, М. А. Михеев, Л. С. Эйгенсон. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1940. – 232 с.

5. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев. – М.: Госэнергоиздат, 1956. – 392 с.

6. Федоткин, И. М. Теплогидравлические процессы в выпарных аппаратах / И. М. Федоткин. – Киев: Техника, 1975. – 212 с.

7. Гусев, С. Е. Свободно-конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел / С. Е. Гусев, Г. Г. Шкловер. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 160 с.

8. Адиутори, Е. Ф. Новые методы в теплопередаче / Е. Ф. Адиутори. – М.: Мир, 1977. – 232 с.

9. Позднякова, А. В. Совершенствование характеристик и разработка методики расчета промежуточных калориферов лесосушильных камер: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.05 / А. В. Позднякова. – Архангельск, 2003. – 148 с.

10. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Самородов; СПб ГТУ. – СПб., 1999. – 24 с.

11. Самородов, А. В. Лучистый теплообмен одиночной ребристой трубы с окружающей средой / А. В. Самородов, С. П. Рошин, В. Б. Кунтыш // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: сб. науч. тр. / АГТУ. – Архангельск, 1997. – Вып. II. – С. 102–113.