



В.Б. Кунтыш, д-р техн. наук; В.В. Дударев, канд. техн. наук; А.Б. Сухоцкий, канд. техн. наук (Белорусский государственный технологический университет, г. Минск). E-mail: alk2905@mail.ru

Экспериментальное исследование аэродинамического сопротивления шахматных равносторонних пучков труб со спиральными алюминиевыми ребрами

В воздухоохладителях и воздухонагревателях современных систем кондиционирования, вентиляции и отопления зданий и сооружений, в энергосберегающих установках, сушильных устройствах и теплообменниках транспортных машин применяются трубы со спиральными алюминиевыми ребрами (накатными или навитыми). Оребрение выполняют на несущих трубах наружным диаметром $d_n \leq 18$ мм, что позволяет повысить компактность пучка и энергетическую эффективность таких аппаратов. Однако исследований теплоаэродинамических характеристик в потоке воздуха пучков из ребристых труб уменьшенного диаметра немного [1–3], при этом компоновка труб в решетке пучка ограничивает диапазон изменения их шага, что затрудняет проведение технико-экономической оптимизации конструкции теплообменника.

В промышленных вентиляционных теплообменниках применяют шахматные малорядные пучки с компоновкой труб по вершинам равностороннего треугольника, обтекаемых воздухом, число Рейнольдса $Re \approx 2000 \dots 10\,000$. Эти факторы предопределили компоновочные параметры опытных пучков и режимные характеристики течения воздуха в их межтрубном пространстве.

Экспериментально исследовали потери давления воздуха при поперечном обтекании шести шахматных четырехрядных (число поперечных рядов труб $z = 4$) пучков из биметаллических ребристых труб (БРТ), геометрические параметры алюминиевых спиральных ребер $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 26 \times 14,5 \times 5,75 \times 2,7 \times 0,33$ мм, где d , d_0 — наружный диаметр ребра и диаметр ребра по его основанию, $d_0 = d - 2h$; h , s , Δ — высота, шаг, средняя толщина ребра. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 7,04$. Ребра одинаходные накатаны на несущей трубе из коррозионно-стойкой стали (наружный диаметр $d_n = 12$ мм, внутренний диаметр $d_1 = 9,5$ мм, толщина стенки $\delta = 1,25$ мм, отрезная длина трубы $l = 330$ мм, длина оребренной части 300 мм). При несовпадении ширины рабочего участка испытатель-

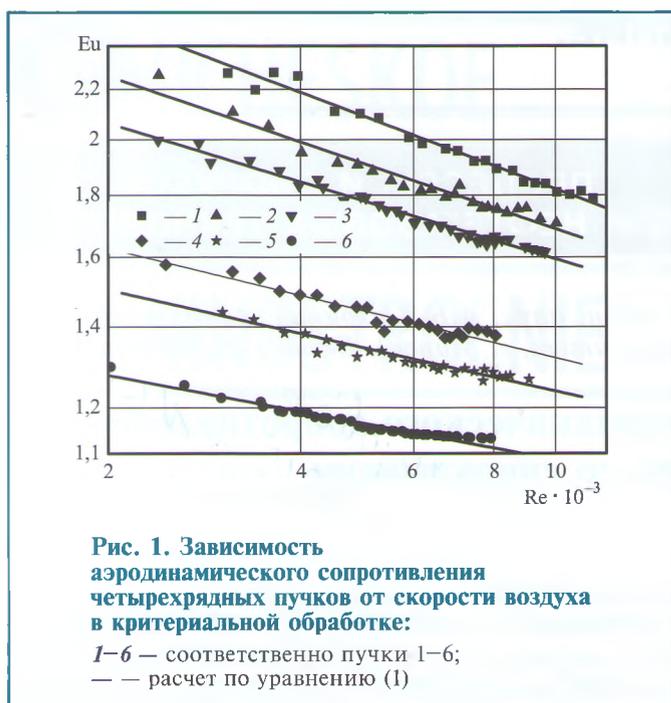
ного стенда [4] с шириной опытного пучка у боковых стен участка в соответствующих поперечных рядах труб монтировали полутрубы, обеспечивающие одинаковую площадь сжатого поперечного сечения каждого ряда для движения воздуха, и проставки с плавно закругленными торцами.

В равносторонних пучках соблюдалось равенство поперечного S_1 и диагонального S'_2 шагов, т. е. $S_1 = S'_2$, продольный шаг $S_2 = 0,866S_1$. Для характеристики компоновки труб в пучке также применяются относительные шаги: поперечный $\sigma_1 = S_1/d$, диагональный $\sigma'_2 = S'_2/d$ и продольный $\sigma_2 = S_2/d$. Плотность компоновки труб в пучке характеризуется коэффициентом компактности $\Pi = \pi d_0 \phi / (S_1 S_2)$ (табл. 1).

Таблица 1
Характеристики опытных пучков труб

Номер пучка	Шаг труб, мм		$\sigma_1 = \sigma'_2$	σ_2	$\Pi \phi, \text{ м}^2/\text{м}^3$	Коэффициенты в уравнении (1)	
	$S_1 = S'_2$	S_2				B	m
1	28	24,2	1,08	0,933	473	11,49	0,20
2	31	26,8	1,19	1,032	386	8,86	0,18
3	34	29,4	1,31	1,132	321	6,96	0,16
4	39	33,8	1,50	1,299	243	4,37	0,13
5	44	38,1	1,69	1,466	191	3,74	0,12
6	50	43,3	1,92	1,665	148	2,73	0,10

Схемы испытательного стенда, контрольно-измерительные приборы и методика проведения опытов приведены в работе [4]. В опытах измеряли температуру воздуха на входе и выходе пучка, перепад статического давления воздуха в пучке, динамический напор воздуха в сопле стенда и его температуру. Опытные



данные обрабатывали в числах подобия Рейнольдса $Re = wd_0/\nu$ и Эйлера $Eu = \Delta p/(\rho w^2)$, где w — скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка, м/с; Δp — перепад статического давления воздуха в пучке, Па; λ — коэффициенты теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); ν, ρ — коэффициент кинематической вязкости, м²/с, и плотность, кг/м³, воздуха при его средней температуре в пучке. Пучки исследовали в изотермическом потоке при температуре воздуха 19...20 °С. Скорость воздуха варьировали в диапазоне $w = 2,45...12,4$ м/с. Относительная максимальная квадратичная погрешность полученных значений Eu и Re не превышала соответственно 3,8 и 4,9 %.

По мере увеличения шага труб S_1 или σ_1 в равносторонней компоновке потери давления воздуха в пучке существенно снижаются (рис. 1). Например, при $Re = 2000$ сопротивление наиболее разреженного пучка 6 меньше в 1,96 раза сопротивления тесного пучка 1, а при $Re = 10\,000$ снижение сопротивления составило 1,67 раза (шаг труб в пучке 6 в 1,79 раза больше, чем в пучке 1). В равносторонних шахматных пучках сохраняется постоянное значения отношения $S_2/S_1 = \sigma_2/\sigma_1 = 0,866$. Следовательно, шаг S_2 однозначно определяется шагом S_1 , что характерно и для σ_2 относительно σ_1 . Поэтому анализ влияния плотности компоновки труб в таких пучках целесообразно выполнять через S_1 или σ_1 .

Опытные данные (см. рис. 1) для каждого пучка аппроксимируются с отклонением не более $\pm 6\%$ уравнением подобия (критериальным уравнением) степенного вида

$$Eu = B Re^{-m}, \quad (1)$$

значения коэффициента пропорциональности B и показателя степени m приведены в табл. 1.

Кривые $Eu = f(Re)$ расслаиваются в зависимости от плотности компоновки, т. е. шага σ_1 труб в пучке. Однако исследованные пучки геометрически подобны и состоят из труб с одинаковыми геометрическими параметрами. Согласно теории подобия, кривые сопротивления всех шести пучков в логарифмических координатах $Eu-Re$ должны совпадать, но этого не произошло. Такой факт нарушения теории подобия был обнаружен ранее [5] при исследовании теплоаэродинамических характеристик шахматных геометрически подобных пучков в поперечном потоке воздуха, собранных из геометрически подобных стальных труб с короткими продольными радиальными ребрами. Такое явление также было показано в работах [6, 7] при опытном изучении в потоке воздуха шахматных геометрически подобных пучков из труб со спиральными высокими алюминиевыми ребрами, различающихся абсолютными размерами оребрения, но при соблюдении геометрического подобия. Теплоотдача пучков описывалась единым уравнением подобия степенного вида $Nu = CRe^n$, а кривые сопротивления расслоились, несмотря на одинаковое значение относительного шага труб $\sigma_1 = idem$.

Отсюда следует важный практический вывод для проектирования теплообменников: уравнение вида (1) действительно [8] лишь для конкретной компоновки труб с шагом σ_1 и не распространяется как на подобные пучки из труб с одинаковыми параметрами, так и на пучки с $\sigma_1 = idem$ из геометрически подобных труб, параметры которых изменены (уменьшены или увеличены) на постоянный коэффициент пропорциональности. Отступление от этого правила будет приводить к получению ошибочных значений потери давления воздуха на пучке.

Это явление можно объяснить предположением о неподобном развитии аэродинамических процессов в пограничном слое воздуха у основания межреберной полости трубы и на боковой поверхности ребер.

Подобная картина характерна и для равносторонних шахматных гладкотрубных пучков [9, 10], сопротивление которых не подчиняется уравнению вида (1). К сожалению, авторы не высказали однозначной рекомендации о недопустимости распространения такого уравнения для расчета потерь давления на подобные пучки с иным значением σ_1 .

Анализ угла наклона кривых сопротивления (см. рис. 1) и показателя степени m (см. табл. 1) свидетельствует об однозначной зависимости их от шага труб σ_1 . С увеличением σ_1 абсолютные значения m уменьшаются (например, увеличение шага в 1,78 раза в пучке 6 по сравнению с пучком 1 сопровождается уменьшением m в 2 раза; такая тенденция наблюдается в исследовании [8]). Снижение величины m подчиняется степенному закону

$$m = 0,22\sigma_1^{-1,2}, \quad (2)$$

охватывающем интервал $\sigma_1 = 1,077...1,92$.

Таким образом, опытные данные по сопротивлению равносторонних шахматных четырехрядных

пучков 1–6 из труб со спиральными алюминиевыми ребрами обобщаются уравнением

$$Eu = A Re^{-0,22\sigma_1^{-1,2}} \sigma_1^{-p}. \quad (3)$$

Комплекс σ_1^{-p} учитывает влияние относительного шага на изменение сопротивления пучка, при этом по опытным данным была построена в логарифмических координатах зависимость $Eu/Re^{-0,22\sigma_1^{-1,2}} = f(\sigma_1)$ при $Re = idem$ и получено значение $p = 2,6$.

Обобщенная зависимость, описывающая (с погрешностью не более $\pm 7\%$) опытные данные по сопротивлению равносторонних пучков из труб со спиральными алюминиевыми ребрами, имеет вид

$$Eu = 13,9 Re^{0,22\sigma_1^{1,2}} \sigma_1^{2,6} \quad (4)$$

и действительна в интервалах $Re = 2000 \dots 12\,000$ и $\sigma_1 = 1,077 \dots 1,92$.

Известны обобщенные уравнения подобия ЦКТИ им. И.И. Ползунова [11] и КПИ (Киевского политехнического института) [12] для расчета аэродинамического сопротивления шахматных поперечно обтекаемых воздухом пучков труб с шайбовыми и спиральными ребрами. Целесообразно проверить применимость их к опытным пучкам 1–6. Расхождение между опытными значениями числа Eu и расчетными Eu_p составляет 1...24 % (рис. 2) и зависит от числа Re и плотности компоновки труб в пучке.

Общей закономерности в расхождении нет, но прослеживается тенденция превышения опытных данных над расчетными в плотных компоновках 1, 2, а в свободных — расчетные значения превышают опытные. Обобщенные уравнения ЦКТИ и КПИ построены на опытных данных, полученных

при исследовании преимущественно пучков труб со стальными спиральными и шайбовыми ребрами значительной толщины, с повышенной шероховатостью боковой поверхности ребер, с острыми кромками торцев ребер, что не характерно для алюминиевых накатных ребер. Численную сходимость опытных данных с расчетными по каждому пучку иллюстрирует табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета аэродинамического сопротивления пучков по уравнениям ЦКТИ и КПИ

Номер пучка	Eu/Eu_p			
	$Re = 2000$		$Re = 10\,000$	
	ЦКТИ	КПИ	ЦКТИ	КПИ
1	1,18	1,03	1,18	1,16
2	1,05	1,00	1,17	1,13
3	1,01	0,98	1,16	1,13
4	0,86	0,84	1,04	0,99
5	0,84	0,83	1,04	0,99
6	0,76	0,75	0,96	0,90

На рис. 3 приведены в логарифмических координатах кривые тепловой эффективности пучков 1–6, рассчитанные по методу [5]. Затраты мощности N_0 на прокачку воздуха через межтрубное пространство пучков вычисляли по соотношениям [7], а средний приведенный коэффициент теплоотдачи α рассчитывали по данным теплового исследования пучков [4].

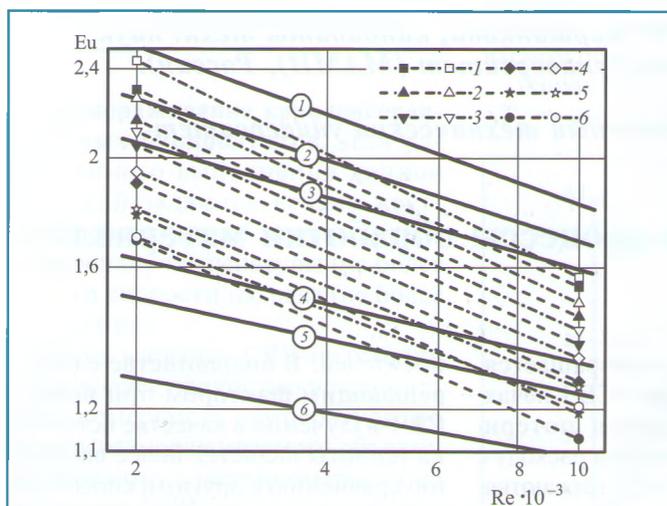


Рис. 2. Сравнение опытных значений аэродинамического сопротивления пучков с расчетными по обобщенным уравнениям:
 1–6 — соответственно пучки 1–6;
 — — — расчет по уравнению ЦКТИ;
 - · - · - расчет по уравнению КПИ

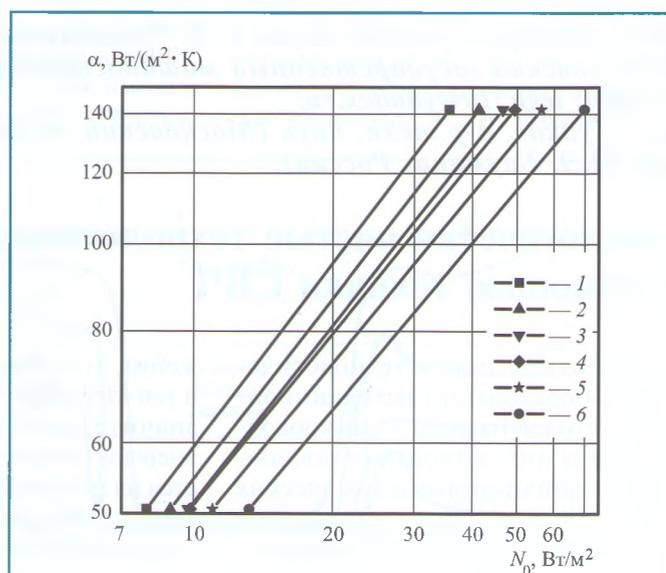


Рис. 3. Тепловая эффективность равносторонних шахматных пучков:
 1–6 — соответственно пучки 1–6

Сравнение пучков по тепловой эффективности выполняют при $N_0 = \text{idem}$, а количественно оценивают коэффициентом тепловой эффективности

$$\psi_i = \alpha_i / \alpha_k, \quad (5)$$

где α_i, α_k – коэффициент теплоотдачи i -го и k -го (эталонного) пучков.

В качестве эталонного может быть выбран любой пучок из группы исследованных (на практике – обычно пучок с наименьшей тепловой эффективностью). В нашем случае это пучок 6, тогда для него согласно (5) $\psi_6 = 1$. Наибольшей тепловой эффективностью характеризуется пучок 1 с наиболее плотной компоновкой труб и наибольшим коэффициентом эффективности пучка $\psi_1 = 1,36$ и $1,5$. С уменьшением плотности компоновки труб в равностороннем пучке (т. е. с увеличением σ_1) значение коэффициента ψ_i уменьшается. Например, для пучка 3 при таких же значениях N_0 имеем $\psi_3 = 1,16$ и $1,25$. С увеличением скорости воздуха, но при $N_0 = \text{idem}$, эффективность пучка возрастает.

Таким образом, пучки с плотной компоновкой ребристых труб характеризуются повышенной тепловой эффективностью.

Список литературы

1. Легкий В.М., Тупицын Ю.К. Некоторые особенности теплообмена в поперечно-обтекаемых пучках труб с внешним спирально-ленточным оребрением // Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1978. № 2. С. 86–90.
2. Стенин Н.Н., Кунтыш В.Б., Мелехов В.И. и др. Теплоаэродинамические характеристики алюминиевых

спирально-накатных труб вентиляционных воздухонагревателей // Индустриальные системы вентиляции и кондиционирования воздуха: Сб. науч. тр. ВНИИГС. Л.: 1990. С. 119–126. 3. Кунтыш В.Б., Стенин Н.Н. Исследование теплоаэродинамических и габаритно-массовых характеристик шахматных стесненных пучков труб со спиральными накатными ребрами // Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Сер. Энергетика. 2001. № 3. С. 89–97. 4. Кунтыш В.Б., Дударев В.В., Сухоцкий А.Б. и др. Результаты исследования тепловых характеристик пучка воздухонагревателя из биметаллических ребристых труб // Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Сер. Энергетика. 2014. № 1. С. 48–56. 5. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия, 1966. 184 с. 6. Кунтыш В.Б., Иохведов Ф.М. Влияние относительной глубины межреберной области на тепловую эффективность, конвективный теплообмен пучков ребристых труб и интенсификация теплоотдачи в них // Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт. 1970. № 4. С. 127–136. 7. Иохведов Ф.М., Кунтыш В.Б., Таранян И.Г. Теплоотдача и сопротивление компактных пучков ребристых труб // Судостроение. 1973. № 2. С. 26–27. 8. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э., Аникин А.И. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление в поперечно обтекаемых шахматных пучках из труб с ребрами из алюминия // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2005. № 3. С. 11–14. 9. Жукаускас А.А., Макарявичюс В., Шланчяускас В. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс, Минтис, 1968. 192 с. 10. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с. 11. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с. 12. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Киев, Альтерпресс, 2004. 244 с.

В.Г. Систер, д-р техн. наук, Е.М. Иванникова, Е.В. Кишанкова, кандидаты техн. наук (Московский государственный машиностроительный университет (ММИ), Россия).

E-mail: iegh510@yandex.ru;

А.Г. Гудков, д-р техн. наук (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Россия)

Экологически чистые технологические процессы обработки материалов с помощью техники СВЧ

Использование в технологическом оборудовании нетрадиционных методов нагрева — микроволнового и индукционного, являющихся катализаторами химических реакций для некоторых видов соединений (веществ), позволяет получать изделия с принципиально новыми характеристиками. Микроволновый нагрев — процесс поляризации молекул воды, содержащейся в веществе. Энергия дви-

жения этих молекул превращается в теплоту. При нагреве в СВЧ-печах значительно снижаются потери энергии (почти вся энергия расходуется на нагрев продукта); снижаются затраты электроэнергии; обеспечиваются более комфортные условия работы обслуживающего персонала; нет вредных выбросов в атмосферу.

Снижение затрат электроэнергии особенно важно с учетом постоянного роста стоимости энерго-

носителей. В большинстве случаев решающим фактором при выборе СВЧ-излучения в качестве источника теплоты является более высокая (по сравнению с другими способами нагрева) равномерность распределения энергии по объему разогреваемого объекта. Поэтому часто использование СВЧ-излучения является единственно возможным способом подвода теплоты к нагреваемым объектам [1–5].