

ТЕПЛОТДАЧА И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫХ КОРИДОРНЫХ ПУЧКОВ ГЛАДКИХ ТРУБ С ПОВЕРХНОСТЬЮ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

АННОТАЦИЯ

Приведены результаты экспериментальных исследований средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления поперечно обтекаемых потоком воздуха симметричных коридорных пучков гладких труб с поверхностью различной формы: цилиндрической, конической, коническо-цилиндрической. Анализ теплоаэродинамических характеристик опытных вариантов трубчатой поверхности показал существенное преимущество теплоэнергетической эффективности поперечно обтекаемых коридорных пучков труб с указанной сложной конфигурацией по сравнению с показателями эффективности традиционных коридорных пучков цилиндрических труб одинакового диаметра. Установлено, что среди исследованных конструктивных типов трубчатой поверхности наиболее рациональной в отношении повышения эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых симметричных коридорных пучков труб является поверхность с коническо-цилиндрической формой.

1. ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация конвективного теплообмена, направленная на повышение тепловой эффективности и снижение металлоёмкости и габаритов энергетического оборудования, является важной проблемой современного технического развития. По-прежнему актуальна задача интенсификации теплообмена в поперечно обтекаемых пучках гладких круглых цилиндрических труб, широко используемых в теплообменных аппаратах и устройствах различного назначения. Пути совершенствования трубчатых теплообменных аппаратов в значительной мере связаны с поиском наиболее эффективных поверхностей нагрева с различной обтекаемой формой поперечного сечения труб, геометрией и схемами их расположения в потоке теплоносителя, обеспечивающими наибольшую интенсификацию теплообмена. Как было показано в [1], использование поперечно обтекаемых коридорных пучков цилиндрических труб разных диаметров d_1 и d_2 ($d_1 > d_2$) [2] или труб с цилиндрическими участками поверхности разных диаметров d_1 и d_2 ($d_1 > d_2$) [3] позволяет за счёт более благоприятных гидродинамических условий обтекания дополнительно интенсифицировать теплоотдачу и повысить энергетическую эффективность поверхности теплообмена по сравнению с показателями традиционных симметричных коридорных пучков труб одинакового диаметра [4].

В этой связи научный и практический интерес представляет исследование теплогидродинамиче-

ских характеристик коридорных пучков труб с конической поверхностью, обусловленной разными концевыми диаметрами трубы d_1 и d_2 ($d_1 > d_2$) [5], а также исследование другого нового конструктивного варианта поверхности труб с конфигурацией, сочетающей элементы представленных выше цилиндрической и конической поверхностей (рис. 1 а, б), в виде чередующихся по длине трубы цилиндрических участков с разными, большим d_1 и меньшим d_2 наружными диаметрами, и, соединяющих их, сопоставимых с ними по длине, конфузурных и диффузорных участков трубчатой конической поверхности с оптимальными углами раскрытия диффузоров внутритрубного канала (рис. 1 в).

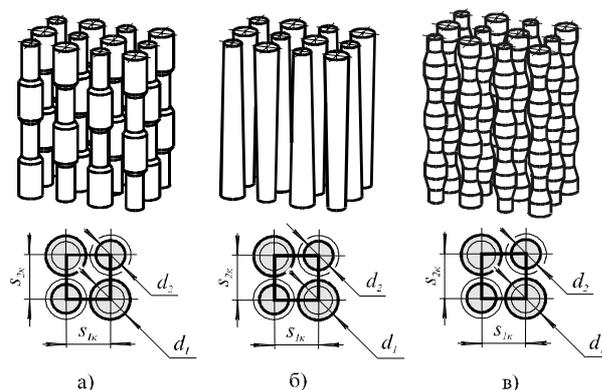


Рис. 1. Геометрия опытных вариантов поверхности теплообмена

2. ОПЫТНЫЕ ВАРИАНТЫ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМОЙ ТРУБЧАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Как и при исследовании пучков труб с разновеликой цилиндрической поверхностью [4], заслуживает внимания оценка влияния на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление плотных симметричных пучков труб с заданными геометрическими параметрами конической и коническо-цилиндрической поверхности величины шага s квадратной разбивки.

Опытные варианты поверхности теплообмена и в этом случае представляли собой вертикальные “бесконечные” симметричные пучки гладких латунных труб длиной $L = 100$ мм с линейной (коридорной) схемой расположения и различной конфигурацией (рис. 1): пучки 1...3 конусоидальных труб с концевыми диаметрами $d_1 = 11$ мм

Таблица. Коэффициенты и показатели степени критериальных уравнений теплоотдачи и сопротивления опытных пучков труб с различной конфигурацией поверхности

	. 1					Re ₁ ...Re', Re'...Re ₂
		<i>a</i>	<i>n</i>	<i>b</i>	<i>m</i>	
1		0.1318	0.76	12.809	-	200...3316
				33.88	0.12	3316...10 ⁴
2		0.1419	0.78	28.08	-	300...2179
				70.63	0.12	2179...10 ⁴
3		0.1678	0.8	104.89	-	450...1520
				392.193	0.18	1520...10 ⁴
4		0.211	0.72	18.1	-	370...1315
				42.85	0.12	1315...10 ⁴
5		0.222	0.73	30.67	-	450...1908
				88.308	0.14	1908...10 ⁴
6	0.19	0.78	91.6	-	500...1508	
			342	0.18	1508...10 ⁴	
7	0.288	0.68	15.238	-	250...2030	
			44.258	0.14	2030...10 ⁴	
8	0.324	0.68	26.683	-	250...2229	
			78.52	0.14	2229...10 ⁴	
9	0.375	0.69	96.794	-	250...938	
			252.34	0.14	938...10 ⁴	
10	0.324	0.65	18.4	-	630...2286	
			46.55	0.12	2286...10 ⁴	

$d_2 = 8$ мм и пучки 4...6 конусоидально-цилиндрических труб в виде чередующихся по длине вдоль оси трубы конфузурных, цилиндрических с $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм и диффузорных участков одинаковой длины $l = 8.333$ мм ($l/d_{\max} \approx 0.8$), определяющей оптимальный угол раскрытия диффузоров внутреннего канала трубы и соответственно полуугол конусности внешней поверхности конических участков — $\beta_{\text{опт}} \approx 10^\circ$ [6]. Размеры всех опытных пучков определялись шагами разбивки $s = 14.5$, 13 и 11.5 мм с числом поперечных рядов труб по ходу потока $z_2 = 12$ и продольных $z_1 = 4$. При этом площадь проекции трубы переменного сечения каждого конструктивного типа на фронтальную плоскость одинакова и составляет $9.5 \cdot 10^{-4}$ м².

Экспериментальные исследования теплоаэродинамических характеристик поперечно обтекаемых потоком воздуха пучков труб проводились методом полного теплового моделирования и представлялись в виде зависимостей $Nu = f(Re)$ и $Eu = f'(Re)$. В качестве определяющих параметров при обработке опытных данных принимались значения средней температуры потока воздуха t_f , его скорости в свободном сечении гладкого воздушного канала теплообменника w_∞ , наружного диаметра труб $d_1 = 11$ мм. Граничные условия на поверхности стенки с высокой теплопроводностью соответствовали $t = t_w = \text{const}$.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Результаты исследования средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления опытных пучков 1...6 конусоидальных и конусоидально-цилиндрических труб представлены в таблице в виде коэффициентов a и b и показателей степени n и m в соответствующих уравнениях подобия теплоотдачи $Nu = aRe^n$ и сопротивления $Eu = bRe^{-m}$. Дополнительно в таблице для более исчерпывающей полноты сравнения тепловых характеристик приведены по результатам работы [4] коэффициенты и показатели степени в уравнениях подобия теплоотдачи и сопротивления идентичных пучков 7...9 труб с разновеликими цилиндрическими участками и базового коридорного пучка 1,45×1,45 цилиндрических труб одинакового диаметра $d = 11$ мм (табл., п. 10).

Согласно полученным степенным зависимостям $Nu = aRe^n$ и $Eu = bRe^{-m}$ (табл., п. 1...9) изменение интенсивности теплоотдачи и величины сопротивления в области выраженного смешанного обтекания при $Re = 10^4$ каждого из пучков труб с конической (1...3) и коническо-цилиндрической (4...6) поверхностью по отношению к характеристикам одинаковых с ними по шагам разбивки пучков 7...9 труб с разновеликими цилиндрическими участками поверхности выглядит следующим образом: $Nu_1/Nu_7 = 0.956$ и $Eu_1/Eu_7 = 0.92$;

$Nu_2/Nu_8 = 1.1$ и $Eu_2/Eu_8 = 1.08$; $Nu_3/Nu_9 = 1.233$
 и $Eu_3/Eu_9 = 1.075$; $Nu_4/Nu_7 = 1.059$ и
 $Eu_4/Eu_7 = 1.164$; $Nu_5/Nu_8 = 1.086$ и
 $Eu_5/Eu_8 = 1.125$; $Nu_6/Nu_9 = 1.16$ и
 $Eu_6/Eu_9 = 0.937$. Из представленных соотношений
 видно, что в указанной области обтекания средняя
 теплоотдача пучков конусоидальных и конусои-
 дально-цилиндрических труб несколько выше уров-
 ня теплоотдачи пучков цилиндрических труб с со-
 ответствующей плотностью компоновки (за исклю-
 чением наиболее свободного пучка 1 труб с кониче-
 ской поверхностью и межтрубными зазорами
 $\delta = 5$ мм). Причём относительная величина тепло-
 отдачи каждого из пучков конусоидальных труб
 больше, чем относительное сопротивление, что ха-
 рактеризует некоторый опережающий рост тепло-
 отдачи по сравнению с повышением сопротивления
 при переходе от цилиндрической формы поверхно-
 сти труб в пучках к конической.

Относительная величина сопротивления пучков
 2 и 3 конусоидальных труб и пучков 4...6 конусои-
 дально-цилиндрических с повышением плотности
 квадратной разбивки снижается, что указывает на
 сокращение темпа роста сопротивления в пучках
 труб с конической поверхностью по сравнению с
 изменением сопротивления пучков 7...9 цилиндри-
 ческих труб при последовательном уменьшении
 шага разбивки s с 14.5 до 11.5 мм. Вместе с тем со-
 отношение характеристик теплоотдачи и сопротив-
 ления пучка 7 труб с разновеликими цилиндриче-
 скими участками поверхности и базового пучка 10
 цилиндрических труб постоянного сечения с одина-
 ковыми шагами разбивки при $Re = 10^4$ составляет
 $Nu_7/Nu_{10} = 1.082$ и $Eu_7/Eu_{10} = 0.578$ и теплоэнер-
 гетическая эффективность поверхности трубного
 пучка 7 в среднем на 28 % выше, чем эффектив-
 ность пучка 10.

По абсолютной величине коэффициенты тепло-
 отдачи опытных трубчатых поверхностей различа-
 ются незначительно. Однако показатель степени n
 при числе Re в уравнении подобия теплоотдачи
 $Nu = aRe^n$ (тангенс наклона кривых $Nu = f(Re)$)
 для пучков труб с конической и коническо-
 цилиндрической поверхностью становится суще-
 ственно больше, чем для пучков труб с разновелики-
 ми цилиндрическими участками:
 $n = 0.68$ и 0.69 – для пучков 7...9 труб с цилиндри-
 ческими участками, $n = 0.76$; 0.78 и 0.8 – для пучков
 1...3 конусоидальных труб, $n = 0.72$, 0.73 и 0.78 –
 для пучков 4...6 конусоидально-цилиндрических
 труб. Разные значения показателя степени n , по
 всей вероятности, связаны с различной структурой
 турбулентного потока, которая образуется на гра-
 нице раздела между ядром потока и пристенным
 слоем. Более заметный рост абсолютных значений
 коэффициентов теплоотдачи в области высоких в
 исследованном диапазоне чисел Re , очевидно, явля-
 ется результатом дополнительной турбулизации
 потока, обусловленной его взаимодействием с по-
 верхностью пучков линейно расположенных кону-

соидальных и конусоидально-цилиндрических труб
 и активизацией механизма процесса переноса в их
 рециркуляционных зонах по сравнению с пучками
 цилиндрических труб с разной конфигурацией.

Как отмечается в [7], в области выраженного
 смешанного обтекания при $Re = 10^4$ зависимость
 сопротивления коридорных пучков труб от числа
 Рейнольдса приобретает степенной характер. Пока-
 затель степени m при числе Re в уравнении подобия
 сопротивления $Eu = bRe^{-m}$ зависит от плотности
 компоновки пучка. Для опытных пучков 1, 2 и 4
 труб с конической и коническо-цилиндрической
 поверхностью, как и для базового пучка 10 цилинд-
 рических труб одинакового диаметра, показатель
 степени $m = 0.12$. Для всех опытных пучков 7...9
 труб с разновеликими цилиндрическими участками
 и пучка 5 конусоидально-цилиндрических труб
 $m = 0.14$. Для наиболее плотных пучков 3 и 6 труб с
 конической и коническо-цилиндрической поверх-
 ностью показатель степени при числе Re возрастает
 до значения $m = 0.18$, близкого к значению $m = 0.25$,
 соответствующему закономерностям турбулентного
 течения потока в гладком изолированном канале.

На основании результатов сравнения энергетиче-
 ской эффективности исследованных вариантов попе-
 речно обтекаемой трубчатой поверхности в виде теп-
 ловых комплексных характеристик
 $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ на рис. 2 показана динамика
 изменения относительного коэффициента теплоотда-
 чи $\bar{\alpha} = \alpha_i/\alpha_{1.45 \times 1.45}$ опытных пучков труб с цилин-
 дрической (кр. 1), конической (кр. 2) и коническо-
 цилиндрической (кр. 3) формой поверхности в зави-
 симости от условного относительного шага разбивки
 s/d_1 при различных значениях энергетического ко-
 эффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10, 1$ и 0.1 K^{-1} (α_i — коэф-
 фициент теплоотдачи соответствующих опытных
 пучков 1...9 труб с различной конфигурацией;
 $\alpha_{1.45 \times 1.45}$ — коэффициент теплоотдачи базового
 коридорного пучка 10 труб с $d = 11$ мм).

Как видно из рис. 2, в области небольших массо-
 вых скоростей потока ($Q/N\Delta\bar{t} = 10 \text{ K}^{-1}$) для каж-
 дого конструктивного типа трубчатой поверхности
 максимум тепловой эффективности соответствует
 пучкам с относительным шагом $s/d_1 = 1.18$. Макси-
 мальное значение тепловой эффективности симметрич-
 ных коридорных пучков труб одинакового диаметра по
 данным [7] соответствует пучкам с шагами $s/d = 1.11$.
 Для опытных пучков 7...9 труб с разновеликими
 цилиндрическими участками отмеченный максимум
 тепловой эффективности поверхности сохраняется во
 всём исследованном диапазоне изменения энерге-
 тического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10...0.1 \text{ K}^{-1}$
 (кр.1). Для пучков труб с конической (кр. 2) и кони-
 ческо-цилиндрической (кр. 3) поверхностью с уве-
 личением массовой скорости потока теплоносителя
 и плотности компоновки эффективность теплоотда-
 чи существенно возрастает (при $Q/N\Delta\bar{t} = 1 \text{ K}^{-1}$ и
 0.1 K^{-1}).

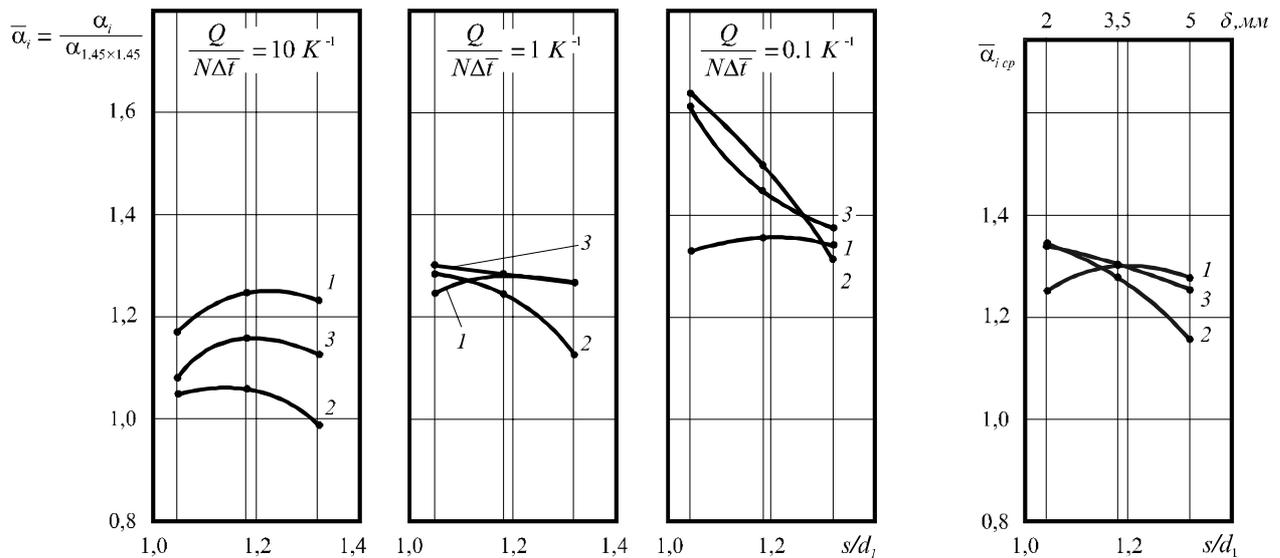


Рис. 2. Динамика изменения зависимости $\bar{\alpha}_i = \alpha_i / \alpha_{1,45 \times 1,45} = f(s/d_1; Q/N\Delta\bar{t})$ для пучков труб с цилиндрической (1), конической (2), и коническо-цилиндрической (3) формой поверхности.

Рис. 3. Зависимость $\bar{\alpha}_{i,cp} = f(s/d_1)$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 10 \dots 0.1 \text{ K}^{-1}$.

На рис. 3 показана средняя величина относительного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{cp}$ опытных пучков труб 1...9, соответствующая крайним значениям диапазона изменения $Q/N\Delta\bar{t} = 10 \text{ K}^{-1}$ и 0.1 K^{-1} , в зависимости от шага s/d_1 . Из рис. 3 видно, что эффективность пучков труб с коническо-цилиндрической поверхностью (кр. 3) превосходит тепловую эффективность соответствующих пучков конусоидальных труб (кр. 2) с межтрубными зазорами $\delta = 5$ и $3,5$ мм, а также пучков цилиндрических труб (кр. 1) с $\delta = 3,5$ и 2 мм, в определённой мере компенсируя их пониженную тепловую эффективность в области небольших ($Q/N\Delta\bar{t} = 10 \text{ K}^{-1}$) и высоких ($Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$) массовых скоростей потока теплоносителя.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные результаты исследований эффективности поперечно обтекаемых пучков труб с цилиндрической, конической и коническо-цилиндрической формой поверхности показывают, что коническо-цилиндрическая форма трубчатой поверхности является наиболее рациональной в плане внешнего воздействия на поток и повышения теплоэнергетической эффективности поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб по сравнению с предложенными для практического применения разновеликими цилиндрическими и

конусоидальными трубами, а также традиционными цилиндрическими трубами постоянного поперечного сечения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анисин А.А. Интенсификация конвективного теплообмена при поперечном обтекании газовым потоком трубчатых поверхностей // Труды 13-й Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. Т.2. М.: Изд-во МЭИ, 2001. С. 361 – 365.
2. Пат. RU 2006780 C1. Трубчатый теплообменник / В.И.Евенко, А.К.Анисин, Б.В.Порошин, В.В.Евенко // БИ. 1994. № 2.
3. Пат. RU 2171439 C1. Трубчатый теплообменник / А.А.Анисин, А.К.Анисин, В.Т.Буглаев // БИ. 2001. № 21.
4. Анисин А.А. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб со сложной конфигурацией // Труды 15-й Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. Т.2.М.: МЭИ, 2005. С. 129-132.
5. Пат. RU 2170898 C1. Трубчатый теплообменник / В.Т.Буглаев, А.К.Анисин, А.А.Анисин // БИ. 2001. № 20.
6. Суза Мендес, Спэрроу. Турбулентный теплообмен и его интенсификация, потери давления и картины течения жидкости в трубах с периодическим сужением и расширением проходного сечения // Тр. ASME. Теплопередача. 1984. №1. С. 57–67.
7. Жукаускас А., Улинскас Р. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб. Вильнюс: Мокслас, 1986. 204 с.