

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 536.24

doi: 10.30987/2782-5957-2024-5-10-21

О НЕКОТОРЫХ РЕЗУЛЬТАТАХ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПОВЕРХНОСТИ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫХ ПУЧКОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТРУБ И ПРОФИЛИРОВАННЫХ КАНАЛОВ СО СЛОЖНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ В ПОТОКЕ ВОЗДУХА

Андрей Александрович Анисин^{1✉}, Александр Константинович Анисин², Валентина Александровна Андросенко³

^{1,2,3} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ anisinaa@gmail.com

² anisin.ak@gmail.com

³ a_v_a010@rambler.ru

Аннотация

Представлены возможные варианты компоновки пучков цилиндрических гладких труб постоянного и переменного сечения и профилированных каналов из тонкостенных пластин с двухсторонними сфероидальными выступами и впадинами, позволяющие интенсифицировать теплообмен, повысить теплоэнергетическую эффективность и улучшить массогабаритные параметры теплообменных аппаратов и устройств.

Приведены результаты экспериментальных исследований теплоаэродинамических характери-

стик, в том числе и полученных впервые, и выполненного на их основе с использованием оригинальной методики комплексного анализа показателей эффективности для отдельных конструктивных вариантов обсуждаемых конвективных поверхностей.

Ключевые слова: пучки, трубы, поверхность, варианты, компоновки, теплоэнергетические характеристики, эффективность, теплообмен.

Ссылка для цитирования:

Анисин А.А. О некоторых результатах анализа эффективности теплообмена поверхности поперечно обтекаемых пучков цилиндрических труб и профилированных каналов со сложной геометрией в потоке воздуха / А.А. Анисин, А.К. Анисин, В.А. Андросенко // Транспортное машиностроение. – 2024. – № 5. – С. 10-21. doi: 10.30987/2782-5957-2024-5-10-21.

Original article

Open Access Article

ON SOME RESULTS OF PERFORMANCE ANALYSIS OF SURFACE HEAT EXCHANGE OF TRANSVERSE FLOW TUBE BUNDLES OF CYLINDRICAL PIPES AND PROFILED CHANNELSWITH COMPLEX CONFIGURATION IN THE AIR FLOW

Andrey Aleksandrovich Anisin^{1✉}, Aleksandr Konstantinovich Anisin², Valentina Aleksandrovna Androsenko³

^{1,2,3} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ anisinaa@gmail.com

² anisin.ak@gmail.com

³ a_v_a010@rambler.ru

Abstract

Possible options are presented to arrange bundles of cylindrical smooth pipes of constant and variable cross-section and profiled channels made of thin-

walled plates with two-sided spheroidal protrusions and hollows, allowing to intensify heat exchange, increase thermal energy efficiency and improve the mass

and dimensional parameters of heat exchangers and devices.

The results of experimental studies of heat and aerodynamic characteristics are given, including those obtained for the first time, and performed on their basis using an original methods for a comprehensive analysis

Reference for citing:

Anisin AA, Anisin AK, Androsenko VA. On some results of performance analysis of surface heat exchange of transverse flow tube bundles of cylindrical pipes and profiled channels with complex configuration in the air flow. Transport Engineering. 2024;5:10-21. doi: 10.30987/2782-5957-2024-5-10-21.

Введение

Важным условием успешной разработки и создания различных перспективных теплообменных аппаратов и устройств энергетических установок является поиск и применение новых рациональных конструктивных решений и физических принципов, способствующих повышению теплоэнергетической эффективности, компактности, надежности и улучшению других показателей их совершенства.

Повышение тепловой эффективности и оптимизация массогабаритных параметров распространенных в эксплуатации гладкотрубных и пластинчатых теплообменников при использовании газообразных теплоносителей с характерной для них пониженной интенсивностью процессов теплообмена представляет актуальную техническую и научную задачу.

Возможность существенной интенсификации конвективного теплообмена в пучках труб и профилированных каналах может быть связана с организацией наиболее благоприятных условий внешнего (поперечного) обтекания путем целенаправленного гидродинамического воздействия на поток теплоносителя трубчатых и профильных элементов поверхности, обеспечивающего в общем случае положительную динамику развития механизмов теплообменных процессов.

В инженерной практике обозначенный выше подход к интенсификации теплообмена может быть успешно реализован при использовании турбулизирующих систем различного конструктивного оформления [2, 14-21], профильных пластин или массивов теплоотдающих элементов с оптимальной геометрией поверхности и рациональными схемами их взаимного расположения [1, 5, 6, 7, 22, 24]. Подтверждением тому служат результаты проведен-

of performance indicators for individual design variants of the convective surfaces under discussion.

Keywords: bundles, pipes, surface, variants, layouts, thermal and power characteristics, efficiency, heat exchange.

ных нами обширных экспериментальных исследований теплоаэродинамических характеристик обозначенных выше конструктивных вариантов пучков гладких труб [7-11] и профилированных каналов [23-27].

Одним из перечисленных вариантов технических решений является поверхность теплообмена, представляющая собой коридорные пучки труб переменного сечения с разновеликими цилиндрическими участками одинаковой длины, чередующимися вдоль оси трубы (рис. 1, п. 3-5) и последовательно расположенными в рядах по потоку [5]. Следует заметить, что подобная форма теплоотдающих элементов может быть воспроизведена путём размещения на внешней поверхности трубы с гарантированным термическим контактом цилиндрических насадок с гладкой или интенсифицированной поверхностью, одинаковыми по длине с участками поверхности несущих труб между ними [6]. В этом случае, как показали исследования локальных характеристик теплообмена, удаётся не только существенно улучшить условия взаимодействия потока с теплоотдающей поверхностью пучка при поперечном обтекании массива профильных труб, выражающееся в заметном сокращении протяжённости рециркуляционных зон и активизации в них теплообменных процессов, но и организовать продольное обтекание теплоотдающих элементов, интенсифицируя массообменные, и, как следствие, теплообменные процессы, что в итоге приводит к заметному росту тепловой эффективности опытной поверхности по сравнению с базовой, образованной трубами постоянного сечения (рис. 1, п. 1, 2), при прочих равных условиях. Активизация механизмов теплообмена в этом случае

наблюдается в условиях увеличения компактности поверхности и при увеличении расхода теплоносителя. Подобная и даже более положительная динамика развития механизмов теплообмена была обнаружена в ходе исследований характеристик тепловой эффективности поверхности профилированных каналов (8, 9), образованных контактирующими теплообменными элементами на базе пластин с двухсторонними сфероидальными выступами и впади-

нами с коридорной (8) и шахматной (9) схемами расположения [12, 24], имитирующими короткие поперечно обтекаемые трубчатые элементы с переменным по высоте радиусом образующей. Именно этот факт инициировал проведение дополнительных испытаний пучков труб с разновеликими цилиндрическими участками, образующими несколько иную, по сравнению с описанной выше, поверхность.

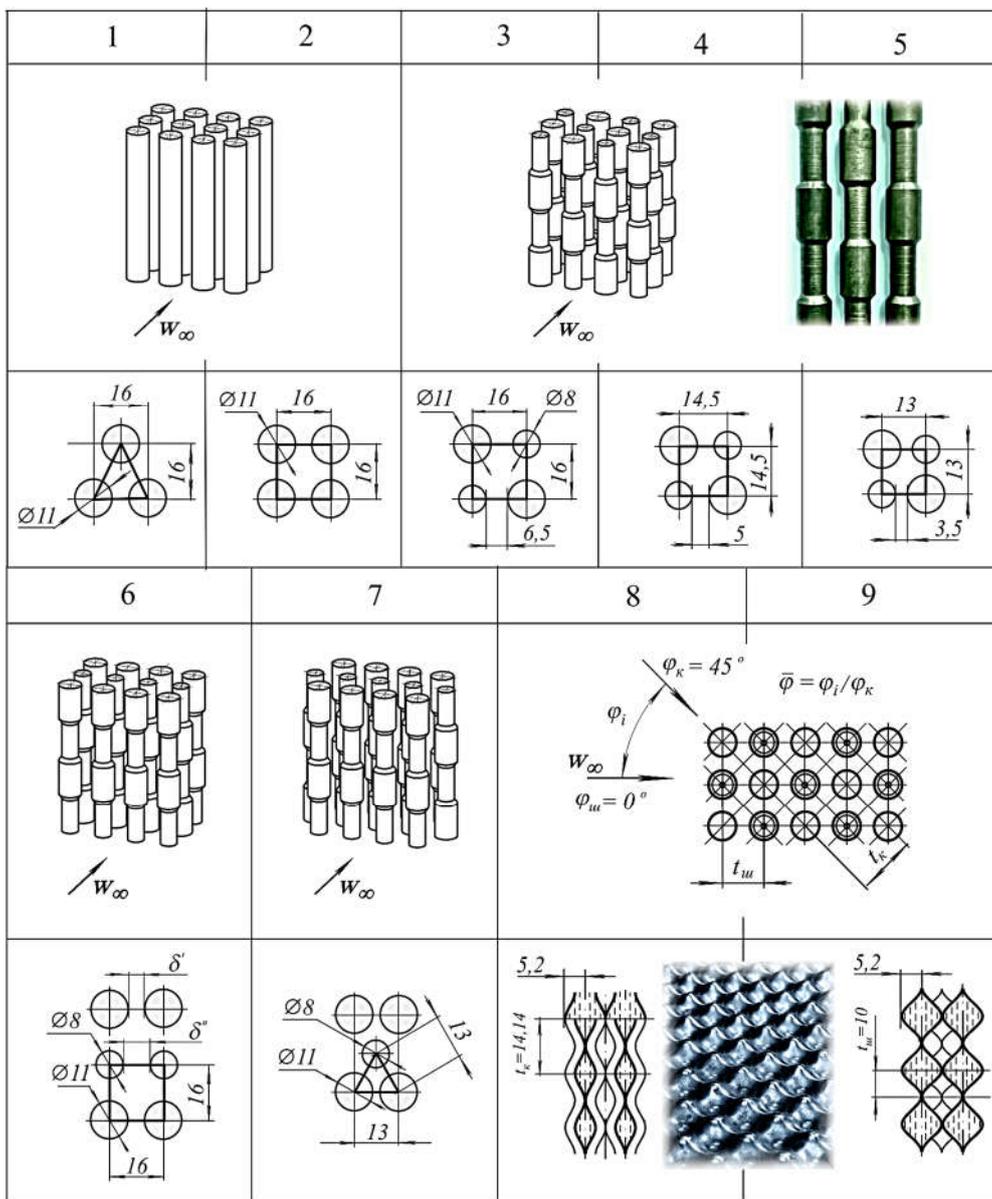


Рис. 1. Геометрия и схемы трубных ячеек опытных пучков и профилированных каналов
 Fig. 1. Configuration and diagrams of tube cells of experimental beams and profiled channels

В отличие от испытанных ранее коридорных пучков [10], в которых разновеликие участки труб находились в рядах

напротив друг друга, формируя зигзагообразный (переменный по высоте) характер течения потока воздуха в межтрубных ка-

налах (рис. 1, п. 3-5), в пучке 6 в каждом смежном поперечном ряду последовательно располагались только участки труб с одинаковым диаметром, чередующиеся по глубине и высоте пучка. При этом межтрубные продольные каналы принимали своеобразную конфузорно-диффузорную периодическую конфигурацию: поток сужается в межтрубных поперечных зазорах δ'_6 между участками большего диаметра и расширяется, проходя в следующем ряду в зазорах δ''_6 между участками меньшего диаметра ($\delta'_6 < \delta''_6$) и далее сужается и расширяется в последующих рядах с одновременным характером чередования по высоте и глубине пучка 6. Возникающие в результате периодического уменьшения и увеличения межтрубных зазоров и изменения проходного сечения по высоте и глубине пучка неравномерности поля скоростей и давлений и перемежаемость течения на границах разновеликих участков могут привести к ощутимому перемещению теплоносителя в поперечном направлении, а связанное с ним в результате отрывных явлений вихреобразование – к увеличению коэффициента теплоотдачи поверхности.

Шаг квадратной разбивки осей труб пучка 6 был одинаковым с коридорными пучками 2 и 3: $s_{2,6} = 16$ мм, величина межтрубных зазоров $\delta_2 = 5$ мм, $\delta'_6 = 5$ мм, $\delta''_6 = 8$ мм (рис. 1, п. 2, 6).

Другой вариант компоновки трубчатой поверхности представлял собой шахматный пучок 7 таких же труб переменного

сечения с разбивкой по равностороннему треугольнику с шагами $s_{1,3} = s'_{2,3} = 13$ мм и средней величиной межтрубных зазоров $\delta_7 = 3,5$ мм (рис. 1, п. 7), одинаковыми с коридорным пучком 5, имеющим по данным [10] наибольшую эффективность в интервале изменения шагов $s = 11...16$ мм при $s_5 = 13$ мм. Таким образом, при основании треугольника разбивки были расположены участки труб одинакового диаметра каждого смежного поперечного ряда, а течение потока совпадало с длинной диагональю ромба.

Материалы, приведенные в статье, являются определённым дополнением к ранее полученным опытным данным и результатам оценки и анализа показателей эффективности отдельных практически интересных вариантов трубчатой поверхности со сложной конфигурацией с разными схемами компоновки и взаимного относительного расположения гладких труб в пучках и поверхности профилированных каналов с контактирующими сфероидальными выступами в условиях внешнего поперечного обтекания потоком теплоносителя и формирования на их основе конструктивного принципа компоновки пучков профильных труб.

Геометрия и схемы трубных ячеек опытных пучков и профилированных каналов с теплопередающими водяными элементами пластинчатых теплообменников, являющиеся объектами исследования показаны на рис. 1.

О методике оценки тепловой эффективности опытных поверхностей

Для сравнения теплоэнергетической эффективности поверхностей теплообмена с различной геометрической конфигурацией, определяющей особенности механизма взаимодействия потока с теплоотдающей поверхностью, и назначения приоритета их практического использования в конкретной области изменения режимных параметров, необходимо использование критериев, структура и физический смысл которых основаны на совместном решении задач теплоотдачи и сопротивления.

Таковыми критериями оценки теплоэнергетической эффективности опытных поверхностей являются тепловые $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ и объёмные $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha f_v = \Phi(Q/N\Delta\bar{t})$ комплексные характеристики, в виде графических и (или) аналитических зависимостей. В указанных зависимостях комплекс $Q/F\Delta\bar{t}$ представляет собой количество передаваемого тепла при единичном среднем температурном напоре, приходящееся на едини-

цу площади теплоотдающей поверхности, известный как коэффициент теплоотдачи; комплекс $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha \cdot f_v$ – количество передаваемого тепла при единичном среднем температурном напоре, приходящееся на единицу объёма, занимаемого теплоотдающей поверхностью; комплекс $Q/N\Delta\bar{t}$ – количество передаваемого тепла при единичном среднем температурном напоре, приходящееся на единицу мощности, затрачиваемой на прокачивание теплоносителя. Величиной связывающей между собой обозначенные выше функции является коэффициент компактности $f_v = F/V$, представляющий отношение площади теплоотдающей поверхности к занимаемому ею объёму.

Тепловые комплексные характеристики определяются аналитически с использованием критериальных уравнений теплоотдачи и аэродинамического сопротивления. Для поверхностей трубных пучков 1-5 и профилированных каналов пла-

стинчатых теплообменников 8, 9 критериальные уравнения были получены по результатам проведенных ранее исследований, приведенных в [10, 11, 23], для поверхностей трубных пучков 6 и 7 экспериментальные исследования проводились дополнительно. Экспериментальные исследования проводились на основе метода полного теплового моделирования при обеспечении условия $t = t_w(x) = \text{const}$. Критериальные уравнения для всех обсуждаемых поверхностей были получены с использованием единой методики обработки опытных данных.

Тепловые комплексные характеристики, описываемые функциональной зависимостью $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$, определялись с использованием несколько усовершенствованной методики, сущность которой заключается в следующем.

Энергетический коэффициент можно представить в виде:

$$Q/N\Delta\bar{t} = \frac{F \lambda d^2}{S \rho v^3} \cdot \frac{Nu}{Eu Re^3} = \frac{F \lambda d^2}{S \rho v^3} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{Re^{3-m-n}},$$

где λ, ρ, v – теплофизические параметры теплоносителя при расчетных значениях температуры и давления.

Из уравнения подобия теплоотдачи видно, что число $Re = (Nu/a)^{1/n} = (\alpha d/\lambda a)^{1/n}$. Тогда выражение энергетического коэффициента принимает следующую форму:

$$Q/N\Delta\bar{t} = \frac{F \lambda d^2}{S \rho v^3} \cdot \frac{a}{b} \cdot \left(\frac{\lambda a}{\alpha d}\right)^{\frac{3-m-n}{n}}.$$

Обозначив $(3-m-n)/n = p$, имеем $Q/N\Delta\bar{t} = (F/S) \cdot (\lambda^{1+p} d^{2-p} a^{1+p} / \rho v^3 b \alpha^p)$, и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \left[\frac{(F/S) \lambda^{1+p} d^{2-p} a^{1+p}}{\rho v^3 b} \cdot \frac{1}{Q/N\Delta\bar{t}} \right]^{1/p} \text{ или}$$

$$\alpha = C / (Q/N\Delta\bar{t})^r, \quad \text{где} \quad r = 1/p, \quad \text{а}$$

$$C = \left[\frac{(F/S) \lambda^{1+p} d^{2-p} a^{1+p}}{\rho v^3 b} \right]^r.$$

Последнее уравнение является более удобной аналитической интерпретацией данного метода оценки тепловой эффективности конвективных поверхностей, позволяющей с достаточно высокой точностью определить

приоритет использования конкретной поверхности в заданной режимной области работы аппарата, что будет показано ниже.

В логарифмических координатах $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ коэффициент теплоотдачи α является линейной функцией энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$. В условиях неоднозначного характера взаимодействия потока с поверхностью и соответствующих различных значений коэффициентов и показателей степени в уравнениях подобия теплоотдачи и сопротивления для разных режимов течения и интервалов изменения числа Re участки графических зависимостей $\lg \alpha = f(\lg Q/N\Delta\bar{t})$ для опытной поверхности могут иметь

разные углы наклона и при некотором граничном значении $(Q/N\Delta\bar{t})_{2p}$ они пересекутся, определяя при этом одинаковое для соответствующих кривых значение коэффициента теплоотдачи α . Из этого следует, что значение граничного энергетического коэффициента $(Q/N\Delta\bar{t})_{2p}$ находится из условия равенства для разных участков 1, 2 (если их два) зависимости $lg \alpha = f(lg Q/N\Delta\bar{t})$ коэффициентов теплоотдачи рассматриваемой поверхности теплообмена: $\alpha_1 = C_1 / (Q/N\Delta\bar{t})_{2p}^{r_1}$ и $\alpha_2 = C_2 / (Q/N\Delta\bar{t})_{2p}^{r_2}$, соответствующих разным интервалам изменения числа Рейнольдса и значений $Q/N\Delta\bar{t}$. При этом выражение граничного энергетического коэффициента принимает вид: $(Q/N\Delta\bar{t})_{gp} = (C_1/C_2)^{1/(r_1-r_2)}$.

Если же рассматривается сравнение теплоэнергетической эффективности по-

верхностей разных конструктивных типов или однотипных с разной геометрией, то величина коэффициента теплоотдачи α и граничное значение $(Q/N\Delta\bar{t})_{gp}$ определяют приоритет эффективности каждой из них в соответствующих границах изменения энергетического коэффициента $(Q/N\Delta\bar{t}) > (Q/N\Delta\bar{t})_{gp}$ или $(Q/N\Delta\bar{t}) < (Q/N\Delta\bar{t})_{gp}$ и массовых расходов теплоносителя. Граничные значения $(Q/N\Delta\bar{t})_{gp}$ и соответствующие им значения граничных чисел Рейнольдса Re_{gp} устанавливают также и граничные значения массовых скоростей теплоносителя и, в целом, целесообразность применения наиболее рациональных схем расположения элементов поверхности и их геометрические параметры. Из выражения энергетического коэффициента следует, что число Рейнольдса

$$Re = \left[B \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{Q/N\Delta\bar{t}} \right]^{\frac{1}{3-m-n}},$$

где $B = \frac{F}{S} \cdot \frac{\lambda d^2}{\rho v^3}$.

Отсюда также следует, что выражение для величины скорости теплоносителя, соответствующее числу Рейнольдса, примет вид

$$w = \left(\frac{F}{S} \cdot \frac{\lambda d^2}{\rho v^3} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{Q/N\Delta\bar{t}} \right)^{\frac{1}{3-m-n}} \frac{v}{d},$$

что, практически, позволяет связать назначенное при сравнении показателей эффективности значение энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$ со скоростью потока в

узком или свободном (незагромождённом) сечении канала теплообменного аппарата, позволяющей оценить соответствующий расход теплоносителя.

Результаты исследований и их обсуждение

Результаты экспериментальных исследований опытных вариантов трубчатой (1 – 7) и пластинчатой (8, 9) поверхностей представлены в таблице в виде коэффициентов a и b и показателей степени m и n в уравнениях подобия теплоотдачи $Nu = a Re^n$ и сопротивления $Eu = b Re^{-m}$ соответствующих режимных интервалов изменения числа Re ; коэффициента C и показателя степени r в модифицированном уравнении тепловых комплексных харак-

теристик $\alpha = C / (Q/N\Delta\bar{t})^r$ и граничных значений энергетических коэффициентов $(Q/N\Delta\bar{t})_{gp}$, полученные на основании тепловых комплексных зависимостей, определяющих их расчетную область.

Кроме того, на рис. 2 представлена графическая интерпретация сравнения показателей теплоэнергетической эффективности трубчатой (1-7) и пластинчатой (8, 9) поверхностей в виде характеристик

$Q/N\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ (номера характеристик соответствуют номерам опытных теплообменников в таблице). Следует заметить, что теплофизические параметры, использованные при расчёте тепловых комплексных характеристик для опытных

поверхностей, принимались для средних значений параметров состояния газового теплоносителя (воздуха), определённых в процессе выполнения экспериментальных исследований.

Таблица
Теплоаэродинамические и энергетические характеристики опытных каналов

Table

Thermal, aerodynamic and energy characteristics of experimental channels

Номер опытного теплообменника	Теплоотдача		Сопротивление		Диапазон изменения чисел Рейнольдса $Re_1 \dots Re_{кр}$, $Re_{кр} \dots Re_2$	Граничное значение энергетического коэффициента $(Q/N\Delta\bar{t})_{гр}$, K^{-1}	$a = \frac{C}{(Q/N\Delta\bar{t})^r}$	
	a	n	b	m			C	r
1	0,548	0,6	237,7	0,27	350...10000	-	200,507	0,2817
2	0,324	0,65	18,4	-	630...2286	3,52	175,565	0,2766
			46,55	0,12	2286...10000		179,891	0,2915
3	0,288	0,68	15,238	-	250...2030	6,23	218,842	0,2931
			44,258	0,14	2030...10000		226,501	0,3119
4	0,266	0,68	11,468	-	250...1652	11,19	208,523	0,2931
			32,36	0,14	1652...10000		218,211	0,3119
5	0,324	0,68	26,683	-	250...2229	3,6	223,287	0,2931
			78,52	0,14	2229...10000		228,722	0,3119
6	0,261	0,68	25,12	0,1	1000...10000	-	207,245	0,3063
7	0,078	0,92	316,2	0,25	300...938	15,53	420,866	0,5027
	0,53	0,64			938...10000		243,567	0,3033
8	0,0045	1,13	11,75	0,1	300...1104	17,07	402,948	0,6384
	0,0268	0,875			1104...12600		224,414	0,4321
9	0,0061	1,15	95	0,25	300...820	15,3	515,31	0,7188
	0,0386	0,875			820...10000		259,1	0,4667

Взаимное сопоставление показателей эффективности конвективных поверхностей в границах исследованного диапазона, соответствующего значениям энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \dots 10,0 K^{-1}$ показало заметное преимущество поверхности коридорных пучков профильных труб 3-5 и 6 с различным порядком относительного чередования в рядах цилиндрических участков теплоотдающих элементов над поверхностью коридорного пучка прямых труб 2. Так при значении энергетического коэффициента

$Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 K^{-1}$ для поверхности коридорных пучков 2 и 4, имеющих одинаковые межтрубные зазоры $\delta_{2,4} = 5 \text{ мм}$, $\alpha_4/\alpha_2 = 1,266$; для поверхности пучков труб 2, 3 и 6 с одинаковыми шагами $s = 16 \text{ мм}$ $\alpha_3/\alpha_2 = 1,22$, $\alpha_6/\alpha_2 = 1,158$.

С увеличением плотности компоновки для поверхностей пучков профильных труб 3-5 прослеживается тенденция роста их тепловой эффективности. Несмотря на определённое увеличение сопротивления и величины теплопередающей поверхности

в единице объёма пучка интенсифицируются циркуляционные и обменные процессы в вихревых зонах труб, определяющие существенное повышение теплоотдачи, определяющей рост показателей эффективности. Однако дальнейшее увеличение компактности поверхности в условиях роста теплоотдачи и одновременном более значительном росте величины сопротивления инициирует обратную динамику изменения тепловой эффективности поверхности – её показатели выходят на уровень значений, характерных менее плотным пучкам: $\alpha_5/\alpha_3 = 1,01$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$ (рис. 1, 2, табл., п. 3, 5).

Сравнение показателей эффективности поверхностей коридорных пучков профильных труб 3 и 6 с различным взаимным расположением цилиндрических участков, имеющими одинаковые шаги и значение площади теплоотдающей по-

верхности (рис. 1, п. 3, 6) указывает на определённый приоритет эффективности поверхности пучка 3: $\alpha_3/\alpha_6 = 1,05$. Это связано с влиянием на величину теплоэнергетической эффективности величины сопротивления поверхности пучка 6, заметно большей, чем у пучка 3 ($Eu_6/Eu_3 = 1,124$ при $Re_{d_1} = 10^4$), определяемой особенностями конфузorno-диффузорного течения потока в межтрубном пространстве. Однако подобный характер течения определяет оригинальные условия взаимодействия потока с теплоотдающей поверхностью и позволяет обеспечить величину теплоотдачи поверхности пучка 6 практически до уровня, характерного для поверхности пучка 3: $Nu_3/Nu_6 = 1,019$ при $Re_{d_1} = 10^4$ (табл., п. 3, 6).

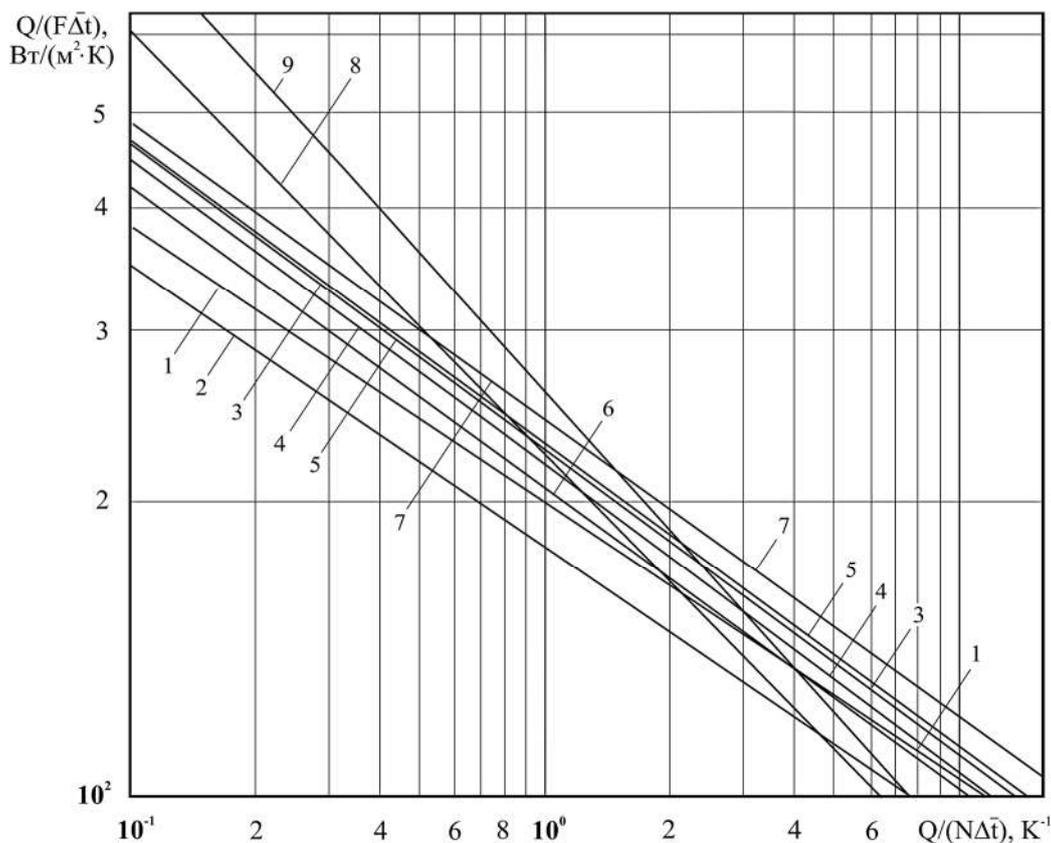


Рис. 2. Тепловые комплексные характеристики поверхности опытных пучков и профилированных каналов

Fig. 2. Thermal complex characteristics of experimental beam and profiled channel surfaces

Особый интерес представляет сравнение показателей эффективности поверх-

ности пучков профильных труб с квадратной 5 и треугольной 7 разбивкой с одина-

ковыми шагами, межтрубными зазорами (рис. 1, п. 5, 7) и схожим характером течения и взаимодействия потока с трубчатыми элементами поверхности. В результате было обнаружено, что во всём исследованном диапазоне изменения значения энергетического коэффициента тепловая эффективность поверхности шахматного пучка 7 несколько выше соответствующего показателя поверхности коридорного пучка 5: так при значении $Q/N\Delta\bar{t} = 10,0 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_7/\alpha_5 = 1,067$; при $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_7/\alpha_5 = 1,065$; при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_7/\alpha_5 = 1,042$ (рис. 2, табл., п. 5, 7). Однако, при практически сопоставимых показателях тепловой эффективности объёмные характеристики поверхности указанных пучков, определяемые плотностью компоновки, отличаются более значительно с приоритетом за поверхностью более плотного пучка 7:

$$f_{v7} = 211 \text{ м}^2/\text{м}^3, f_{v5} = 183 \text{ м}^2/\text{м}^3, \\ f_{v7}/f_{v5} = 1,15; (\alpha \cdot f_v)_7/(\alpha \cdot f_v)_5 = 1,2...1,23.$$

Как уже было отмечено выше, поверхность профилированных каналов образованных теплообменными элементами из пластин со взаимно контактирующими сфероидальными выштамповками в условиях взаимодействия с потоком теплоносителя реализует эффект поперечного обтекания сфероидальных элементов рельефа, моделирующих в общем плане короткие трубчатые элементы переменного сечения. Этот факт качественно и количественно подтверждается результатами сопоставления показателей тепловой эффективности поверхностей пучков труб и профилированных каналов с различной ориентацией труб или элементов рельефа относительно вектора течения теплоносителя (в обсуждаемом случае с шахматной и коридорной компоновками). Так при значении $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$ отношение показателей тепловой эффективности для поверхности профилированных каналов составляет $\alpha_9/\alpha_8 = 1,155$, для поверхности трубных пучков – $\alpha_1/\alpha_2 = 1,121$ (рис. 1, 2, табл., п. 1, 2, 8, 9). Однако, как видно на рис. 2, значения показателей тепловой эф-

фективности для поверхности профилированных каналов 8, 9 при уменьшении значений энергетического коэффициента (роста скорости движения теплоносителя) возрастают более интенсивно по сравнению с показателями трубчатых поверхностей 1, 2, что указывает на развитие известных механизмов взаимодействия потока с теплоотдающей поверхностью в условиях поперечного обтекания массива контактирующих профильных элементов. Так для поверхности пучков труб 1, 2 и профилированных каналов 8, 9 с шахматной и коридорной схемами расположения труб или элементов рельефа (рис. 1) динамика изменения отношений показателей эффективности в условиях увеличения расхода теплоносителя выглядит следующим образом: при значении энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10,0 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_8/\alpha_2 = 0,906$, $\alpha_9/\alpha_1 = 0,84$; при $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_8/\alpha_2 = 1,254$, $\alpha_9/\alpha_1 = 1,29$; при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_8/\alpha_2 = 1,73$, $\alpha_9/\alpha_1 = 1,98$.

Тенденция изменения отношений показателей эффективности поверхности пучков профильных труб и профилированных каналов иная. Так результаты сравнения показателей тепловой эффективности поверхности коридорного пучка профильных труб 6, основной концепции формирования геометрии межтрубного пространства которого являлась форма проточной части профилированного канала 8, и собственно, последнего, показали, что при значении энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10,0 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_8/\alpha_6 = 0,811$; при $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_8/\alpha_6 = 1,086$; при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$ $\alpha_8/\alpha_6 = 1,44$, что заметно отличается от представленных выше значений отношения показателей эффективности поверхностей 8 и 2. Таким образом, приближённое моделирование геометрии прочной части поверхности теплообмена для пучков профильных труб, по прототипу высокоэффективных поверхностей профилированных каналов, предопределяет близкие по характеру особенности механизма развития процессов теплообмена,

что является основанием для проведения исследований среднеинтегральных и локальных характеристик теплообмена для

Заключение

Выполненное на основании экспериментальных данных расчетное сравнение характеристик теплоэнергетической эффективности поверхности поперечно обтекаемых газовым теплоносителем пучков прямых цилиндрических и профильных цилиндрических с разновеликими чередующимися вдоль оси участками разных диаметров, труб показало заметный, с позиций оценки теплоэнергетической эффективности, приоритет практического использования трубчатой поверхности со сложной конфигурацией и различными вариантами расположения её элементов в потоке, способствующими активизации вихревых процессов в рециркуляционных зонах межтрубного пространства и повышению теплоотдачи при соответствующем изменении гидравлического сопротивления.

Установлено сходство в механизмах теплообмена на поверхности пучков прямых и профильных цилиндрических труб и

пучков цилиндрических профильных труб с новой компоновкой поверхности (рис. 1, п. 6).

профилированных каналов, образованных теплообменными элементами из пластин с двухсторонними сфероидальными выштамповками.

Обоснована целесообразность конструктивного принципа формирования геометрии внешней части поверхности поперечно обтекаемых пучков профильных труб с разновеликими чередующимися вдоль оси участками разных диаметров аналогично геометрии проточной части профилированных каналов, реализующих эффект поперечного обтекания элементов рельефа, с целью создания эффективных трубчатых теплообменных аппаратов и систем.

Следует отметить, что все предложенные и обозначенные в рамках данной статьи конструктивные решения опытных вариантов компоновки и геометрии трубчатой и пластинчатой поверхности подтверждены рядом авторских патентов на изобретение и полезную модель.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Анисин А.А., Анисин А.К. Интенсифицированный трубный пучок // Патент на полезную модель РФ № 151132 // БИ. 2015. № 8.
2. Анисин А.А., Анисин А.К. Интенсифицированный трубный пучок // Патент на полезную модель РФ № 140701 // БИ. 2014. № 14.
3. Евенко В.И., Анисин А.К., Порошин Б.В., Евенко В.В. Трубчатый теплообменник // Патент на изобретение РФ № 2006780 // БИ. 1994. № 2.
4. Анисин А.А., Анисин А.К. Кожухотрубный теплообменник // Патент на полезную модель РФ № 143561 // БИ. 2014. № 21.
5. Анисин А.А., Анисин А.К., Буглаев В.Т. Трубчатый теплообменник // Патент на изобретение РФ № 2171439 // БИ. 2001. № 21.
6. Анисин А.А., Анисин А.К. Интенсифицированный трубный пучок // Патент на полезную модель РФ № 146012 // БИ. 2014. № 27.
7. Евенко В.И., Анисин А.К. Исследование локальных теплогидравлических характеристик вертикальных пучков труб при изменении ориентации их элементов // Теплоэнергетика. 1991. №5. С. 51-56.
8. Анисин А.А., Анисин А.К., Буглаев В.Т. Турбулизующее влияние гладких круговых цилиндрических элементов на интенсификацию теплообмена симметричного коридорного пучка труб // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2000. №1. С. 64-76.
9. Буглаев В.Т., Анисин А.К., Анисин А.А. Эффективность теплообмена поперечно обтекаемых комбинированных пучков труб с различными схемами расположения элементов поверхности // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2000. № 3. С. 88-97.
10. Анисин А.А. Теплоаэродинамические характеристики поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких цилиндрических труб со сложной конфигурацией // Справочник. Инженерный журнал. 2006. № 9. С. 55-62.
11. Анисин А.А. Эффективность поперечно обтекаемой трубчатой поверхности с различной формой и геометрией // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 7. С. 59-64.
12. Берман С.С. Поверхность теплообмена // Авторское свидетельство СССР № 122567 // БИ. 1959. № 18.
13. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на полезную модель РФ № 126444 // БИ. 2013. № 9.
14. Анисин А.А. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на изобретение РФ № 2462677 // БИ. 2012. № 27.

15. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на полезную модель РФ № 139382 // БИ. 2014. № 11.
16. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на полезную модель РФ № 126443 // БИ. 2013. № 9.
17. Анисин А.А. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на полезную модель РФ № 139130 // БИ. 2014. № 10.
18. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на изобретение РФ № 2620886 // БИ. 2017. № 16.
19. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на изобретение РФ № 2744394 // БИ. 2021. № 7.
20. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на полезную модель РФ № 209787 // БИ. 2022. № 9.
21. Анисин А.А., Анисин А.К. Матрица пластинчатого теплообменника // Патент на полезную модель РФ № 209749 // БИ. 2022. № 9.
22. Анисин А.А., Анисин А.К. Шероховатая трубчатая поверхность теплообмена // Патент на полезную модель РФ № 146152 // БИ. 2014. № 28.

23. Андреев М.М., Берман С.С., Буглаев В.Т., Костров Х.К. Теплообменная аппаратура энергетических установок. М.: Машгиз, 1963. 240 с.
24. Анисин А.А. Интенсификация теплообмена в профилированных каналах пластинчатых теплообменников: монография. Брянск: Изд-во БГТУ, 2008. 152 с.
25. Анисин А.А. Обеспечение энергетической эффективности профилированных каналов пластинчатых теплообменников с дистанционирующими профильными пластинами-турбулизаторами // Тепловые процессы в технике. – 2012. № 9. С. 386-393.
26. Анисин А.А., Анисин А.К. Теплоэнергетическая эффективность поверхности каналов, образованных различными комбинациями плоских и профильных пластин со сфероидальными элементами рельефа // Тепловые процессы в технике. 2013. Т. 5. № 11. С. 492-500.
27. Анисин А.К. Теплоотдача и сопротивление трубчатой поверхности с двухсторонними сфероидальными элементами шероховатости // Изв. Вузов СССР. Энергетика. 1983. №3. С. 93-96.

REFERENCES

1. Anisin AA, Anisin A.K. RF patent No. 151132. Intensified tube bundle. BI.2015 No. 8.
2. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 140701. Intensified tube bundle. BI. 2014 No. 14.
3. Evenko VI, Anisin AK, Poroshin BV, Evenko VV. RF patent No. 2006780. Tubular heat exchanger. BI. 1994 No. 2.
4. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 143561. Shell-and-tube heat exchanger. BI. 2014 No. 21.
5. Anisin AA, Anisin AK, Buglaev VT. RF patent No. 2171439. Tubular heat exchanger. BI. 2001 No. 21.
6. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 146012. Intensified tube bundle. BI. 2014 No.27.
7. Evenko VI, Anisin AK. Study of local thermohydraulic characteristics of vertical bundles of pipes with a change in the orientation of their elements. Thermal Engineering. 1991;5:51-56.
8. Anisin AA, Anisin AK, Buglaev VT. Turbulizing influence of smooth cylindrical elements on intensification of heat exchange of symmetric passage pipe bundles. Izvestiya Vuzov. Yadernaya Energetika. 2000;1:64-76.
9. Buglaev VT, Anisin AK, Anisin AA. Efficiency of heat exchange of transversally streamlined pipe bundles with different schemes of surface element location. Izvestiya Vuzov. Yadernaya Energetika. 2000;3:88-97.
10. Anisin AA. Thermoaerodynamic characteristics of transversely streamlined corridor bundles of smooth cylindrical pipes with a complex configuration. Handbook. An Engineering Journal. 2006;9:55-62.
11. Anisin AA. Efficiency of a transversely streamlined tubular surface with various shapes and geometries. Handbook. An Engineering Journal. 2009;7:59-64.
12. Berman SS. Copyright certificate of the USSR No. 122567. Heat transfer surface. BI. 1959 No. 18.
13. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 126444. Matrix of a plate heat exchanger. BI. 2013 No. 9.
14. Anisin AA. RF patent No. 2462677. Plate heat exchanger matrix. BI. 2012 No.27.
15. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 139382. Matrix of a plate heat exchanger. BI. 2014 No. 11.
16. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 126443. Matrix of a plate heat exchanger. BI. 2013 No. 9.
17. Anisin AA. RF patent No. 139130. Plate heat exchanger matrix. BI. 2014 No. 10.
18. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 2620886. Plate heat exchanger matrix. BI. 2017 No. 16.
19. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 2744394. Plate heat exchanger matrix. BI. 2021.
20. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 209787. Plate heat exchanger matrix. BI. 2022 No.9.
21. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 209749. Matrix of a plate heat exchanger. BI. 2022 No. 9.
22. Anisin AA, Anisin AK. RF patent No. 146152. Rough tubular surface of heat exchange. BI. 2014 No. 28.
23. Andreev MM, Berman SS, Buglaev VT, Kostrov HK. Heat exchange equipment of power plants. Moscow: Mashgiz; 1963.
24. Anisin AA. Intensification of heat transfer in profiled channels of plate heat exchangers: monograph. Bryansk: Publishing house of BSTU; 2008.
25. Anisin AA. Ensuring the energy efficiency of profiled channels of plate heat exchangers with spacer profile plates-turbulators. Thermal Processes in Engineering. 2012;9:386-393.
26. Anisin AA, Anisin AK. Thermal energy efficiency of the surface of channels formed by various com-

binations of flat and profile plates with spheroidal relief elements. 2013;5(11):492-500.
27. Anisin AK. Heat transfer and resistance of a tubular surface with two-sided spheroidal roughness ele-

ments. Izvestiya Vuzov of the USSR. Energetika. 1983;3:93-96.

Информация об авторах:

Анисин Андрей Александрович – доктор технических наук, профессор кафедры «Турбиностроение, электро и теплоэнергетика» Брянского государственного технического университета, тел. +7(919)193-47-26, e-mail: anisinaa@gmail.com.

Анисин Александр Константинович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбинострое-

ние, электро и теплоэнергетика» Брянского государственного технического университета.

Андросенко Валентина Александровна – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Высшая математика» Брянского государственного технического университета.

Anisin Andrey Aleksandrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Turbine Engineering, Electrical and Thermal Power Engineering at Bryansk State Technical University; phone: +7(919)193-47-26, e-mail: anisinaa@gmail.com .

Anisin Aleksandr Konstantinovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the De-

partment of Turbine Engineering, Electrical and Thermal Power Engineering at Bryansk State Technical University.

Androsenko Valentina Aleksandrovna – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor of the Department of Higher Mathematics at Bryansk State Technical University.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 04.04.2024; одобрена после рецензирования 11.04.2024; принята к публикации 26.04.2024. Рецензент – Анцев В.Ю., доктор технических наук, профессор, Тульского государственного университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 04.04.2024; approved after review on 11.04.2024; accepted for publication on 26.04.2024. The reviewer is Antsev V.Yu., Doctor of Technical Sciences, Professor of Tula State University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.