

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫХ ПУЧКОВ ГЛАДКИХ ТРУБ СО СЛОЖНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

А.А. Анисин

Брянский государственный технический университет, г. Брянск, Россия

Поперечно обтекаемые пучки гладких цилиндрических труб широко применяются в различных теплообменных аппаратах и элементах энергетических установок и во многих случаях при использовании высокотемпературных или загрязнённых потоков теплоносителей являются наиболее предпочтительными в ряду многочисленных эффективных конвективных поверхностей теплообмена. Поэтому задача интенсификации процессов теплообмена и повышения энергетической эффективности трубчатых теплообменников остаётся актуальной и представляет важный практический и научный интерес.

Одним из направлений в повышении энергетической эффективности трубчатых теплообменных аппаратов является использование пучков труб со сложной конфигурацией и различной компоновкой, позволяющих путём создания более благоприятных гидродинамических условий поперечного обтекания и дополнительной турбулизации потока в межтрубном пространстве интенсифицировать теплоотдачу и улучшать показатели эффективности поверхности теплообмена по сравнению с характеристиками традиционных пучков гладких труб одинакового диаметра.

Предлагаемый подход в решении задачи интенсификации теплообмена в поперечно обтекаемых пучках гладких труб основан на использовании рациональных схем расположения и “нестандартной” геометрии элементов трубчатой поверхности, реализованных в виде новых конструктивных типов труб или эффективной компоновки трубных пучков, определяемой, в частности, углом ориентации трубчатой поверхности φ относительно направления потока теплоносителя.

На рис.1 показаны предложенные нами разные варианты поверхности поперечно обтекаемых пучков труб постоянного и переменного сечения с различной конфигурацией и схемы их компоновки, исследование характеристик которых и практическое применение, возможно, позволит улучшить теплоэнергетические и массогабаритные показатели теплообменных устройств [1 – 8].

Представленные в работах [9 – 16] результаты экспериментальных исследований теплоаэродинамических характеристик и анализ тепловой эффективности поперечно обтекаемых пучков гладких и шероховатых труб одинакового диаметра d , пучков труб разных диаметров $d_1 > d_2$ с различными схемами расположения, обусловленными изменением угла ориентации $\bar{\varphi}$ трубчатой поверхности относительно направления потока теплоносителя и геометрией позволили установить наличие максимума тепловой эффективности при значении относительного угла ориентации $\bar{\varphi} = \varphi_i / \varphi_{к(д)} = 0,66$ (рис. 1а, б). На основании комплексных тепловых характеристик $Q / F \Delta \bar{t} = \alpha = f(Q / N D \bar{t})$, рассчитанных для пучков латунных труб с $d = 11$ мм и разной геометрией разбивки (квадратной с $\sigma_{1ш} / \sigma_{2ш} = 2,06 / 1,03$ и треугольной с $\sigma_{1ш} / \sigma_{2ш} = 1,45 / 1,45$), на рис. 2 приведена зависимость $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi_i} / \alpha_{\varphi_0}$ (α_{φ_0} - коэффициент теплоотдачи шахматных пучков) от относительного угла ориентации трубчатой поверхности \bar{J} при различных значениях энергетического коэффициента $Q / N D \bar{t} = 10,0, 1,0$ и $0,1 \text{ K}^{-1}$.

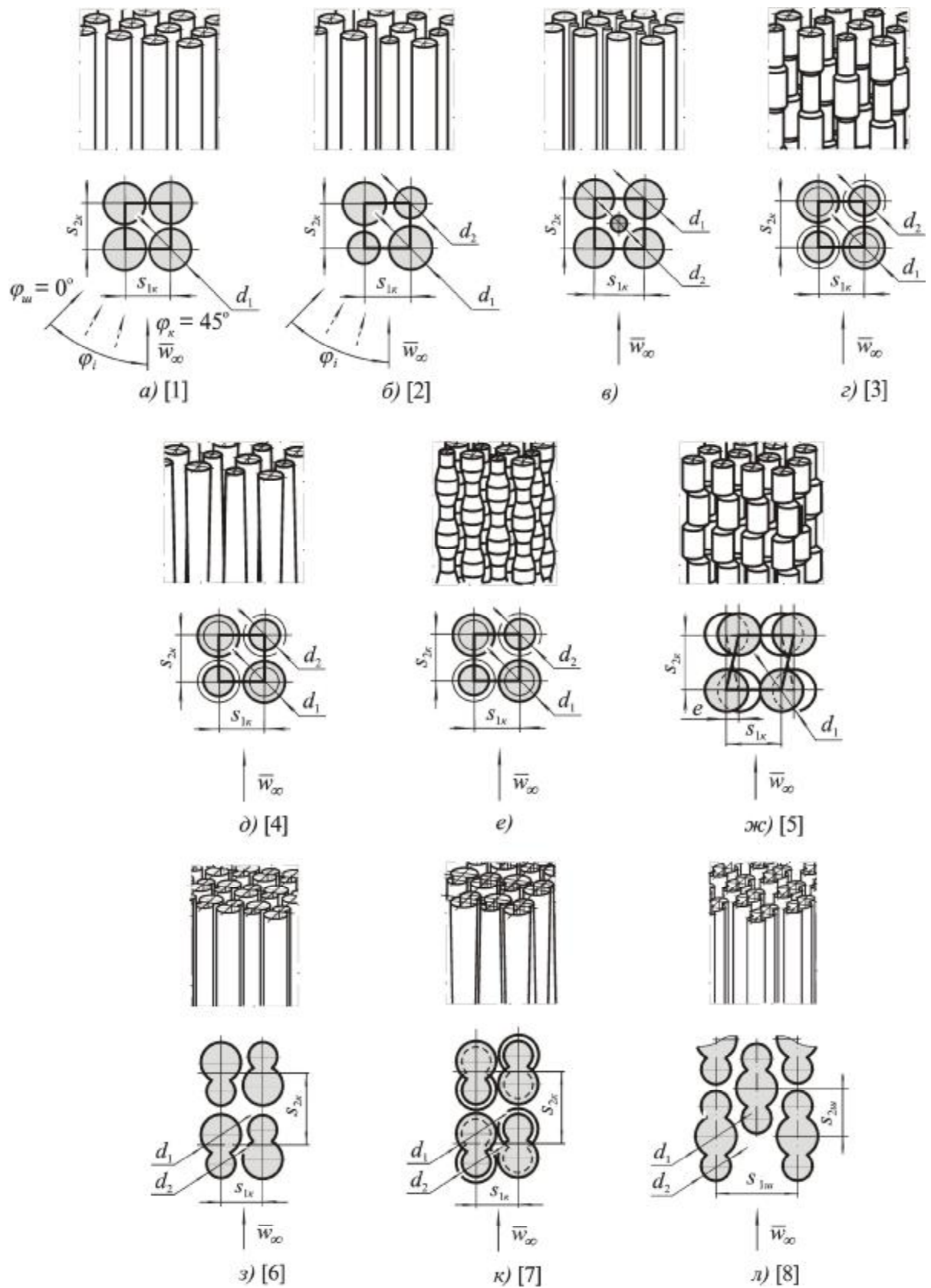


Рис.1. Конструктивные варианты и схемы разбивки поперечно обтекаемых пучков труб постоянного и переменного сечения с различной конфигурацией

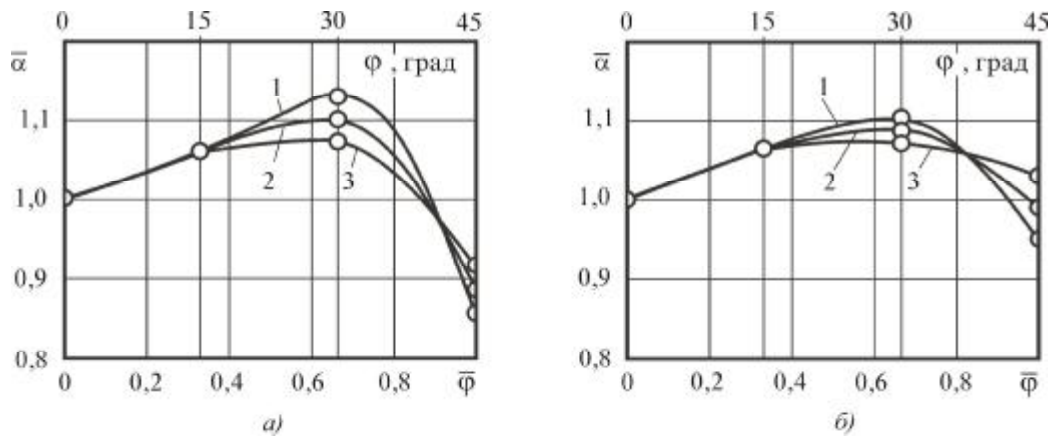


Рис. 2. Зависимость относительных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi} / \alpha_{\varphi=0^{\circ}} = f(\bar{\varphi})$ от относительного угла ориентации пучков труб с различной геометрией: а) $s_1/d = 2,06$, $s_2/d = 1,03$, б) $s_1/d = s_2/d = 1,45$, $d = 11 \text{ мм}$ (шахматные пучки); 1 - $Q/N\Delta\bar{t} = 10,0 \text{ K}^{-1}$; 2 - $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$; 3 - $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$

Видно, что эффективность теплоотдачи поверхности зависит как от плотности разбивки труб в пучке (от относительных размеров s_1/d и s_2/d), так и от схемы их расположения (от угла ориентации $\bar{\varphi}$). При этом промежуточные схемы компоновки в обеих группах пучков оказываются более эффективными, чем шахматная и коридорная, и при оптимальной ориентации с $\bar{\varphi} = 0,66$ эффективность теплоотдачи трубчатой поверхности может быть повышена в среднем на 10% по сравнению с шахматным и на 22% - по сравнению с коридорным расположением труб в пучках с $1,0 \leq \sigma_{1ш}/\sigma_{2ш} \leq 2,0$ при $Q/N\Delta\bar{t} = idem$ [9].

Полученные результаты исследований локальных характеристик теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ и коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ на поверхности труб с $d = 27 \text{ мм}$ ($Re_{\infty d_1} = 5100$) в малорядных модельных пучках с разными компоновками: $\varphi = 0^{\circ}$ (шахматная схема с $\sigma_{1ш}/\sigma_{2ш} = 2,0/1,0$), $\varphi = 15^{\circ}$ и 30° (промежуточные), $\varphi = 45^{\circ}$ (коридорная схема с $s_{1к} = s_{2к} = 1,414$). При этом зависимость местного коэффициента теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ и коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ в глубинных рядах труб в пучках с $\varphi = 15^{\circ}$ и 30° характеризуется явно выраженными неравномерностью и асимметрией, существенно отличается от “стандартных” характеристик шахматного ($\varphi = 0^{\circ}$) и коридорного ($\varphi = 45^{\circ}$) пучков и, в целом, определяет максимум среднего коэффициента теплоотдачи ($\bar{\alpha}_{max}$) в благоприятных условиях обтекания трубчатой поверхности при $\bar{\varphi} = 0,66$ ($\varphi = 30^{\circ}$) [10].

Полученные зависимости позволяют заключить, что колебания давления, нестабильность вихревого течения и, как следствие, активизация обменных процессов переноса в рециркуляционных зонах межтрубного пространства в основном и определяют особенности механизма обтекания и эффект интенсификации теплоотдачи трубчатой поверхности при изменении её ориентации относительно направления потока.

Наряду с этим в работе [11] приведены результаты исследований теплоаэродинамических характеристик и тепловой эффективности пучков шероховатых латунных труб диаметром 11 мм с элементами рельефа в виде коротких продольных треугольных рёбер – шлицев высотой $k = 0,39 \text{ мм}$ с шагом расположения, равным длине дуги на поверхности трубы с углом $i = 10^{\circ}$, $t = 0,96 \text{ мм}$, в условиях изменения

ориентации трубчатой поверхности относительно направления потока. Из результатов исследований пучков труб с шероховатостью и углами ориентации $\bar{\varphi} = 0$ и $0,66$, а также базового гладкотрубного шахматного пучка ($\bar{\varphi} = 0$; $d = 11$ мм) в виде характеристик $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ следует, что при величине энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 79,5 \text{ K}^{-1}$ (небольшие массовые скорости) эффективность шахматного гладкотрубного пучка выше эффективности шахматного пучка шероховатых труб с $\bar{\varphi} = 0$ в 1,24 раза, а пучка шероховатых труб с $\bar{\varphi} = 0,66$ - в 1,15 раза. При этом пучок шероховатых труб с углом ориентации $\bar{\varphi} = 0,66$ эффективнее шахматного пучка шероховатых труб ($\bar{\varphi} = 0$) в 1,09 раза. При $Q/N\Delta\bar{t} = 0,2 \text{ K}^{-1}$ (сравнительно высокие массовые скорости) шахматный пучок шероховатых труб эффективнее шахматного пучка гладких труб в 1,48 раза, а пучок шероховатых труб с $\bar{\varphi} = 0,66$ - в 1,43 раза. Представленные результаты и анализ литературных источников подтвердили различие в механизме интенсификации теплоотдачи в поперечно обтекаемых пучках гладких и шероховатых труб.

Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления базового симметричного коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ гладких труб диаметром $d_1 = 11$ мм с различными вариантами размещения в его ячейках круглых цилиндрических турбулизирующих стержней диаметром $d_2 < d_1$ ($d_2 = \text{var} : 1,2; 1,6; 2,0; 3,0$ и $4,5$ мм) показали целесообразность указанного подхода к интенсификации теплообмена в одном случае при использовании специальных турбулизирующих стержней, устанавливаемых в межтрубных каналах, в другом – в виде комбинированных пучков труб разных наружных диаметров $d_2 < d_1$ с различными схемами расположения [12 – 16] (рис. 1б, в).

Расчёт характеристик $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ по результатам исследований теплообмена в базовом пучке с турбулизирующими стержнями позволил определить значения относительных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_{к.н}$ (α_i - коэффициент теплоотдачи опытных вариантов поверхности, $\alpha_{к.н}$ - коэффициент теплоотдачи базового коридорного пучка) в зависимости от величины параметра d_2/d_1 при различных значениях энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$ (рис.3). С увеличением параметра d_2/d_1 тепловая эффективность симметричного коридорного пучка в диапазоне изменения энергетического коэффициента

$Q/N\Delta\bar{t} \approx 1,0 \dots 40,0 \text{ K}^{-1}$ возрастает, приобретая наибольшие значения $\bar{\alpha} = 1,17$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ K}^{-1}$ (кривая 1) и $\bar{\alpha} = 1,145$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$ (кривая 2), соответствующие поверхности со стержнями диаметром $d_2 = 4,5$ мм ($d_2/d_1 = 0,409$). С увеличением скорости потока максимум эффективности достигается в соответствующем коридорном пучке с турбулизирующими стержнями диаметром $d_2 = 3$ мм ($d_2/d_1 = 0,272$): $\bar{\alpha} = 1,183$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$ (кривая 3).

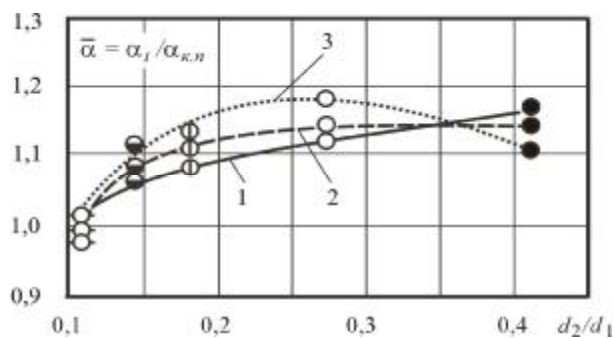


Рис. 3. Зависимость $\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_{к.н} = f(d_2/d_1)$:
 1 - $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ K}^{-1}$; 2 - $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$;
 3 - $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$

Исследования теплоаэродинамических характеристик комбинированной поверхности гладких труб разных диаметров ($d_2/d_1 = const$) в условиях изменения угла её ориентации относительно направления потока воздуха проводились на моделях теплообменников с различными схемами расположения трубчатых элементов. За основу была принята поверхность пучка труб с $d_1=11\text{мм}$ и $d_2=6\text{мм}$ с треугольной схемой размещения труб меньшего диаметра в центрах квадратных ячеек базового коридорного пучка ($d_2/d_1=0,545$). Угол ориентации менялся в пределах $0 \leq \bar{\varphi} \leq 1,0$, соответствуя при крайних значениях шахматной с $\bar{\varphi}=0$ ($\varphi=0^\circ$) и коридорной с $\bar{\varphi}=1,0$ ($j=45^\circ$) схемам расположения труб основного диаметра d_1 , а также промежуточным схемам при $\bar{\varphi}=0,33$ ($\varphi=15^\circ$) и $\bar{\varphi}=0,66$ ($\varphi=30^\circ$) (рис. 1б). Результаты исследования модельных теплообменников с различной компоновкой комбинированных трубных пучков с $d_1 > d_2$ представлены по данным [15] на рис. 4, где приведены значения относительных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_o$ (здесь α_o - коэффициент теплоотдачи комбинированной поверхности с углом ориентации $\varphi_{o,d_1} = 0^\circ$, соответствующим шахматной схеме расположения в пучке труб большего диаметра $d_1=11\text{мм}$ (рис. 1в)) в зависимости от относительного угла ориентации $\bar{\varphi}_{d_1} = \varphi_i / \varphi_{o,d_1}$ при различных значениях энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$. Видно, что с увеличением угла $\bar{\varphi}_{d_1}$ тепловая эффективность в диапазоне изменения $Q/N\Delta\bar{t} \approx 2,5...16\text{ К}^{-1}$ возрастает, имея максимальное значение $\bar{\alpha}_{max} \approx 1,09$ при $\bar{\varphi}_{d_1}=0,66$ (кривая 1). Штриховой линией показана сходная зависимость для пучков труб одинакового диаметра $d=11\text{мм}$, имеющая при том же $\bar{\varphi}=0,66$ $\bar{\alpha}_{max}=1,125$. С уменьшением коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$ (с увеличением скорости потока) максимум соответствует трубчатой поверхности с промежуточной схемой компоновки и относительным углом $\bar{\varphi}_{d_1}=0,33$: $\bar{\alpha}_{max}=1,05$ при $Q/N\Delta\bar{t}=1,0\text{ К}^{-1}$ (кривая 2) и $\bar{\alpha}_{max}=1,062$ при $Q/N\Delta\bar{t}=0,1\text{ К}^{-1}$ (кривая 3).

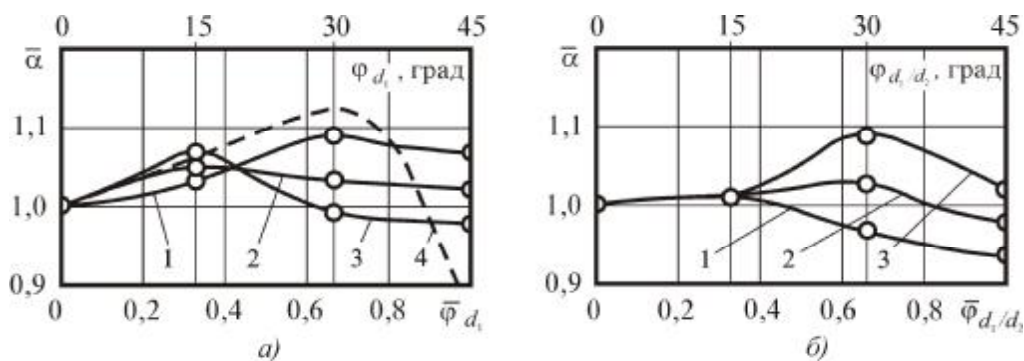


Рис. 4. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи от относительного угла ориентации комбинированной поверхности труб разных диаметров d_1 и d_2 $\bar{\alpha} = f(\bar{\varphi})$. а) - $\bar{\alpha} = f(\bar{\varphi}_{d_1}, Q/N\Delta\bar{t})$: $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi_i} / \alpha_{\varphi_{o,d_1}}$, $\bar{\varphi}_{d_1} = \varphi_i / \varphi_{o,d_1}$; б) - $\bar{\alpha} = f(\bar{\varphi}_{d_1/d_2}, Q/N\Delta\bar{t})$: $\bar{\alpha} = a_{j_i} / a_{j_o(d_1/d_2)}$, $\bar{\varphi}_{d_1/d_2} = \varphi_i / \varphi_{o(d_1/d_2)}$; 1 - $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2\text{ К}^{-1}$, 2 - $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0\text{ К}^{-1}$, 3 - $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1\text{ К}^{-1}$, 4 - $Q/N\Delta\bar{t} = 10,0\text{ К}^{-1}$ (пучки труб с $d=11\text{мм}$, рис. 2а, кр.1)

Тепловая эффективность комбинированной поверхности пучков труб разных диаметров существенно выше, чем у базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ (рис.5): $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=30^\circ} / \alpha_{к.н} = 1,393$ и $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=45^\circ} / \alpha_{к.н} = 1,38$ при $Q / N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ K}^{-1}$ (кривая 1); $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=15^\circ} / \alpha_{к.н} = 1,43$ и $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=45^\circ} / \alpha_{к.н} = 1,32$ при $Q / N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$ (кривая 3), а также превосходит эффективность поверхности равнокомпактного (с коэффициентом компактности $f_{11/6} = 208,6 \text{ м}^2/\text{м}^3$) коридорного пучка труб с $d = 11 \text{ мм}$ $1,17 \times 1,17$, расчётные характеристики которого определялись по обобщённым уравнениям теплоотдачи и сопротивления “Нормативных методов расчёта котельных установок”:

при $Q / N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ K}^{-1}$ величина $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=30^\circ} / \alpha_{к.н.1,17 \times 1,17} = 1,19$ и $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=45^\circ} / \alpha_{к.н.1,17 \times 1,17} = 1,17$. Последнее соотношение между коэффициентами теплоотдачи комбинированной поверхности пучка труб с $d_2 / d_1 = 6/11$ и поверхности коридорного пучка $1,17 \times 1,17$ хорошо согласуются со значением тепловой эффективности базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ труб с $d = 11 \text{ мм}$ с размещёнными в его ячейках цилиндрическими турбулизирующими стержнями с $d_2 = 4,5 \text{ мм}$: $\bar{\alpha} = \alpha_{\text{турб}} / \alpha_{к.н.1,45 \times 1,45} = 1,17$ при $Q / N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ K}^{-1}$ [13, 14] (рис. 3), что иллюстрирует положительное турбулизирующее влияние трубчатых элементов меньшего диаметра d_2 ($d_1 > d_2$) на эффективность теплоотдачи поверхности пучков.

Из результатов сравнения объёмных характеристик $Q / V\Delta\bar{t} = f'(Q / N\Delta\bar{t})$ комбинированной поверхности пучка труб с $d_1 = 11 \text{ мм}$ и $d_2 = 6 \text{ мм}$ с углом ориентации $\varphi = 45^\circ$ и поверхности базового коридорного пучка труб диаметром $d = 11 \text{ мм}$, имеющих различную величину коэффициентов компактности ($f_{\text{комб}} = 208,6 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и $f_{1,45 \times 1,45} = 135 \text{ м}^2/\text{м}^3$), следует, что замена обычного коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ пучком с опытной комбинированной поверхностью позволяет прогнозировать уменьшение объёма матрицы теплообменника вдвое.

Как показано в работах [17 – 26], для интенсификации теплоотдачи и повышения энергетической эффективности трубчатых теплообменных аппаратов возможно применение пучков гладких труб переменного сечения с различной конфигурацией: с цилиндрическими участками разных диаметров (рис. 1г, [3]), с конической поверхностью (рис. 1д, [4]), коническо-цилиндрической (рис.1е), сочетающей элементы разновеликой цилиндрической и конической поверхностей. В этом качестве использовались поперечно обтекаемые пучки с поверхностью в виде чередующихся вдоль оси труб цилиндрических участков длиной $l = 15 \text{ мм}$ с наружными диаметрами $d_1 = 11 \text{ мм}$ и $d_2 = 8 \text{ мм}$, поочерёдно обтекаемых потоком; пучки конических труб длиной 100 мм с концевыми диаметрами $d_1 = 11 \text{ мм}$ и $d_2 = 8 \text{ мм}$ (в условиях поперечного обтекания противоположно расположенных (“перевёрнутых”) относительно друг друга по потоку труб); пучки труб с коническо-цилиндрической поверхностью с чередующимися вдоль оси

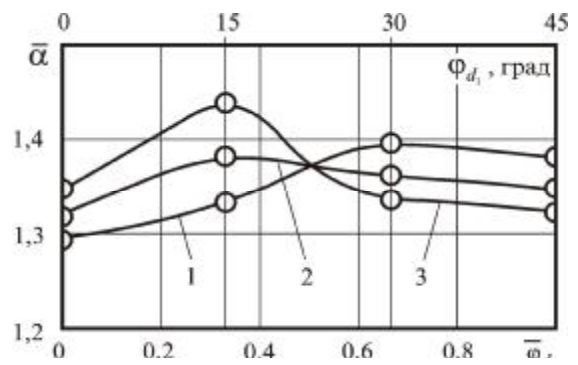


Рис. 5. Сравнение тепловой эффективности пучков труб разных диаметров $d_1 = 11 \text{ мм}$ и $d_2 = 6 \text{ мм}$ с эффективностью базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$: $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi_i} / \alpha_{1,45 \times 1,45} = f(\bar{\varphi}_{d_1}, Q / N\Delta\bar{t})$, $\bar{\varphi}_{d_1} = \varphi_i / \varphi_{0 d_1}$; 1 - $Q / N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ K}^{-1}$, 2 - $Q / N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ K}^{-1}$, 3 - $Q / N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ K}^{-1}$

цилиндрическими участками с наружными диаметрами $d_1=11\text{мм}$ и $d_2=8\text{мм}$ и соединяющими их коническими участками длиной $l=8,3\text{мм}$ ($l/d_{\text{max}}=0,76$) с оптимальными углами раскрытия в 10° . Размеры каждого из опытных пучков определялись соответствующими шагами разбивки $s=14,5; 13$ и $11,5\text{мм}$ с числом поперечных рядов труб по потоку $z_2=12$ и продольных $z_1=4$. В качестве объекта сравнения был также принят базовый коридорный пучок труб с $d=11\text{мм}$ и шагом разбивки $s=16\text{мм}$, имеющий одинаковые межтрубные зазоры $\delta=5\text{мм}$ с пучком труб переменного сечения с шагом разбивки $s=14,5\text{мм}$.

Полученные в результате исследований указанных поперечно обтекаемых пучков труб переменного сечения опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению при $Re_{d,yz}=(0,1\dots 7,0)\cdot 10^4$ показывают, что с повышением плотности компоновки (с уменьшением межтрубных зазоров от 5 до 2 мм) величина среднего коэффициента теплоотдачи и сопротивление пучков труб указанных типов повышаются. По величине коэффициенты теплоотдачи опытных трубчатых поверхностей различаются незначительно. Однако показатель степени n при числе Re в уравнениях подобия $Nu = aRe^n$ для пучков труб с конической и коническо-цилиндрической поверхностями существенно больше, чем для пучков труб с разновеликими цилиндрическими участками: $n=0,68, 0,68$ и $0,69$ - для пучков труб с цилиндрическими участками, $n=0,76, 0,78$ и $0,8$ - для пучков конических труб, $n=0,72, 0,73$ и $0,78$ - для пучков коническо-цилиндрических труб с межтрубными зазорами $\delta=5, 3,5$ и 2мм , соответственно. Для каждого из коридорных пучков переход к развитому режиму смешанного обтекания и смена автомодельной зависимости сопротивления от числа Re на степенную происходит при различных числах Re' . Для всех пучков труб с разновеликими цилиндрическими участками с межтрубными зазорами $\delta=5, 3,5$ и 2мм показатель степени m в уравнении подобия $Eu = bRe^{-m}$ равен $0,14$. Для наиболее плотных пучков с конической и коническо-цилиндрической поверхностью с $\delta=2\text{мм}$ $m=0,18$, для остальных $m=0,12$.

Сравнение энергетической эффективности исследованных вариантов в виде комплексных характеристик $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ (рис. 6) показало, что для пучков цилиндрических труб максимум тепловой эффективности, соответствующий величине шага $s/d_1=1,18$, сохраняется во всём интервале изменения энергетического коэффициента

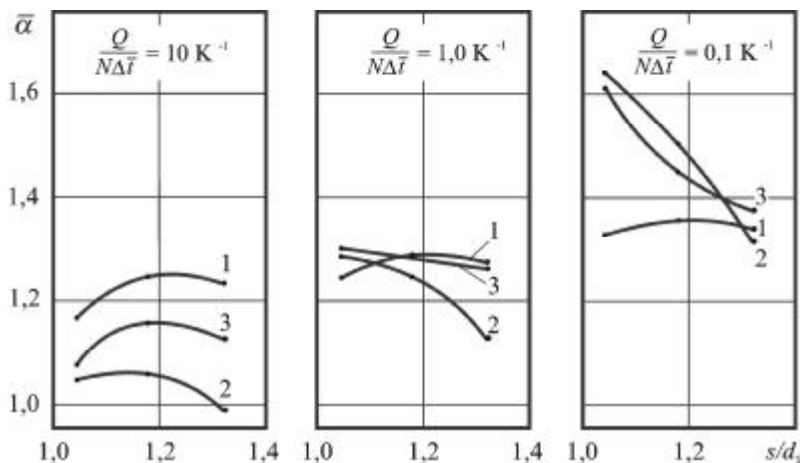


Рис. 6. Динамика изменения зависимости $\bar{\alpha} = \alpha_i/\alpha_{1,45 \times 1,45} = f(s/d_1; Q/N\Delta\bar{t})$ пучков труб переменного сечения с цилиндрической (1), конической (2) и коническо-цилиндрической (3) формой поверхности

та $Q/N\Delta\bar{t} = 10,0\dots 0,1\text{К}^{-1}$ (кривая 1). Эффективность теплоотдачи для пучков труб с конической и коническо-цилиндрической поверхностью (кривые 2, 3) при небольших массовых скоростях потока ($Q/N\Delta\bar{t} = 10,0\text{К}^{-1}$) меньше, чем эффективность пучков цилиндрических труб (кривая 1), однако с

увеличением скорости теплоносителя и плотности компоновки (при $Q/N\Delta\bar{t}=1,0$ и $0,1\text{K}^{-1}$) она существенно возрастает. Более заметный рост относительного коэффициента теплоотдачи поверхности пучков конических и коническо-цилиндрических труб по сравнению с пучками цилиндрических является, на наш взгляд, результатом дополнительной турбулизации потока при его взаимодействии с трубчатой поверхностью сложной формы и активизации теплообмена в межтрубных рециркуляционных зонах при увеличении массовой скорости. При этом эффективность пучков с коническо-цилиндрической поверхностью при $Q/N\Delta\bar{t}=10,0\dots 0,1\text{K}^{-1}$ превосходит показатели пучков конических труб с межтрубными зазорами $\delta=5$ и $3,5$ мм, а также пучка цилиндрических труб с $\delta=2$ мм, компенсируя их пониженную эффективность в области небольших ($Q/N\Delta\bar{t}=10,0\text{K}^{-1}$) и высоких ($Q/N\Delta\bar{t}=0,1\text{K}^{-1}$) массовых скоростей потока и чисел Re. Таким образом, коническо-цилиндрическая форма поверхности труб в определённой мере синтезирует положительные рабочие качества как поперечно обтекаемых цилиндрической, так и конической трубчатых поверхностей, являясь наиболее рациональной в плане внешнего воздействия на поток и повышения теплоэнергетической эффективности пучков гладких труб [19 – 21].

По результатам исследований опытных теплообменников рассчитаны характеристики эффективности для наиболее рациональных вариантов гладкотрубной поверхности $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$, $Q/G\Delta\bar{t} = \alpha/g_F = f'(Q/N\Delta\bar{t})$ и $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha/v_F = f''(Q/N\Delta\bar{t})$ [23]. На основании указанных характеристик интенсифицированных трубчатых поверхностей 2 - 10 и поверхности базового коридорного пучка 1 (1,45×1,45) труб с $d=11$ мм, показатели которого и в этом случае приняты в качестве масштаба отнесения, на рис. 7. приведены относительные тепловые $\bar{\alpha}_i = \alpha_i/\alpha_1$, массовые $(\bar{\alpha}/g_F)_i = (\alpha/g_F)_i/(\alpha/g_F)_1$ и объёмные $(\bar{\alpha}/v_F)_i = (\alpha/v_F)_i/(\alpha/v_F)_1$ показатели сопоставляемых трубчатых поверхностей при значении энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}=1,0\text{K}^{-1}$ (здесь $i = 2 - 10$ – номера рассматриваемых пучков труб с различной формой). Из рис. 7 следует, что эффективность теплоотдачи базового пучка 1 с коридорной (линейной) схемой расположения труб может быть повышена путём изменения угла $\bar{\varphi}$ и реализации при этом схемы расположения труб в пучке, обеспечивающей более благоприятные условия обтекания. При этом повышение тепловой эффективности поверхности может составить при данных условиях примерно 15%, как в шахматном пучке 2 с $\bar{\varphi}_{ш} = 0$, или $\approx 26\%$, как в пучке 3 с $\bar{\varphi}_{онм} = 0,66$. Применение стержней-турбулизаторов диаметром $d_2 = 3$ мм (пучок 8) повышает теплосъём с поверхности базового коридорного пучка 1 в условиях изменения характера обтекания потоком труб с $d_1 = 11$ мм и увеличения коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_8 \approx 1,15$ до уровня относительного коэффициента теплоотдачи поверхности шахматного пучка 2 с $\bar{\alpha}_2 = 1,15$. Наблюдаемая при этом трансформация поверхности пучка 8 подобна применению шахматного пучка 9 труб разных диаметров $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 6$ мм.

Показатели тепловой эффективности коридорных пучков труб переменного сечения с цилиндрической 4, коническо-цилиндрической 5 и конической 6 поверхностями при $s/d_1 = 1,18$ существенно выше характеристик более свободного пучка 1 с $s/d_1 = 1,45$. При этом относительный коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_6 = 1,25$ пучка конических труб несколько меньше, чем относительный коэффициент теплоотдачи пучков цилиндрических (4) и коническо-цилиндрических (5) труб $\bar{\alpha}_4 = \bar{\alpha}_5 = 1,3$. Среди пучков 4 - 6 наибольший теплосъём с единицы объёма соответствует пучку 4:

$(\overline{\alpha/v_F})_4 = 1,74$, $(\overline{\alpha/v_F})_5 = 1,688$,
 $(\overline{\alpha/v_F})_6 = 1,629$, а теплосъём с
 единицы массы пучка 4
 $(\overline{\alpha/g_F})_4 = 1,413$ - наибольший
 среди всех сопоставляемых
 поверхностей 2 - 10.

Пучки 9 и 10 труб с
 $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 6$ мм с разными
 схемами расположения,
 обусловленными величиной угла
 $\overline{\varphi}$, имеют наибольшую
 плотность компоновки с
 коэффициентом компактности
 $f = 208,6 \text{ м}^2/\text{м}^3$. При этом
 $\overline{\alpha}_9 = 1,34$, $\overline{\alpha}_{10} = 1,38$. Теплосъём
 с единицы объёма пучков 9 и 10 -
 наибольший среди поверхностей
 2 - 10: $(\overline{\alpha/v_F})_9 = 2,06$,
 $(\overline{\alpha/v_F})_{10} = 2,1$. Теплосъём с
 единицы массы этих пучков
 несколько меньше массовой
 характеристики пучка 4
 разновеликих цилиндрических
 труб: $(\overline{\alpha/g_F})_4 = 1,413$,
 $(\overline{\alpha/g_F})_9 = 1,37$, $(\overline{\alpha/g_F})_{10} = 1,41$.

Показатели эффективности
 пучка 7, составленного из труб
 разных диаметров $d_1 = 11$ мм и
 $d_2 = 8$ мм, имеющего одинако-
 вые с базовым пучком 1
 межтрубные зазоры и плотность компоновки
 $(v_{F1} \approx v_{F7})$, заметно превосходят
 характеристики последнего: $\overline{\alpha}_7 = 1,216$; $(\overline{\alpha/v_F})_7 = 1,2$; $(\overline{\alpha/g_F})_7 = 1,23$ [23, 25].

Результаты проведенного сопоставления показали убедительное преимущество
 теплоэнергетической эффективности пучков труб переменного сечения по сравнению с
 показателями традиционных пучков круглых цилиндрических труб. Важной стороной в
 оценке эффективности опытных вариантов поверхности является также сравнение их
 теплоаэродинамических характеристик с показателями других однотипных поперечно
 обтекаемых гладких трубчатых поверхностей. Однако в литературе, насколько нам
 известно, отсутствуют обобщающие материалы исследований поперечно обтекаемых
 пучков труб переменного сечения с различной формой поверхности, которые дали бы
 возможность взаимного объективного сопоставления их характеристик с результатами
 наших опытов. Исключением, очевидно, могут быть известные материалы

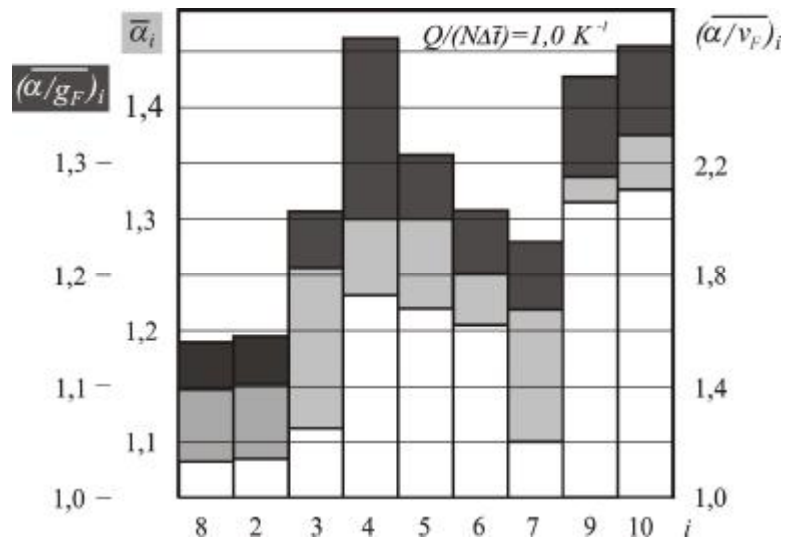


Рис. 7. Относительные тепловые $\overline{\alpha}_i$, массовые $(\overline{\alpha/g_F})_i$ и объёмные $(\overline{\alpha/v_F})_i$ показатели опытных пучков 2 - 10 труб с различной формой и геометрией: 1 - коридорный пучок 1,45×1,45 труб с $d = 11$ мм, $\overline{\varphi} = 1,0$; 2 - шахматный пучок 2,06×1,03 труб с $d = 11$ мм, $\overline{\varphi} = 0$; 3 - пучок труб с $d = 11$ мм, $\overline{\varphi} = 0,66$ - рис. 1а; 4 - коридорный пучок цилиндрических труб с разновеликими участками поверхности с $d_1/d_2 = 11/8$, $s_1 = s_2 = 13$ мм - рис. 1 г; 5 - коридорный пучок коническо-цилиндрических труб с $d_1/d_2 = 11/8$, $s_1 = s_2 = 13$ мм - рис. 1е; 6 - коридорный пучок конических труб с $d_1/d_2 = 11/8$, $s_1 = s_2 = 13$ мм - рис. 1д; 7 - пучок труб разных диаметров $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм - рис. 1б; 8 - коридорный пучок 1,45×1,45 труб с $d_1 = 11$ мм с турбулизирующими стержнями с $d_2 = 3$ мм; 9 - шахматный пучок труб разных диаметров $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 6$ мм, $\overline{\varphi}_{d_1} = 1,0$ - рис. 1в; 10 - пучок труб разных диаметров $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 6$ мм, $\overline{\varphi}_{d_1} = 0,33$ - рис. 1 в.

исследований влияния формы трубы на тепловые и аэродинамические характеристики поверхности, приведенные в [24]. В основе применения указанных профильных гладких труб удобообтекаемой формы лежит стремление к повышению интенсивности теплоотдачи за счёт увеличения скорости теплоносителя при пониженных характеристиках сопротивления труб и определённого подавления отрывного механизма их обтекания.

На рис. 8 представлены результаты сравнения тепловых $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ и объёмных $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha \cdot f = f'(Q/N\Delta\bar{t})$ характеристик опытных коридорных пучков 1...5 с одинаковыми межтрубными зазорами $\delta = 5$ мм: пучка 1 труб диаметром $d = 11$ мм, пучка 2 труб разных диаметров $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм, пучков 3...5 труб переменного сечения (разновеликих цилиндрических (3) с $d_1/d_2 = 11/8$, конических (4) с концевыми диаметрами $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм и коническо-цилиндрических (5) с $d_1/d_2 = 11/8$) с характеристиками шахматных пучков двугольных (6), плавниковых (8) и коридорного пучка овалообразных (7) труб, имеющих наиболее сопоставимые с опытными относительные параметры разбивки: $1,4 \times 3,7$ (6); $1,5 \times 1,5$ (8); $2,48 \times 3,71$ (7) [24].

При оценке тепловых и аэродинамических характеристик сопоставляемых поверхностей в качестве определяющих были приняты диаметр $d = 11$ мм, скорость воздушного потока в узком сечении пучков $w_{уз}$, а теплофизические характеристики теплоносителя, как и для вышеприведенных расчётных показателей, соответствовали температуре $t_f = 40$ °С при давлении 0,1 МПа. Расчётный интервал изменения чисел $Re_d = (1...6) \cdot 10^4$ был принят в соответствие с рис. 2-3 [24] с зависимостями $\alpha = f(N_o)$ для различных пучков профильных труб.

На рис. 8 видно, что средняя теплоотдача ($Nu = f(Re)$) опытных коридорных пучков 1...5 труб заметно выше, чем теплоотдача сопоставляемых пучков 6...8 профильных труб с удобообтекаемой формой поверхности, а сопротивление ($Eu_o = f'(Re)$) ниже. Зависимости (1...5) $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ также в преобладающей части изменения энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1...10,0$ К⁻¹ превосходят показатели пучков 6...8 профильных труб. Лишь при относительно небольших массовых скоростях теплоносителя в пучках 6 и 7 профильных труб со значительно большими (по сравнению с опытными пучками 1...5) продольными шагами σ_2 удобообтекаемая форма труб оказывает положительное влияние на гидродинамику потока.

Как видно из графиков, представляющих на рис. 8 объёмные характеристики $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha \cdot f = f'(Q/N\Delta\bar{t})$ сравниваемых трубчатых поверхностей, шахматные пучки двугольных (6) и мембранных (8) труб с сопоставимыми в известной мере с опытными вариантами поверхности значениями коэффициента компактности $f = 106$ и 145 м²/м³ и особенно коридорный пучок овалообразных (7) труб со значительно меньшей компактностью $f = 44,5$ м²/м³ уступают по объёмным показателям экспериментальным пучкам труб 1...5.

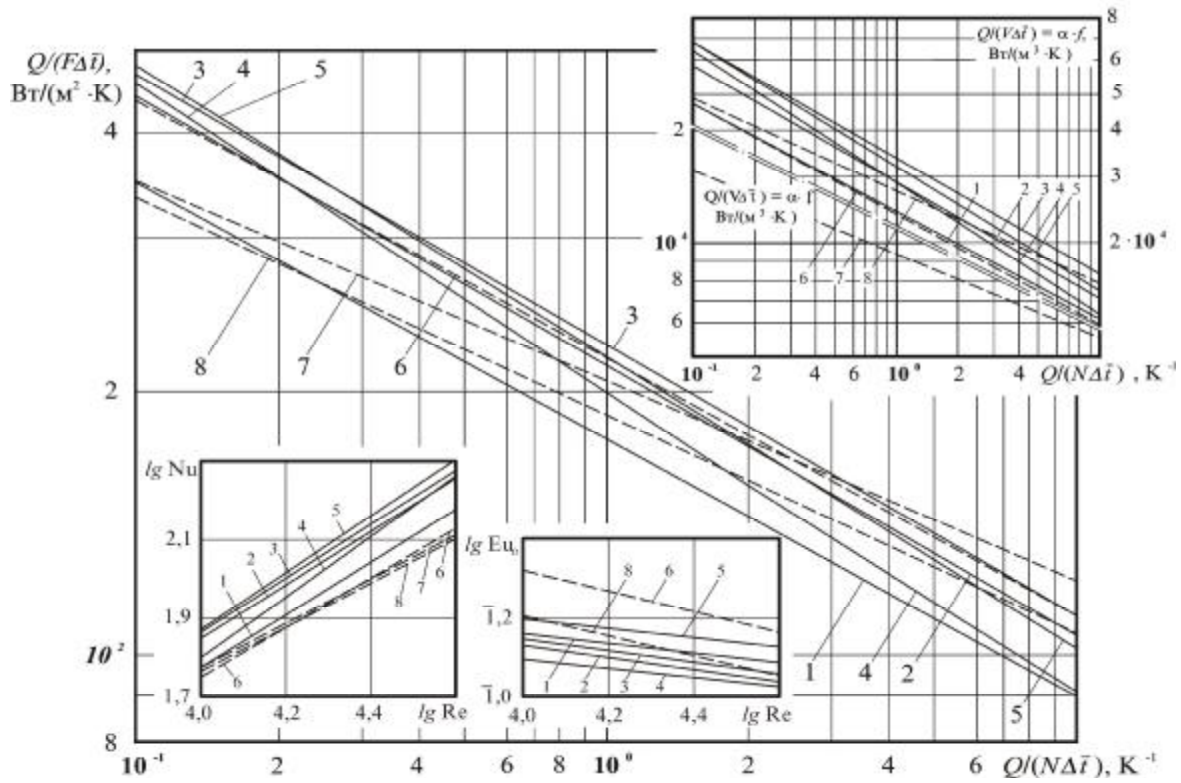
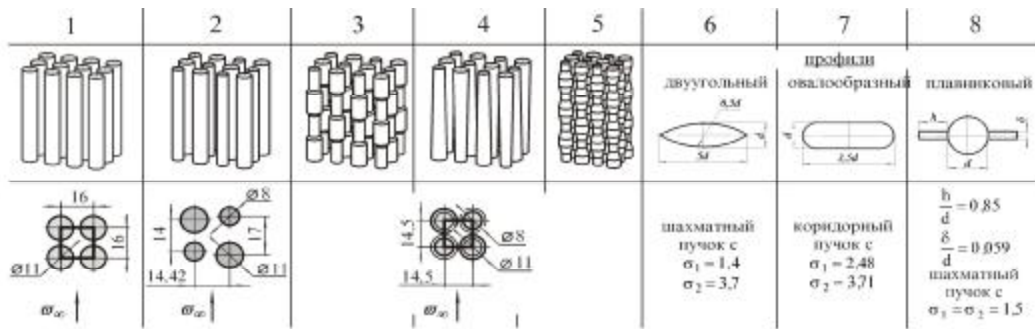


Рис. 8. Сравнение теплоаэродинамических характеристик $Nu = f(Re)$ и $Eu_o = f'(Re)$, тепловых $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ и объёмных $Q/V\Delta\bar{t} = \alpha/v_F = \alpha \cdot f = f'(Q/N\Delta\bar{t})$ показателей опытных коридорных пучков труб 1 - 5 с характеристиками пучков 6 - 8 профильных труб удобообтекаемой формы: 1 - пучок труб $1,45 \times 1,45$ с $d = 11$ мм; 2 - пучок труб разных диаметров $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм; пучки $1,318 \times 1,318$ труб переменного сечения: 3 - цилиндрических, 4 - конических, 5 - коническо-цилиндрических; 6 - шахматный пучок двуугольных труб, 7 - коридорный пучок овалообразных труб, 8 - шахматный пучок плавниковых труб

Для выявления механизмов, улучшающих теплообмен в диапазоне $Re_{уз} = (0,9 \dots 6,0) \cdot 10^4$, были проведены исследования местного коэффициента теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ и распределения коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ на поверхности цилиндрических труб переменного и, для сравнения, постоянного поперечного сечения в малорядных модельных пучках, соответствующих условиям приближённого моделирования [26].

Сопоставление и анализ локальных теплоаэродинамических характеристик опытных коридорных пучков труб позволили уточнить особенности механизма интенсификации теплообмена и обосновать возможность повышения тепловой эффективности поверхности при использовании профильных труб переменного сечения. Известно, что интенсивность теплоотдачи в значительной мере определяется скоростью

рециркуляционного течения, развивающегося вблизи поверхности труб. При поперечном обтекании пучка труб с разновеликими цилиндрическими участками ($d_1/d_2 > 1$) реализуется положительный гидродинамический эффект взаимодействия потока с элементами трубчатой поверхности, при котором при определённом угле его отрыва от кормовой части труб меньшего диаметра d_2 точке присоединения потока (точке соударения) на поверхности лобовой части труб большего диаметра d_1 соответствует меньший по величине (по сравнению с пучками труб одинакового диаметра) угол присоединения. В результате кормовая и лобовая рециркуляционные зоны сокращаются, что способствует усилению циркуляции жидкости в вихре, снижению сопротивления и повышению интенсивности теплоотдачи поверхности в пространстве между цилиндрическими элементами с меньшим d_2 и большим d_1 диаметрами. При этом теплообмен в области рециркуляции определяется высокотурбулентным течением, связанным с перемещением крупномасштабных вихревых структур из зоны присоединения потока в лобовой части труб и последующим их взаимодействием с поверхностью кормовой части впереди стоящих труб, а также непосредственным контактом со сдвиговым (отрывным) слоем и внешним потоком между смежными продольными трубными рядами. Одновременно в зоне между участком трубы большего d_1 и участком последующей трубы меньшего d_2 диаметра, находящемся в полосе аэродинамического следа, интенсивность циркуляции поддерживается путём изменения градиента скорости течения, вектор которой смещается в сторону диагонального сечения между двумя трубами с участками меньшего диаметра d_2 , реализуя в некоторой мере особенности обтекания труб в пучке с условной треугольной (шахматной) схемой расположения. Это подтверждается также ассиметричной картиной распределения коэффициента давления по периметру участков трубы с разными диаметрами и более высокими значениями среднего коэффициента теплоотдачи для участков трубы с меньшим диаметром. При этом динамика изменения коэффициента давления на поверхности перехода между серединой каждого из цилиндрических участков разных диаметров представляет сложный и неоднозначный характер зависимостей $C_p = f'(\theta)$ как для разных по глубине пучка рядов труб, так и для различных по высоте трубы точек отбора давления. Полученная картина распределения коэффициента давления C_p демонстрирует наличие в потоке переменных полей давления, вызывающих направленное действие вторичных течений на границе потока и теплоотдающих стенок. Изменение ориентации вектора скорости течения и градиента давления по высоте и глубине пучка в межтрубном пространстве с чередующимися в трёх направлениях разновеликими цилиндрическими участками поверхности активизирует периодические отрывные вихревые явления и при росте пульсационных составляющих скорости (особенно поперечной) и температуры способствует непрерывному обмену вещества, импульса и энергии между циркуляционной зоной и основным потоком в межтрубных каналах и интенсификации теплоотдачи.

Проведенные исследования и анализ их результатов позволяют сделать вывод о том, что активизация вихревых процессов в рециркуляционных зонах пучков гладких труб с различной геометрией в условиях рациональных отрывных явлений, обусловленных их оптимальной ориентацией или сложной конфигурацией, способствует повышению интенсивности теплоотдачи и энергетической эффективности поперечно обтекаемой гладкой трубчатой поверхности.

Литература

1. В.И. Евенко, А.К. Анисин. Кожухотрубный теплообменник / Авторское свидетельство СССР № 1618985 // БИ. – 1991. № 1.

2. В.И. Евенко, А.К. Анисин, Б.В. Порошин, В.В. Евенко. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2006780 // БИ.-1994. №2.
3. А.А.Анисин, А.К.Анисин, В.Т.Буглаев. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2171439 // БИ. – 2001. – № 21.
4. В.Т.Буглаев, А.К.Анисин, А.А.Анисин. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2170898 // БИ. – 2001. – № 20.
5. В.Т.Буглаев, А.А.Анисин, А.К.Анисин. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2206850 // БИ. – 2003. – № 17.
6. А.А.Анисин. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2350873 // БИ. – 2009. – № 9.
7. А.А.Анисин. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2417347 // БИ. – 2011. – № 12.
8. А.А.Анисин. Трубчатый теплообменник / Патент на изобретение РФ № 2417348 // БИ. – 2011. – № 12.
9. Евенко В.И., Анисин А.К. Повышение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых пучков труб // Теплоэнергетика. – 1976. – №7. – С. 37 – 40.
10. Евенко В.И., Анисин А.К. Исследование локальных теплогидравлических характеристик вертикальных пучков труб при изменении ориентации их элементов // Теплоэнергетика. – 1991. – №5. – С. 51 – 56.
11. Анисин А.К., Анисин А.А., Буглаев В.Т. Интенсификация процесса теплоотдачи в каналах трубчатых теплообменных аппаратов // Некоторые результаты совершенствования работы теплоэнергоустановок. Сборник научных трудов. – Брянск: Изд-во БГТУ. – 1998. – С. 4–13.
12. Анисин А.А., Анисин А.К., Буглаев В.Т. Турбулизирующее влияние гладких круговых цилиндрических элементов на интенсификацию теплообмена симметричного коридорного пучка труб // Изв. вузов. Ядерная энергетика. – 2000. – №1. – С. 64–76.
13. Буглаев В.Т., Анисин А.А. Интенсификация теплообмена при поперечном обтекании коридорного пучка труб с турбулизирующими поток стержнями // Теплоэнергетика. – 2002. – № 3. – С. 23–27.
14. Анисин А.А. Интенсификация конвективного теплообмена при поперечном обтекании газовым потоком трубчатых поверхностей // Труды XIII Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. – М: Изд-во МЭИ, 2001. – Т.2. – С. 361–365.
15. 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.
16. Буглаев В.Т., Анисин А.А., Анисин А.К. Влияние на эффективность теплообмена расположения и геометрии гладкой трубчатой поверхности при поперечном обтекании теплоносителями // Труды III Российской национальной конференции по теплообмену. – М: Изд-во МЭИ, 2002. – Т. 6. – С. 57–61.
17. Анисин А.А. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб со сложной конфигурацией // Труды XV Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. – М. : Изд-во МЭИ, 2005. – Т.2. – С. 129–132.
18. Анисин А.А. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб с поверхностью различной формы // Труды IV Российской национальной конференции по теплообмену. – М: Изд-во МЭИ, 2006. – Т. 6. – С. 150–153.
19. Анисин А.А. Теплоаэродинамические характеристики поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких цилиндрических труб со сложной конфигурацией // Справочник. Инженерный журнал. – 2006. – № 9. – С. 55–62.

20. Анисин А.А. Сравнение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых потоком воздуха симметричных коридорных пучков труб переменного сечения с различной конфигурацией // Труды XVI Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. – М: Изд-во МЭИ, 2007. – Т.2. – С. 353–357.

21. Анисин А.А. Сравнение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых потоком воздуха симметричных коридорных пучков труб переменного сечения с различной конфигурацией // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 3. – С. 56–61.

22. Анисин А.А. Эффективность теплоотдачи поперечно обтекаемых симметричных коридорных пучков труб переменного сечения с различной конфигурацией // Труды V Минского международного форума по тепло - и массообмену. – Минск, 2008. – Т. 1. – С. 56–61 (текст доклада на CD - 14 с.).

23. Анисин А.А. Эффективность поперечно обтекаемой трубчатой поверхности с различной формой и геометрией // Справочник. Инженерный журнал. – 2009. – № 7. – С. 59–64.

24. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия, 1966. – 184 с.

25. Анисин А.А. Сравнительный анализ эффективности поперечно обтекаемой трубчатой поверхности с различной формой и геометрией // Труды XVII Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. – М: Изд-во МЭИ, 2009. – Т.1. – С. 276 – 279.

26. Анисин А.А. Особенности теплообмена в коридорных пучках профильных труб переменного сечения при поперечном обтекании газовым теплоносителем// Труды V Российской национальной конференции по теплообмену. – М: Изд-во МЭИ, 2010. – Т. 6. – С. 150–153.