



*В.Б. Кунтыш, д-р техн. наук, А.Б. Сухоцкий, канд. техн. наук
(Белорусский государственный технологический университет, г. Минск);
А.Э. Пиир, д-р техн. наук (Северный арктический федеральный университет, г. Архангельск, Россия)*

Влияние высоты спирального ребра на конвективную теплоотдачу, энергетическую и объемную характеристики теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения

Теплообменные секции из биметаллических ребристых труб (БРТ) со спиральными алюминиевыми ребрами являются составной частью аппаратов воздушного охлаждения (АВО), широко применяемых в различных отраслях промышленности. Металлоемкость и габариты АВО на 50–60 % определяются энергетической и объемно-массовой характеристиками теплообменной секции. Несмотря на сравнимые теплоэнергетические и эксплуатационные показатели и преимущества по объемно-массовой характеристике теплообменных секций из БРТ со спиральными навитыми алюминиевыми КЛМ-ребрами [1], до настоящего времени преимущественно применяются БРТ с накатным оребрением. На заводах как при изготовлении новых АВО, так и при ремонте трубных пучков в эксплуатируемых АВО продолжают применять до 70 % БРТ с накатными ребрами. При этом на изготовление одного метра стандартизированной трубы [2] с КЛМ-ребрами и коэффициенте оребрения $\phi = 22$ в среднем расходуется 0,60–0,65 кВт·ч электроэнергии с учетом всех затрат, а при изготовлении БРТ с накатными ребрами для наибольшего достигнутого коэффициента $\phi = 20,4$ расход электроэнергии в 1,8–2,5 раза больше [3].

Одним из известных способов улучшения энергомассовых показателей АВО из БРТ является развитие площади теплоотдающей поверхности в неизменном конструктивном объеме. Степень развития площади поверхности БРТ характеризуется величиной коэффициента оребрения, которая последовательно возросла от $\phi = 9,4$ (аппараты первого поколения) до $\phi = 20,4$ (аппараты третьего поколения) из труб с накатными ребрами, производимыми в настоящее время по технологии ВНИИметмаш [4]. Этому значению ϕ отвечают геометрические параметры ребер $d \times h \times s \times \Delta =$

$= 57 \times 15,2 \times 2,5 \times 0,6$ мм; $d_0 = d - 2h = 26,6$ мм стандартизированной трубы АВО третьего поколения. Спиральные алюминиевые ребра накатываются на гладкой трубе наружного диаметра 25 мм. Толщина Δ и шаг s ребра достигли значений, при которых последующее их уменьшение ограничено технико-экономической скоростью накатывания ребер. Следовательно, для увеличения ϕ единственным геометрическим параметром является высота ребра h .

Является ли применяемая высота $h = 15,2$ мм энергетически эффективной? Нарастание h приводит к росту диаметра d , величина которого ограничена стандартными значениями шагов S_1, S_2, S'_2 труб в решетках теплообменной секции. В стандартных секциях аппаратов типа АВО общепромышленного применения установка БРТ в трубных решетках осуществляется в вершинах равностороннего треугольника с поперечным шагом $S_1 = S'_2 = 63,5$ –64 мм, где S'_2 — диагональный шаг. Зазор между вершинами ребер соседних труб составляет $\delta = S_1 - d = 7$ мм, который достаточен как резерв в случае необходимой обоснованности увеличения высоты ребра трубы. Известен ряд исследований [5, 8] приведенных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления поперечнообтекаемых воздухом шахматных пучков из монометаллических стальных труб с различной высотой спирального ребра. Геометрические параметры ребер отличаются в разы от тех, которые применяются в БРТ АВО, что не позволяет использовать результаты этих исследований для количественных расчетов теплоаэродинамических характеристик трубных пучков АВО. Применительно к параметрам ребер и несущей трубы АВО необходимо указать на публикации [9–11], но экспериментальные данные по теплоотдаче и сопротивлению относятся к пучкам аппаратов первого и второго поко-

Таблица 1

Номер пучка	Параметры ребер и пучка, мм						φ	$\Pi_r, \text{ м}^2/\text{м}^3$	h/d_0	h/u
	S_1	S_2	d	h	Δ_2	Δ				
I	64,0	51,0	56,3	15,23	0,4	0,65	20,00	499	0,59	7,89
II	55,7	44,4	49,0	11,57	0,6	0,75	14,23	468	0,45	6,32
III	50,0	39,9	44,0	9,07	0,6	0,75	10,69	436	0,35	4,96
IV	42,0	33,5	37,0	5,56	0,7	0,80	6,38	369	0,22	3,12
V	37,5	29,9	33,0	3,57	0,8	0,85	4,24	307	0,14	2,06

лений. Наша работа [12] восполнила этот пробел. Объектом экспериментального исследования являлись шахматные шестирядные пучки I–V (табл. 1), обтекаемые поперечным потоком воздуха, из БРТ с накатанными спиральными однозаходными алюминиевыми ребрами.

Форма поперечного сечения ребра — трапециевидная, с неизменной толщиной $\Delta_1 = 0,9$ мм у основания. Ребра накатаны на несущей трубе с наружным диаметром 25 мм и толщиной стенки 2 мм. Труба выполнена из стали 20. Трубы располагались в трубных решетках пучков I–V с одинаковыми относительными поперечным $\sigma_1 = S_1/d = 1,136$ и продольным $\sigma_2 = S_2/d = 0,905$ шагами. Пучок I являлся базовым, так как состоял из применяемых серийных промышленных БРТ в АВО третьего поколения. Трубы пучков II–V отличались от труб пучка I лишь меньшей высотой ребра и большей толщиной Δ_2 у его вершины, так как были получены обточкой наружного диаметра ребра на токарном станке. Средняя толщина ребра $\Delta = 0,5(\Delta_1 + \Delta_2)$. Диаметр ребра у его основания $d_0 = d - 2h = 25,87$ мм и шаг ребра $s = 2,58$ мм были одинаковыми у всех труб. Коэффициент компактности пучка Π_r вычисляли по отношению $\Pi_r = \pi d_0 \varphi / (S_1 S_2)$. Ширина межреберной полости $u = h - \Delta$.

Результаты опытов [12] с пучками I–V обобщены уравнениями подобия степенного вида с введением в правую часть их относительной высоты h/d_0 ребра, которые более удобны для инженерных расчетов средней приведенной теплоотдачи

$$Nu = 0,043 Re^{0,73} (h/d_0)^{-0,162} \quad (1)$$

и аэродинамического сопротивления шестирядного пучка

$$Eu = 30,4 Re^{-0,23} (h/d_0)^{0,28}, \quad (2)$$

где $Nu = \alpha d_0 / \lambda$ — число Нуссельта; $Re = \omega d_0 / \nu$ — число Рейнольдса; $Eu = \Delta P / (\rho \omega^2)$ — число Эйлера; α — средний приведенный коэффициент теплоотдачи пучка, Вт/(м² · К); ω — скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка, м/с; ΔP — перепад статического давления воздуха в пучке, Па; λ — ко-

эффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · К); ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Уравнения (1, 2) действительны в интервале $Re = (3-30) \cdot 10^3$ и при геометрических параметрах, соответствующих табл. 1.

Отклонения экспериментальных значений для теплоотдачи от аппроксимирующей прямой по формуле (1) — не более $\pm 5\%$; отклонения экспериментальных значений для аэродинамического сопротивления от аппроксимирующей прямой по формуле (2) — менее $\pm 6\%$.

Обобщенным уравнением (1) описаны опыты по так называемому [5] приведенному коэффициенту α теплоотдачи. В этом виде уравнение (1) может применяться при расчете коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности и действительно для конкретной геометрии ребер, формы поперечного сечения, материального исполнения. Примененный способ обобщения опытных данных не позволил в явном виде проследить влияние высоты ребра на энергетические и объемные показатели пучка.

Величина $1/\alpha$, обратная приведенному коэффициенту теплоотдачи, представляет собой сумму термического сопротивления конвективной теплоотдачи с поверхности оребрения и термического сопротивления теплопроводности ребра, зависящего от размеров и формы поперечного сечения, материального исполнения ребра, неравномерности распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности. В связи с этим такие уравнения (как частные, так и обобщенные) не могут быть распространены на пучки труб иного материального исполнения, иных форм и размеров поперечного сечения. При моделировании внешнего теплообмена пучков из оребренных труб экспериментально определяют приведенные коэффициенты теплоотдачи при разных скоростях воздуха, что позволяет значительно сократить затраты времени и средств, обеспечить высокую надежность и точность полученных данных.

Цель работы — определение расчетно-аналитическим способом конвективных коэффициентов теплоотдачи α_k по измеренным приведенным коэф-

фициентам, получение частного и обобщенного уравнений подобия для конвективной теплоотдачи пучков I–V, определение энергетического и объемного показателей этих пучков в зависимости от высоты ребра, что позволит обосновать эффективное значение высоты ребра для указанного типоразмера БРТ. Реализация цели значительно расширит возможности использования полученных в работе [12] результатов, прежде всего в оптимизационных расчетах.

Основой расчета является известная аналитическая связь [5] между приведенным и конвективным коэффициентами теплоотдачи, которая использована нами для определения α_k по экспериментальному значению α :

$$\alpha = \alpha_k \left(\frac{F_p}{F} E_p \psi_p \zeta + \frac{F_{TP}}{F} \right), \quad (3)$$

где F_{TP} — площадь поверхности трубы, не занятая ребрами (поверхность межреберных участков); $F_p = F_T + F_6$ — площадь поверхности ребер; F_T — площадь поверхности торцов ребер; F_6 — площадь боковой поверхности ребер; $F = F_{TP} + F_p$ — полная площадь поверхности оребрения.

Значения указанных площадей вычисляются на 1 м длины трубы, как

$$F_6 = 0,5\pi(d^2 - d_0^2)n_p; \quad (4)$$

$$F_{TP} = \pi d_0(1 - \Delta_2 n_p)n_p; \quad (5)$$

$$F_T = \pi d \Delta_1 n_p; \quad (6)$$

где $n_p = 100/s$ — количество ребер на 1 м трубы.

Неравномерность распределения коэффициента теплоотдачи по боковой поверхности круглого ребра учитывается безразмерным коэффициентом [5]

$$\psi = 1 - 0,058\beta h, \quad (7)$$

где $\beta h = h\sqrt{2\alpha_k/(\lambda_p \Delta)}$ — безразмерный комплекс; λ_p — коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К).

Коэффициент эффективности ребра $E_p = f(\beta h, d/d_0)$ определяется из графика [2, 5] для круглых поперечных ребер прямоугольного сечения, так как для спиральных круглых ребер такой график отсутствует. Однако для угла наклона ребра меньше 3° в опытных трубах I–V расчеты показали, что значения E_p различаются менее 0,5 %.

Коэффициент ζ в формуле (3) учитывает влияние изменения толщины трапецевидной формы сечения ребра на теплоотдачу. Численное значение этого коэффициента находили по графику [2, 5] как функцию $\zeta = f(\beta h, \sqrt{\Delta_2/\Delta_1})$.

По сложившемуся мнению, энергетически и экономически нецелесообразно применять ребристые трубы с коэффициентом $E_p \leq 0,7$. В изученном

интервале $Re = (3-30) \cdot 10^3$ коэффициент эффективности ребра труб базового пучка I составил $E_p \geq 0,87$, что подтверждает целесообразность применения БРТ с этими геометрическими параметрами и материальным исполнением. С уменьшением высоты ребра коэффициент эффективности возрастает, и для параметров ребра труб V достигает значения $E_p \approx 0,99$, соответственно возрастает и теплоотдача коротких ребер. Например, короткое ребро трубы V высотой в 4,2 раза меньше высоты базового ребра I имеет больший в 1,05–1,12 раза коэффициент эффективности.

Рассчитанные значения конвективных коэффициентов α_{ki} теплоотдачи i -х поперечных рядов пучков I–V, обработанные в безразмерных числах подобия Nu_{ki} , приведены на рис. 1. Полученные данные аппроксимированы уравнениями подобия степенного вида

$$Nu_{ki} = C_i Re^{n_i}, \quad (8)$$

где $Nu_{ki} = \alpha_{ki} d_0 / \lambda$ — конвективное число Нуссельта. Значения α_{ki} вычислены по полной площади F поверхности оребрения трубы.

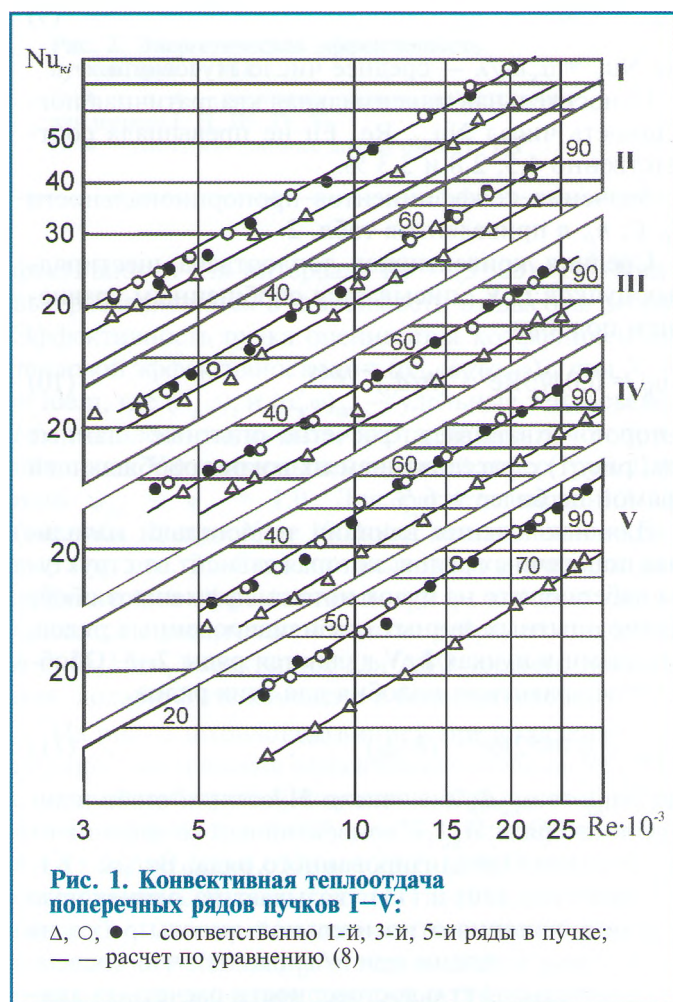


Рис. 1. Конвективная теплоотдача поперечных рядов пучков I–V:

Δ , \circ , \bullet — соответственно 1-й, 3-й, 5-й ряды в пучке; — — расчет по уравнению (8)

Таблица 2

Параметры	Номера ряда труб в пучке	Номер пучка				
		I	II	III	IV	V
$C_i \cdot 100$	1	7,95	7,08	5,87	3,89	2,86
	2–5	6,62	5,73	5,01	3,76	3,58
	6	6,29	5,44	4,76	3,57	3,40
$n_i \cdot 10$	1	6,70	6,90	7,10	7,50	7,70
	2–6	7,10	7,30	7,50	7,80	7,90
$C \cdot 100$	–	7,00	6,07	5,27	3,94	3,36
$n \cdot 10$	–	7,00	7,20	7,40	7,70	7,90
ε_i	–	1,00	0,82	0,70	0,46	0,35
ψ_i	–	4,11	3,03	2,39	1,55	1,00

Средний конвективный коэффициент α_k теплоотдачи пучка вычисляли как среднее арифметическое конвективных коэффициентов α_{ki} теплоотдачи всех шести рядов аналогично работе [12].

Средняя конвективная теплоотдача каждого пучка I–V описана уравнением

$$Nu_k = CRe^n, \quad (9)$$

где $Nu_k = \alpha_k d_0 / \lambda$ — среднее число Нуссельта.

Относительная максимальная квадратичная погрешность чисел Nu_{ki} , Re , Eu не превышала соответственно 4,5; 2,8 и 3,3 %.

Значения коэффициентов пропорциональности C_i , C , n_i , n приведены в табл. 2.

Средняя конвективная теплоотдача шестирядных пучков I–V описывается обобщенным уравнением подобия

$$Nu_k = 0,0475 Re^{0,74} (h/d_0)^{-0,069}, \quad (10)$$

которое охватывает расчетно-опытные данные (см. рис. 1) с рассеиванием их вокруг обобщающей прямой не более ± 6 %.

Для исключения влияния теплоотдачи начальных поперечных рядов, которая зависит от структуры набегающего на пучок потока, применяют обобщение опытных данных стабилизированных рядов, которыми в пучках I–V являются ряды 2–5. Обобщенное уравнение подобия для этих рядов

$$Nu_{kc} = 0,0452 Re^{0,75} (h/d_0)^{-0,069}, \quad (11)$$

где $Nu_{kc} = \alpha_{kc} d_0 / \lambda$ — число Нуссельта стабилизированного ряда; α_{kc} — конвективный коэффициент теплоотдачи стабилизированного ряда, Вт/(м²·К).

Сравнение (10) и (11) указывает на одинаковую величину влияния относительной высоты ребра на теплоотдачу (степени при h/d_0 равны), что косвенно свидетельствует о достоверности расчетных дан-

ных. Уравнения (10, 11) действительны для любого материального исполнения ребра (алюминий, сталь, медь, мельхиор и т. д.) в интервале относительной высоты ребра $h/d_0 = 0,14–0,59$ и геометрических параметров оребрения по табл. 1.

При анализе полученных результатов наряду с коэффициентом теплоотдачи α_k также для большей наглядности целесообразно использовать понятие теплосъема трубы α_{kf} или безразмерное его значение Nu_{kf} . При $Re = idem$ общая тенденция влияния увеличения высоты ребра — очень слабое изменение коэффициента теплоотдачи, сильное возрастание удельного съема тепла и значительный рост аэродинамического сопротивления пучка. Увеличение высоты ребра от 3,57 мм (пучок V) до 9,07 мм (пучок III), т. е. в 2,45 раза, сопровождается снижением средней теплоотдачи Nu_k пучка III при $Re = 25\ 000$ лишь на 6 %, а при $Re = 3\ 000$ она остается неизменной. Однако последующее увеличение высоты h от 9,07 мм до ее базового значения 15,23 мм (пучок I), т. е. в 1,7 раза, снижает Nu_k при указанных значениях Re соответственно на 13 и 3,7 % в сравнении с данными для пучка III. Теплоотдача снижается быстрее.

Съем тепла при $Re = 25\ 000$ возрос в пучке III в сравнении с пучком V в 2,37 раза, а при $Re = 3\ 000$ в 2,6 раза (среднее увеличение 2,49 раза), при росте теплоотдающей площади в $10,69/4,24 = 2,52$ раза. Следовательно, в интервале наращивания высоты ребра от 3,57 мм до 9,07 мм наблюдается пропорциональное соотношение между увеличением теплоотдающей площади оребрения трубы и повышением съема тепла. Однако эта тенденция нарушается при $h > 9,07$ мм. Рост съема тепла в пучках II, I в сравнении с пучком III соответствует 1,28 и 1,73 раза при увеличении теплоотдающей площади в 1,33 и 1,88 раза.

Несоответствие между съемом тепла и площадью поверхности теплообмена объясняется двумя факторами. Во-первых, большая высота ребра при $s = const$ отрицательно влияет на формирование благоприятной для теплообмена гидродинамики потока в связи с образованием межреберных полостей значительной относительной высоты h/u . Например, для трубы V с короткими ребрами $h/u = 2,06$, но уже для базовой трубы I с наибольшей высотой ребра $h/u = 7,89$. Скорость воздуха по высоте полости от ее устья к основанию уменьшается с возникновением ее градиента. На боковой поверхности коротких ребер [1] у трубы V формируется пограничный слой воздуха меньшей толщины в сравнении с ребрами труб IV–I. Так как градиент скорости по высоте межреберной полости трубы V незначительный [8], то ребро на всей высоте омывается воздухом со скоростью, близкой к средней скорости воздуха в пучке, что положительно влияет на теплообмен. Парал-

лельно вступает в действие второй фактор, заключающийся в образовании на периферии боковой поверхности ребра отрывной зоны потока, распространяющейся до миделева сечения трубы. Торцы ребер труб V–II имеют острые кромки, генерирующие вихри, приводящие к отрыву потока от поверхности ребер и турбулизации пограничного слоя на ней. В зоне отрыва интенсифицируется местная теплоотдача, что в совокупности с турбулизацией пограничного слоя увеличивает среднюю теплоотдачу.

При увеличении h/u до 4,96 и уменьшении толщины ребра до $\Delta_2 = 0,6$ мм (труба III) отрицательное влияние этих параметров на конвективную теплоотдачу проявляется слабо, так как нет кардинальных изменений гидродинамики потока в межреберных полосках. При последующем увеличении h/u и меньшем значении Δ_2 усиливается развитие неблагоприятных гидродинамических процессов для теплообмена. Основание ребер труб I, II окутывается утолщенным пограничным слоем воздуха, интенсивность вихреобразования замедляется вследствие меньшей толщины торца ребра, что отрицательно сказывается на теплоотдаче. Поэтому съем тепла $Nu_k \varphi$ отклоняется от пропорциональности к площади теплоотдающей поверхности. Часть этой поверхности выключается из активного теплообмена. Особенно наглядно этот эффект проявляется на трубе I.

Изложенная физическая картина обтекания труб с различной высотой ребра не противоречит количественным расчетам по (11). В соответствии с симплексом $(h/d_0)^{-0,069}$ снижение теплоотдачи трубы I относительно трубы V равно 10,5 %. При увеличении высоты ребра увеличивается сопротивление пучка [12].

Количественно изменение высоты ребра по-разному влияет на конвективную теплоотдачу и сопротивление пучка. Для оценки совокупного влияния теплоаэродинамических характеристик $Nu_k = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$ на теплофизическую эффективность пучка применяют [6] коэффициент

$$\varepsilon = \frac{(Nu_k \varphi)_i / (Eu_i)}{(Nu_k \varphi)_1 / (Eu_1)}, \quad (12)$$

где i — номер пучка от I до V; значения $(Nu_k \varphi)_1$ и Eu_1 при $Re = var$ соответствуют базовому пучку I ($\varepsilon = 1,0$).

Пучки с высотой ребра меньше, чем у базового, менее эффективны (см. табл. 2). Однако при таком сравнении пучков неучтенными остаются затраты мощности N_0 на перемещение воздуха через межтрубное пространство. Отмеченное учтено в методике [13], применяемой для оценки энергетической эффективности и объемной характеристики пучков. На рис. 2 представлены кривые энергетической эф-

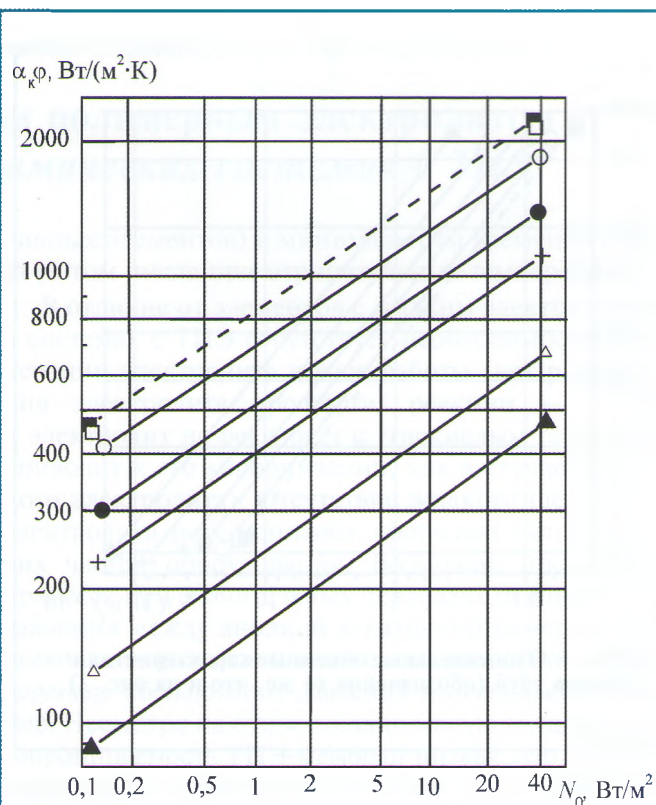


Рис. 2. Энергетическая эффективность пучков труб I–VII:

○, ●, +, Δ, ▲ — расчетные данные соответственно для пучков I, II, III, IV, V;
□, ■ — расчетные данные для пучков VI, VII

фективности для интервала $Re = (3–25) \cdot 10^3$. Кривые расслаиваются в зависимости от высоты ребра. Эффективность пучка оценивается коэффициентом тепловой эффективности $\psi_i = (\alpha_{k\varphi})_i / (\alpha_{k\varphi})_{эт}$ при $N_0 = idem$, где $(\alpha_{k\varphi})_i$ и $(\alpha_{k\varphi})_{эт}$ — удельные теплосъемы i -го и эталонного пучков. За эталонный пучок принят пучок V с наименьшей высотой ребер труб. Для него $\psi_{эт} = \psi_v = 1,0$. Для расчета значений ψ_i (см. табл. 2) при $N_0 = 10$ Вт/м² использованы кривые (см. рис. 2). Судя по численным значениям коэффициентов эффективности ε_i и ψ_i , которые увеличиваются с увеличением высоты ребра, его значение $h = 15,2$ мм, характерное для АВО третьего поколения, должно быть изменено в большую сторону.

На рис. 2 штриховой линией представлена прогнозируемая тепловая эффективность пучков VI и VII с шагами труб пучка I, но увеличенной высотой ребра $h = 16,5$ мм ($h/d_0 = 0,637$; $\varphi = 22,3$; $\Pi = 555$ м²/м³) и $h = 17$ мм ($h/d_0 = 0,657$; $\varphi = 23,2$; $\Pi = 576$ м²/м³) соответственно. Расчеты осуществлялись по уравнениям (2, 10) в предположении возможной экстраполяции их на большие значения h/d_0 . Полученные прогнозные значения для пучка VI — $\varepsilon = 1,037$;

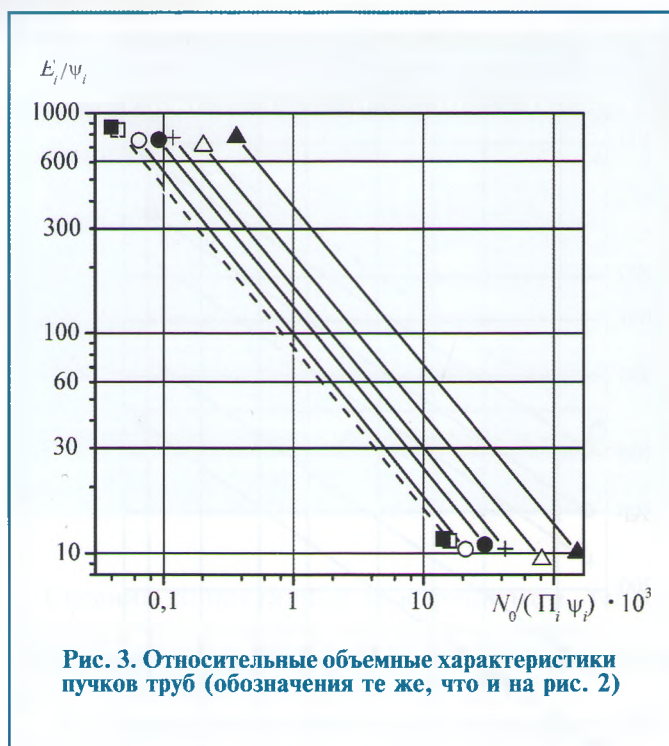


Рис. 3. Относительные объемные характеристики пучков труб (обозначения те же, что и на рис. 2)

$\psi = 4,84$; для пучка VII — $\varepsilon = 1,067$; $\psi = 4,84$ подтверждают энергетическую целесообразность предлагаемого технического решения. Шаги в решетках теплообменных секций позволяют устанавливать БРТ с увеличенной высотой ребра.

Объемы пучков, обеспечивающие передачу одинакового теплового потока $Q = \text{idem}$ при одинаковой мощности $N_0 = \text{idem}$ на перемещение воздуха, иллюстрирует рис. 3. Каждая представленная линия — изменение относительного объема $V_i = N_0 / (\Pi_i \psi_i)$ i -го пучка. Сравнения выполняли при $E_i / \psi_i = \text{idem}$ [13], где $E_i = (\alpha_{кф})_i / N_{0i}$ — безразмерный энергетический коэффициент. В результате получили ряд точек пересечения с линиями, соответствующими сравниваемым пучкам I–VII, значения абсцисс которых пропорциональны V_i пучков при сформулированных выше условиях.

При сравнении принимаем за эталон относительный объем $V_V = V_{\text{ст}}$ пучка V с наименьшей высотой ребра. Увеличение высоты ребра сопровождается непрерывным улучшением объема пучка. Наименьшая объемная характеристика среди исследованных компоновок присуща пучку I с базовой высотой ребра $h = 15,2$ мм. Штриховая линия соответствует объемной характеристике пучков VI, VII с измененной высотой ребра. Видно, что при росте высоты до $h = 16,5$ – 17 мм относительный объем пучков VI, VII достиг значения пучка из БРТ

с KLM-ребрами [12]. Следовательно, теплообменные секции из БРТ с рекомендованной высотой по энергетическим и объемным показателям конкурентны с секциями из труб с навитыми алюминиевыми KLM-ребрами при $\phi = 22$, но существенно будут уступать по массе алюминия и стоимости.

Таким образом, с учетом возможностей технологии ВНИИметмаш целесообразно освоить производство БРТ с накатанными ребрами $h = 16,5$ – 17 мм при сопряженном значении шага $s = 2,5$ – $2,6$ мм и толщине $\Delta = 0,60$ – $0,65$ мм для АВО третьего поколения, что позволит обеспечить экономию ресурсов и энергии.

Список литературы

1. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Анализ тепловой эффективности, объемной и массовой характеристик теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 5. С. 3–6.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Справочник / под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. СПб.: Недра. 1996. 512 с.
3. Мулин В.П., Черников Н.И. Новый технологический процесс и оборудование для оребрения труб лентой // Кузнечно-штамповочное производство. 1985. № 12. С. 20.
4. Барбарич М.В., Кирпичников Ф.П. Новые методы поперечной и поперечновинтовой прокатки металлов. М.: ВИНТИ АН СССР, 1957. 90 с.
5. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооробренных труб / СПб.: Машиностроение, 1982. 189 с.
6. Левченко Г.И., Лисейкин И.Д., Копелиович А.М. и др. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов. М.: Энергоатомиздат, 1986. 125 с.
7. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оробренных труб. Киев. Альтерпресс, 2004. 244 с.
8. Brauer H. Wärmeübertragung und Strömungswiderstand bei fluchtend und versetzt angeordneten Rippenrohren // Dechema Monographie. 1962. Vol. 40. S. 41–76.
9. Пиир А.Э., Кунтыш В.Б. Исследование влияния коэффициента оребрения на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков аппаратов воздушного охлаждения. АЛТИ, Архангельск. 1990. 22 с. Депонирована в ВИНТИ 21.11.90. № 5890. В. 90.
10. Кунтыш В.Б. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучков с ленточным оребрением для аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000. № 7. С. 11–15.
11. Кунтыш В.Б., Стенин Н.Н. Влияние высоты круглого спирального ребра на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков труб // Вестник Международной академии холода. 1998. № 2. С. 22–25.
12. Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б., Пиир А.Э. Исследование теплоотдачи и сопротивления шахматных пучков воздухоохлаждаемых теплообменников из труб с накатными алюминиевыми ребрами различной высоты // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2010. № 12. С. 3–7.
13. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия, 1966. 184 с.