

УДК 536.25:620.98

*Е.С. Данильчик, А.Б. Сухоцкий, канд. техн. наук, Т.Б. Карлович, канд. физ.-мат. наук (Белорусский государственный технологический университет, г. Минск) E-mail: alk2905@mail.ru*

## Влияние проходного сечения вытяжной шахты на охлаждение воздухом однорядных пучков труб со спиральными ребрами разной высоты\*

Передача теплоты свободной конвекцией (без вентиляторов и воздуходувок) — привлекательная альтернатива принудительной конвекции. При этом упрощается техническая система, снижаются уровень шума и расход электроэнергии, а увеличением поверхности теплообмена и интенсификацией потока воздуха возможна минимизация основного недостатка свободной конвекции — низкого коэффициента теплопередачи. Кроме того, компактные ребристые теплообменники — экономия пространства на предприятиях.

Перспективным направлением является применение воздухоохлаждаемых теплообменников (ВОТ) с вытяжной шахтой в нефтеперерабатывающей, нефтехимической и газовой отраслях промышленности [1].

На энергетическую эффективность системы, состоящей из ВОТ и вытяжной шахты, помимо типов и параметров теплообменных труб существенно влияют размеры и компоновочные параметры ВОТ, проходное сечение и высота вытяжной шахты. Результаты экспериментальных и численных исследований ВОТ из оребренных труб с вытяжной шахтой представлены в работах [2–7].

Цель работы — экспериментальное исследование и обобщение данных конвективной теплоотдачи от горизонтальных однорядных пучков труб со спиральными ре-

брами разной высоты к вертикальным потокам воздуха, создаваемым вытяжной шахтой регулируемого проходного сечения.

Исследования выполнены на стандартных промышленных биметаллических оребренных трубах со спиральными накатными алюминиевыми (сплав АД1М) ребрами. коэффициент оребрения  $\phi = 19,3$  (трубы типа I). Геометрические параметры труб:  $d_0 \times s \times l = 0,0268 \times 0,0025 \times 0,30$  м ( $d_0$  — диаметр трубы по основанию оребрения, м;  $s$  — межреберный шаг, м;  $l$  — теплоотдающая (оребренная) длина, м). Несущая труба (диаметр 0,025 м, толщина стенки 0,002 м) выполнена из углеродистой стали. Для изменения высоты ребер труб

ребра стачивались шлифованием с образованием оребренных труб типов II–VI (рис. 1).

Компоновка однорядных пучков (из  $n = 6$  труб) осуществлена с постоянным относительным поперечным шагом  $\sigma_1 = S_1/d = 1,14$  (табл. 1), где  $S_1$  — поперечный шаг труб, м;  $d$  — наружный диаметр оребрения, м.

После стачивания всех ребер получена труба (тип VI) с элементами дискретной шероховатости вследствие повреждения поверхности основания ребер и межреберных каналов абразивом шлифовальной бумаги [8].

Экспериментальные исследования проведены методом полного теплового моделирования трубного



Рис. 1. Образцы экспериментальных труб типов I–VI

\*Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (грант T21PM-019).

Таблица 1

Геометрические параметры труб и поперечный шаг однорядного пучка труб

Тип труб пучка	$\varphi$	$d \cdot 10^3, \text{ м}$	$\Delta \cdot 10^3, \text{ м}$	$h \cdot 10^3, \text{ м}$	$h/s$	$S_1, \text{ м}$
I	19,3	56,0	0,50	14,6	5,84	0,064
II	15,1	50,8	0,55	12,0	4,80	0,058
III	9,4	42,8	0,62	8,0	3,20	0,049
IV	4,8	35,0	0,68	4,1	1,64	0,040
V	2,8	30,8	0,72	2,0	0,8	0,035
VI	→ 1	26,8	—	0...0,2	→ 0	0,031

Примечания:  $\Delta$  — средняя толщина трапециевидного ребра, м;  $h$  — высота ребра, м;  $h/s$  — относительная высота ребра

пучка путем обогрева труб с применением вставных электронагревателей. Центральная труба пучка являлась калориметром, на ней измерялись значения мощности и температуры стенки у основания ребер для определения приведенного среднего коэффициента теплоотдачи конвекцией.

Для интенсификации свободно-конвективного теплообмена воздуха над однорядными пучками труб типов I—VI устанавливалась теплоизолированная вытяжная шахта высотой 0,52 м с регулируемым проходным сечением  $f_{\text{отв}}$  [7]. Для регулирования  $f_{\text{отв}}$  на шахте фиксировались крышки с круглым отверстием площадью  $f_{\text{отв}} = 0,0087; 0,0201; 0,0330 \text{ м}^2$ , а при некоторых экспериментах — также крышки с  $f_{\text{отв}} = 0,0064; 0,0147; 0,0249 \text{ м}^2$ .

Схема экспериментальной установки, аппаратное оформление установки измерительными приборами, методика исследования и порядок проведения опытов изложены в работах [7, 9].

При проведении экспериментов температура поверхности трубы-калориметра у основания ребер (среднеарифметическая температура по показаниям термопар) изменялась в интервале  $t_{\text{ст}} = 30...195 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура окружающего воздуха в камере  $t_0 = 17...27 \text{ }^\circ\text{C}$ , средняя температура в шахте  $t_{\text{ш}} = 23...111 \text{ }^\circ\text{C}$ , подводимая к калориметру электрическая мощность  $W = 10...250 \text{ Вт}$ .

По данным измерений рассчитывали средний приведенный коэффициент теплоотдачи конвекции,

отнесенный к полной наружной поверхности оребрения,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ :

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{(t_{\text{ст}} - t_0) F}, \quad (1)$$

где  $Q_k$  — конвективный тепловой поток, Вт;  $F = \pi d_0 \varphi$  — площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы,  $\text{м}^2$ .

Тепловой поток  $Q_k$  отведенный от трубы к воздуху конвекцией, рассчитывали по уравнению

$$Q_k = W - Q_{\text{л}} - Q_{\text{п}}, \quad (2)$$

где  $W$  — электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт;  $Q_{\text{л}}$  — тепловой поток, отведенный излучением от трубы, Вт [10];  $Q_{\text{п}}$  — тепловые потери через торцы трубы и токоподводы, Вт [11].

Результаты экспериментов представлены в виде зависимости числа Нуссельта от числа Рейля:

$$\text{Nu} = \alpha_k d_0 / \lambda; \quad (3)$$

$$\text{Ra} = \frac{g \beta d_0^3 (t_{\text{ст}} - t_0)}{\nu \alpha}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ ;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\alpha$  — коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\beta$  — коэффициент температурного расширения,  $\text{K}^{-1}$ .

Определяющей температурой для определения чисел Нуссельта и Рейля, а также теплофизических свойств воздуха является температура окружающего воздуха  $t_0, \text{ }^\circ\text{C}$ .

Результаты экспериментального исследования (рис. 2) теплоотдачи однорядных пучков труб типов I—VI в режиме свободной конвекции, интенсифицированной с применением вытяжной шахты, сопоставлены с результатами работы [11], полученными в режиме свободной конвекции (без шахты).

По результатам экспериментов абсолютные значения средних приведенных коэффициентов теплоотдачи в режиме свободной конвекции, интенсифицированной с применением вытяжной шахты, составили: для однорядного пучка труб типа I с наименьшей теплоотдачей —  $\alpha_k = 0,78...3,80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ; для однорядного пучка труб типа VI (гладкий пучок) с наибольшей теплоотдачей —  $\alpha_k = 9,8...17,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ .

Доля лучистой составляющей суммарной теплоотдачи от пучка труб при уменьшении высоты ребра труб однорядного пучка незначительно снижается и в большей степени зависит от площади выходного отверстия вытяжной шахты. При увеличении площади  $f_{\text{отв}}$  доля излучения уменьшается в 1,8...2,5 раза, а в целом диапазон доли излучения составляет 8...20 % для однорядных пучков всех типов.

Согласно данным, представленным на рис. 2, интенсификация свободной конвекции воздуха за счет установки над пучком вытяжной шахты позволяет увеличить теплоотдачу пучка труб: типа VI (гладкого) — в 1,6...2 раза; типа V — в 1,2...1,7 раза; типа IV — в 1,4...2,2 раза; типа III — в 1,25...2,7 раза; типа II — в 1,1...2,5 раза; типа I — в 1,1...2,2 раза. Однако при установке шахты с  $f_{\text{отв}} = 0,0087 \text{ м}^2$  происходит уменьшение теплоотдачи в 1,1 раза. Это объясняется тем, что у пучка с относительным шагом  $\sigma_1 = S_1/d = 1,14$  — незначительное аэродинамическое сопротивление, а при установке над пучком вытяжной шахты с высоким аэродинамическим сопротивлением создается подпор, при этом увеличивается давление за пучком и снижается расход воздуха. Полученные результаты аналогичны данным работы [2].

Для оценки тепловой эффективности однорядных пучков

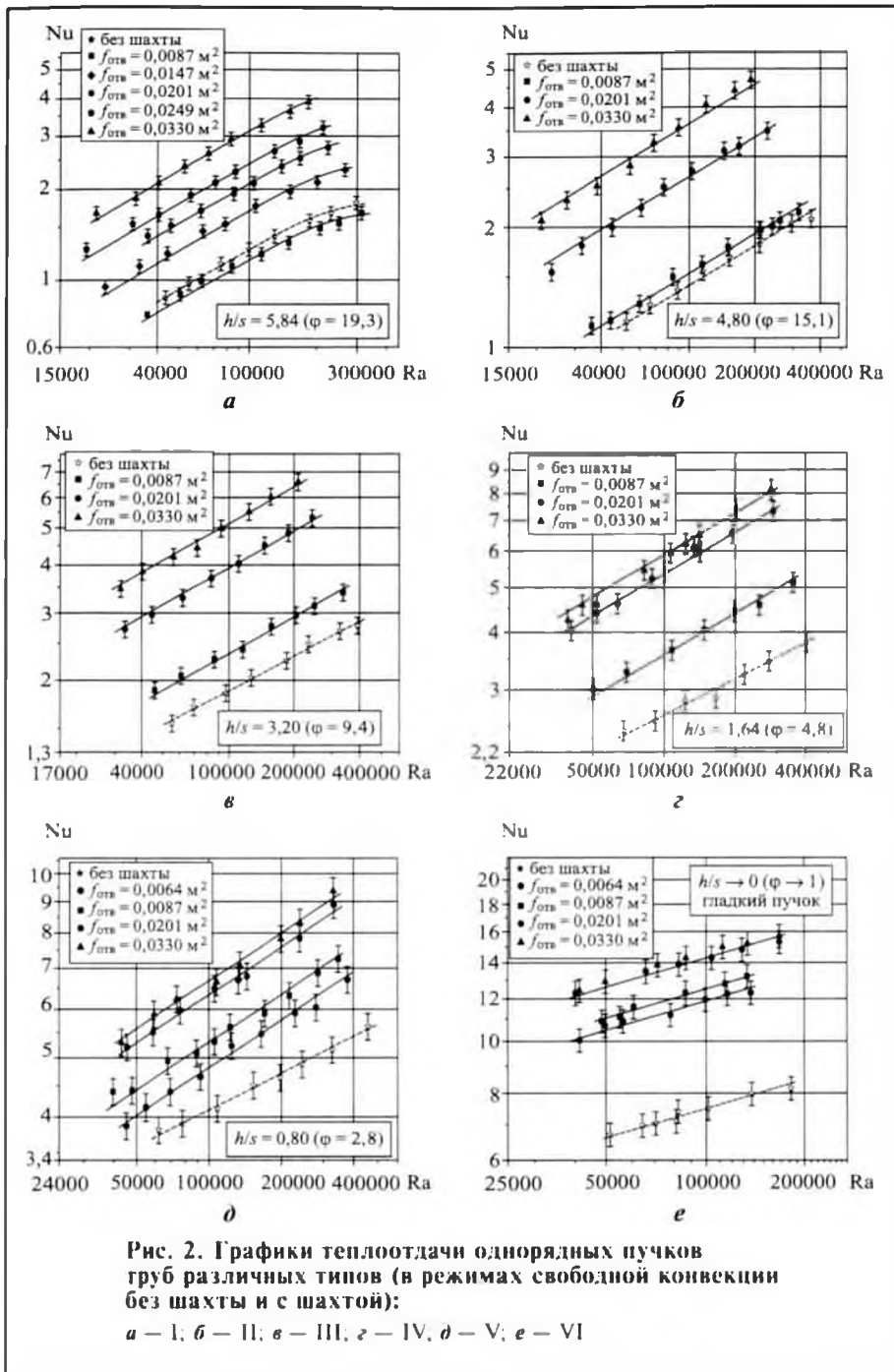


Рис. 2. Графики теплоотдачи однорядных пучков труб различных типов (в режимах свободной конвекции без шахты и с шахтой):

a – I; б – II; в – III; г – IV; д – V; e – VI

с ребрами труб различной высоты, которая определяется теплоотдачей и площадью теплообменной поверхности, получены зависимости  $Nu \cdot \varphi = f(h/s)$  при постоянном числе Релея  $Ra = 1 \cdot 10^5$  (рис. 3, а).

Установлено: тепловая эффективность однорядных пучков (определяется как теплоотдача свободной конвекцией, отнесенная к площади поверхности труб по основанию ребер пучка) увеличивается

с увеличением высоты ребра труб. Для пучка труб типа I (с наибольшей относительной высотой ребра,  $h/s = 5,84, \varphi = 19,3$ ) тепловая эффективность по сравнению с пучками труб типов II–VI увеличивается в 3,2 раза без шахты и в 2,0...4,1 раза с шахтой. Поэтому для оценки компактности однорядных пучков использован показатель объемной плотности теплового потока  $q_V$ , Вт/(м<sup>3</sup>·°C) [7, 12, 13]:

$$q_V = \alpha_k F / V_T, \quad (5)$$

где  $V_T = lS_1d$  – габаритный объем, занимаемый одной трубой, м<sup>3</sup>.

Результаты оценки объемной плотности теплового потока для однорядных пучков при исследованиях теплоотдачи в режиме свободной конвекции – на рис. 3, б (с шахтой и без нее). По тепловой эффективности для шахты с  $f_{отв} = 0,033 \text{ м}^2$  оптимальн пучок с трубами типа III ( $h = 0,008 \text{ м}$ ), для шахты с  $f_{отв} = 0,0201 \text{ м}^2$  оптимальн пучок с трубами типа IV ( $h = 0,0041 \text{ м}$ ), для шахты с  $f_{отв} = 0,0087 \text{ м}^2$  и без шахты оптимальн пучок с трубами типа V

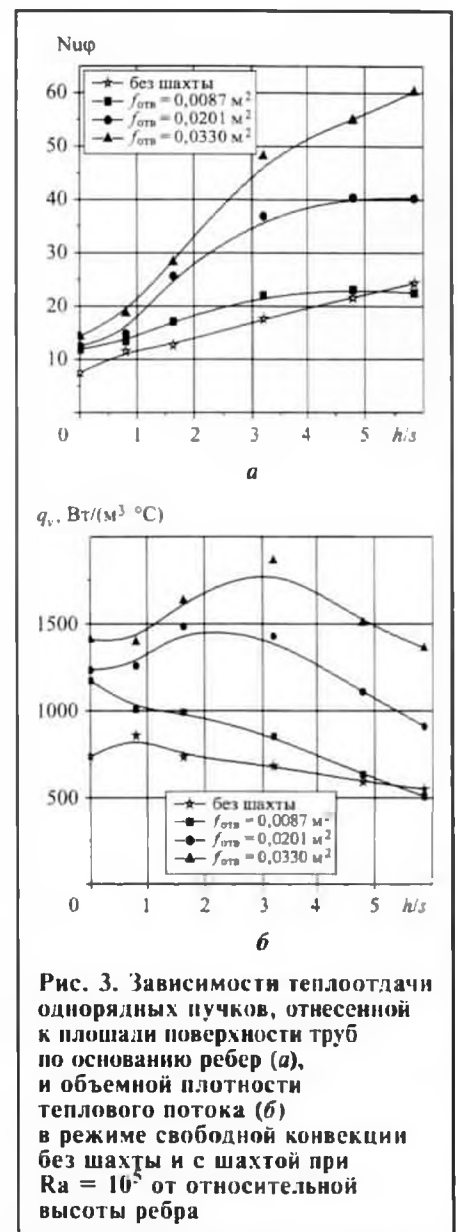


Рис. 3. Зависимости теплоотдачи однорядных пучков, отнесенной к площади поверхности труб по основанию ребер (а), и объемной плотности теплового потока (б) в режиме свободной конвекции без шахты и с шахтой при  $Ra = 10^5$  от относительной высоты ребра

Таблица 2

Значения постоянных  $A_0$ ,  $\chi_{ш}^{opt}$ ,  $\chi_{ш}^0$ ,  $n$  в уравнении (6), диапазоны применимости по  $Ra$ , значения  $\chi_{ш}$  для интенсифицированной теплоотдачи однорядных пучков и отношение  $Nu_{max}/Nu_0$

Тип труб пучка	I	II	III	IV	V	VI
$N$	0,44	0,33	0,32	0,3	0,26	0,18
Диапазон $Ra \cdot 10^{-5}$	0,19–3,1	0,2–3,6	0,25–3,4	0,3–3,5	0,3–3,8	0,33–1,7
Диапазон $\chi_{ш}$	0,15–0,58	0,18–0,69	0,28–0,98	0,42–1,6	0,47–2,44	0,91–4,67
$A_0$	0,008	0,032	0,047	0,081	0,2	0,94
$\chi_{ш}^{opt}$	1,64	1,27	1,48	1,5	1,53	3,02
$\chi_{ш}^0$	0,18	0,18	0,21	0,28	0,4	0,64
$Nu_{max}/Nu_0$	3,64	2,89	2,88	2,27	1,73	2,05

( $h = 0,002$  м), что подтверждает выводы работы [7].

Экспериментальные данные (см. рис. 2, а) по теплоотдаче однорядного пучка труб типа I с относительной высотой ребра  $h/s = 5,84$  ( $\varphi = 19,3$ ) в режиме свободной конвекции, интенсифицированной с применением вытяжной шахты, обобщены уравнением следующего вида [4] (с отклонением для однорядных пучков типов II...V — до  $\pm 5$  %, типа VI — до  $\pm(5...8)$  %):

$$Nu = A_0 \left( 1 + \exp \left( - \frac{\chi_{ш}}{\chi_{ш}^{opt} - \chi_{ш}^0} \right) \right) \times \left( \frac{\chi_{ш}}{\chi_{ш}^0} - 1 \right) C_e Ra^n, \quad (6)$$

где  $A_0$ ,  $C_e$ ,  $n$  — коэффициенты, зависящие от геометрических параметров оребренных труб и компоновочных характеристик пучка, а также геометрических параметров вытяжной шахты (табл. 2);  $\chi_{ш} = f_{отв}/f_{сж}$  — коэффициент сужения площади выходного отверстия вытяжной шахты по отношению к сжатому сечению пучка;  $f_{сж} = n l S_1 [1 - (d_0 + 2h\Delta/s)/S_1]$  — площадь сжатого сечения пучка,  $m^2$ ;  $\chi_{ш}^0$  — нулевой коэффициент сужения площади выходного отверстия вытяжной шахты (ее крышки) по отношению к сжатому сечению пучка, при котором значение числа Нуссельта равно значению при свободной конвекции пучка  $Nu_0$ ;  $\chi_{ш}^{opt}$  —

оптимальный коэффициент сужения площади выходного отверстия вытяжной шахты (ее крышки) по отношению к сжатому сечению пучка, при котором значение числа Нуссельта  $Nu_{max}$  — максимально для заданного значения числа Рейля.

Показатель степени  $n$  отражает темп увеличения теплоотдачи, а коэффициент  $C_e$  — изменение темпа увеличения теплоотдачи при

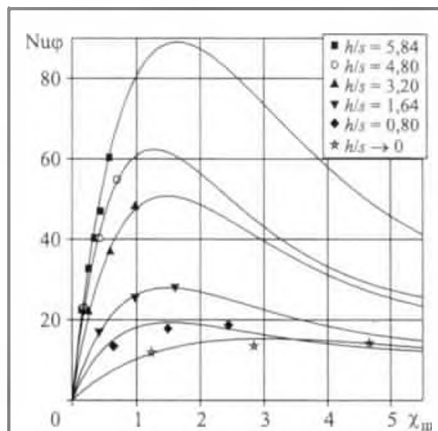


Рис. 4. Зависимости теплоотдачи однорядных пучков с ребрами различной высоты (отнесенной к площади поверхности труб по основанию ребер) в режиме свободной конвекции при  $Ra = 10^5$  от коэффициента сужения площади выходного отверстия вытяжной шахты по отношению к сжатому сечению пучка:

значки — эксперимент, линии — расчет по уравнению (6)

$Ra > 250\,000$ . Для пучка труб типа I  $C_e = (1 - \exp(-6 \cdot 10^5/Ra))$ , для пучков труб типов II–VI  $C_e = 1$  [11].

Согласно расчетам по уравнению (6) с применением вытяжной шахты высотой 0,52 м возможно увеличение числа Нуссельта ( $Nu_{max}/Nu_0$ ) в 1,73...3,64 раза при  $\chi_{ш} = \chi_{ш}^{opt}$  (см. табл. 2).

Для оценки влияния проходного сечения вытяжной шахты на теплоотдачу однорядного пучка труб (типов I–VI) при постоянном числе Рейля  $Ra = 10^5$  получены зависимости  $Nu \cdot \varphi = f(\chi_{ш})$  (рис. 4).

С увеличением площади выходного отверстия шахты снижается аэродинамическое сопротивление шахты, увеличивается расход воздуха через пучок труб и повышается теплоотдача пучка. Интенсивность увеличения теплоотдачи  $Nu \cdot \varphi$ , отнесенной к поверхности труб по основанию ребер, выше у труб с большим коэффициентом оребрения. При  $\chi_{ш} > \chi_{ш}^{opt}$  теплоотдача снижается из-за обратных потоков холодного воздуха через выходное отверстие в шахту (гейзерных течений) [5], при этом теплоотдача пучка с применением вытяжной шахты близка к теплоотдаче без шахты (при свободной конвекции воздуха).

## Выводы

При увеличении высоты оребрения труб увеличивается тепловая эффективность однорядных пучков труб в 4 раза и более, но при этом увеличение коэффициента оребрения труб — более значительно. При увеличении проходного сечения вытяжной шахты рациональное значение высоты оребрения (соответствующее наиболее эффективному пучку по показателю объемной плотности теплового потока) увеличивается от 2 до 8 мм. Установкой вытяжной шахты с оптимальным проходным сечением над однорядным пучком возможно повышение теплоотдачи пучка в 1,73...3,64 раза.

## Список литературы

1. Васильев Ю.Н., Марголин Г.А. Системы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих стан-

ций. М.: Недра. 1977. 222 с. 2. Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С. Исследование смешанноконвективной теплоотдачи однорядных воздухоохлаждаемых теплообменников при различных поперечных шагах установки труб // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. № 19. С. 3—11. 3. Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С. Экспериментальное исследование и обобщение данных по интенсифицированной конвективной теплоотдачи однорядных пучков ребристых труб в потоке воздуха // Известия вузов. Энергетика. 2018. № 6. С. 552—563. 4. Сухоцкий А.Б., Данильчик Е.С., Маршалова Г.С. Влияния межтрубного шага на конвективную теплоотдачу воздухоохлаждаемого пучка с вытяжной шахтой // Вестник Фонда фундаментальных исследований. 2020. № 2 (92). С. 160—169. 5. Marshalova G.S., Sukhotskii A.B., Kuntyshev V.B. Enhancing energy saving in air cooling devices by intensifying external heat transfer // Chemical and Petroleum Engineering. 2020. V. 56. N. 1—2. May. P. 85—92. 6. Unger S.,

Beyer M., Pietruske H. et al. Natural convection heat transfer performance of additively manufactured tube bundle heat exchangers with novel fin design // Heat Mass Transfer. 2021. V. 57. P. 1193—1203. 7. Sukhotski A.B., Danilchik E.S. Convective heat exchange of single-row bundles from tubes with rolled aluminum fins of various height at a low values of the Reynolds number // Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc. 2021. V. 64. № 4. P. 336—348. 8. Данильчик Е.С. Экспериментальные исследования теплоотдачи одиночной биметаллической ребристой трубы с различной высотой оребрения к воздуху в режиме свободной конвекции // Тепло- и массообмен — 2019: Сб. науч. тр. Минск. 2020. С. 42—52. 9. Сидорик Г.С. Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглоребристых труб и пучков // Труды БГТУ. Сер. I: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2018. № 1. С. 85—93.

10. Sukhotski A.B., Marshalova G.S., Danilchik E.S. Specific Features of Calculating the Radiant Component of the Heat Flow of Horizontal Bunch from Finned Tubes with Exhaust Shaft // Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc. 2020. V. 63. № 4. P. 380—388. 11. Данильчик Е.С., Сухоцкий А.Б., Кунтыш В.Б. Экспериментальные исследования эффективности однорядного пучка из биметаллических оребренных труб с различной высотой оребрения при свободно-конвективном теплообмене с воздухом // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2020. Т. 22. № 5. С. 128—141. 12. Unger S., Krepper E., Hampel U. Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air // Nuclear Engineering and Design. 2018. V. 333. P. 224—234. 13. Unger S., Beyer M., Thiele J., Hampel U. Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angles // Experimental Thermal and Fluid Science. 2019. V. 105. P. 100—108.

УДК 66.045.53

*К.Е. Бондарь, канд. техн. наук, Н.С. Шулаев, д-р техн. наук  
(Уфимский государственный нефтяной технический университет,  
филиал в г. Стерлитамаке, Россия) E-mail: Kristina88\_08@mail.ru*

## Расчет производительности аппаратов охлаждения оборотной воды с полимерными оросителями при пленочном режиме течения

Для охлаждения оборотной воды наиболее востребованы малогабаритные градирни с полимерными блоками оросителей [1, 2].

Известно, что коэффициент теплоотдачи газожидкостных процессов в аппаратах охлаждения оборотной воды является максимальным при пленочном режиме течения жидкости [3].

Поэтому для эффективного проведения тепломассообменных процессов с использованием в блоках оросителей сетчатых оболочек из полимерных материалов (рис. 1) необходимо создание устойчивого пленочного течения жидкой фазы.

Одной из эффективных конструкций блоков оросителя градирни для охлаждения оборотной воды является сетчатая структура (см. рис. 1) с возможностью создания на поверхности устойчивого пленочного течения [4—7].



Рис. 1. Сетчатая оболочка из полимерных материалов

Сетчатая оболочка образована слоем пересекающихся полимерных волокон цилиндрической (или другой) формы, полимерные волокна расположены одним слоем в форме взаимно пересекающихся (в вершинах и впадинах) синусоид со средними линиями, параллельными центральной оси сетчатой оболочки.

Для образования устойчивого пленочного течения по поверхности сетчатой оболочки необходимо, чтобы силы поверхностного натяжения жидкости соответствовали силам инерции ниспадающего потока. В связи с этим предлагается метод расчета для определения