

Исследование свободно-конвективного теплообмена воздухоохлаждаемых пучков оребренных труб, интенсифицированного вытяжной шахтой

Воздухоохлаждаемые теплообменники (ВОТ) востребованы в нефтехимической, газовой, пищевой отраслях, в электроэнергетике, в холодильной технике в связи с их экологичностью и эксплуатацией без охлаждающей воды [1].

При эксплуатации ВОТ актуально обеспечение устойчивого потока охлаждающего воздуха без затрат электрической энергии на привод вентиляторов. Область температур окружающего воздуха, при которых возможно применение ВОТ в условиях свободной конвекции, ограничена. Однако при установке над ВОТ вытяжной шахты для интенсификации свободной конвекции возможно обеспечение высокой теплопроизводительности теплообменника в большом диапазоне температур окружающего воздуха.

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 — в работах [2–7].

Цель работы — экспериментальное исследование и обобщение данных конвективной теплоотдачи от горизонтальных пучков оребренных труб к вертикальным потокам воздуха, создаваемым вытяжной шахтой регулируемой высоты.

Исследованы однорядные, двухрядные и четырехрядные пучки горизонтально расположенных ребристых труб (в одном ряду — шесть труб, т.е. $n = 6$) со спиральными накатными алюминиевыми ребрами (межтрубные шаги $S_1 = 58, 64, 70$ мм).

Двухрядные и четырехрядные пучки — с равносторонней шахматной компоновкой труб (в нечетном ряду — шесть труб, в четном ряду — пять труб и две полтрубы). Трубы установлены в отверстия фанерных досок толщиной 4 мм, торцы труб для снижения тепловых потерь защищены фторопластовыми втулками. Геометрические размеры биметаллической оребренной трубы, мм: диаметр оребрения $d = 56,8$; диаметр трубы по основанию $d_0 = 26,4$; высота ребра $h = 15,2$, шаг ребра $s = 2,43$, средняя толщина ребра $\Delta = 0,55$; длина оребренной части трубы $l = 300$. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 21$.

Для исключения влияния циркуляции воздуха в помещении на результаты экспериментов при проведении исследований пучок труб помещался в камеру размером $0,8 \times 0,8 \times 1,0$ м, замкнутую по периметру и открытую сверху и снизу для свободного движения воздуха.

Для организации интенсивного движения потока воздуха над экспериментальными пучками труб устанавливалась вытяжная шахта с прямоугольным основанием, переходящим через конфузур в цилиндрическую трубу диаметром $d_{ш} = 0,105$ м. Высота шахты (регулируемая) $H = 0,52; 1,16; 1,48; 2,12$ м. Для снижения тепловых потерь шахта снаружи теплоизолирована слоем минерального волокна толщиной $0,02...0,03$ м.

Теплоотдача исследована методом полного моделирования. Обогрев оребренных труб — вставными теплоэлектронагревателями. Средняя труба в пучке являлась калориметром (конструкция трубы-калориметра и ее оснащение температурными датчиками описаны в работе [8]).

Схема экспериментальной установки с измерительными приборами, методика исследования и порядок проведения опытов изложены в работе [9]. При проведении опытов температура поверхности трубы-калориметра у основания ребер (среднеарифметическая температура по показаниям термопар) варьировалась в диапазоне $t_{ст} = 30...195$ °С, температура воздуха в камере $t_0 = 17...27$ °С, средняя температура в шахте $t_{ш} = 22...125$ °С, подводимая к калориметру электрическая мощность $W = 10...250$ Вт.

По данным измерений вычислен средний приведенный конвективный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности трубы, Вт/(м²·К):

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

где Q_k — конвективный тепловой поток, Вт; $F = \pi d_0 l \phi$ — площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м².

Тепловой поток Q_k (Вт), отведенный от трубы к воздуху конвекцией, рассчитан по уравнению

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

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

Результаты эксперимента представлены в виде зависимостей числа Нуссельта от числа Рейля:

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

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

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ν — коэффициент

кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; a — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; β — коэффициент температурного расширения, К^{-1} .

Числа Нуссельта и Рейля, а также теплофизические свойства воздуха определены при температуре окружающего воздуха t_0 , $^\circ\text{C}$.

На рис. 1 представлены зависимости $\text{Nu} = f(\text{Ra})$ для однорядного

и четырехрядного пучков труб при значениях межтрубного шага $S_1 = 58, 64, 70$ мм без вытяжной шахты (свободная конвекция) и с вытяжной шахтой высотой $H = 0,52 \dots 2,12$ м.

Из рис. 1 следует: при установке шахты значительно — в 2 раза (и более) увеличивается теплоотдача пучков с межтрубными шагами $S_1 = 58$ и 64 мм вне зависимости от числа рядов труб в пучке.

При установке шахты высотой $H = 0,52$ м теплоотдача пучков с межтрубным шагом $S_1 = 70$ мм уменьшилась: в 1,27 раза для однорядного пучка, в 1,13 раза для четырехрядного пучка (чем больше рядов пучка, тем меньше снижение теплоотдачи). Для однорядного пучка этот эффект объясняется [3] низким сопротивлением пучка (по сравнению с сопротивлением шахты).

Очевидно, что при увеличении числа рядов сопротивление пучка увеличивается, но не превышает сопротивление шахты.

На рис. 2 представлены зависимости числа Нуссельта от поперечного шага S_1 при различных значениях высоты H вытяжной шахты для однорядного (а), двухрядного шахматного (б) и четырехрядного шахматного (в) пучков из оребренных труб при постоянном числе Рейля $\text{Ra} = 10^5$.

В условиях свободной конвекции (без вытяжной шахты) увеличение межтрубного шага способствует увеличению конвективной теплоотдачи пучка (до определенного предела). Оптимальный межтрубный шаг для однорядного пучка — $S_1 = 61$ мм, для двухрядного — около 70 мм, для четырехрядного — более 70 мм. При установке вытяжной шахты над пучком увеличение межтрубного шага (снижение аэродинамического сопротивления пучка) приводит к снижению теплоотдачи, причем, чем меньше рядов, тем существеннее влияние значения шага. Изменение межтрубного шага от 58 мм до 70 мм для однорядного пучка приводит к уменьшению теплоотдачи в 2 раза (и более).

Для четырехрядного пучка при высоте вытяжной шахты $H = 1,16$ м изменение межтрубного шага незначительно влияет на теплоотдачу, а при $H = 0,52$ м при увеличении межтрубного шага теплоотдача увеличивается в 1,24 раза.

Для обобщения и анализа процессов теплоотдачи необходима точная оценка коэффициентов теплоотдачи. Для этого применяются критериальные уравнения с физически обоснованными относительными размерами объекта исследования и определяющей температурой экспериментальной среды (воздуха).

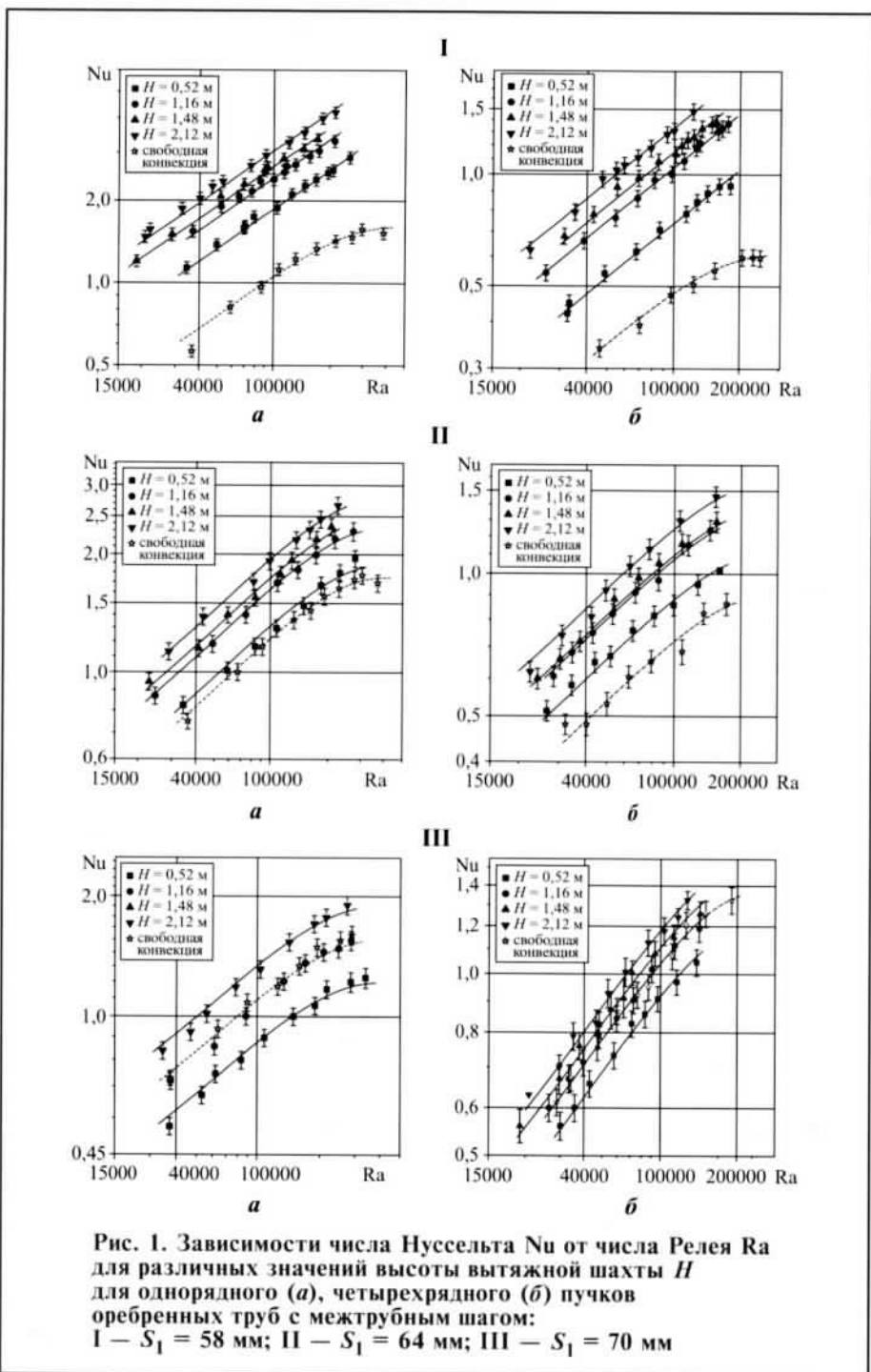


Рис. 1. Зависимости числа Нуссельта Nu от числа Рейля Ra для различных значений высоты вытяжной шахты H для однорядного (а), четырехрядного (б) пучков оребренных труб с межтрубным шагом: I — $S_1 = 58$ мм; II — $S_1 = 64$ мм; III — $S_1 = 70$ мм

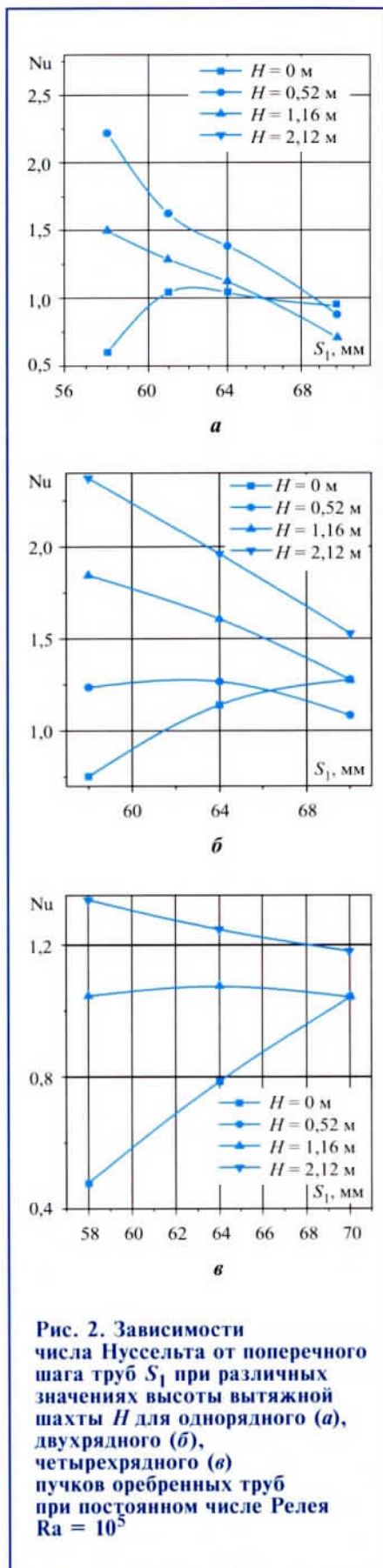


Рис. 2. Зависимости числа Нуссельта от поперечного шага труб S_1 при различных значениях высоты вытяжной шахты H для однорядного (а), двухрядного (б), четырехрядного (в) пучков оребренных труб при постоянном числе Рейля $Ra = 10^5$

Для вытяжной шахты, установленной над теплообменным пучком, в работах [2, 6] предложены следующие безразмерные параметры: $\chi_{ш} = f_{отв}/f_{сж}$ — коэффициент сужения площади выходного сечения шахты $f_{отв}$ по отношению к сжатому сечению пучка $f_{сж}$; $H_3 = H/d_3$ — эквивалентная высота шахты (отношение действительной высоты шахты H к эквивалентному диаметру d_3 пучка).

Применение параметра H/d_3 физически не обоснованно, так как при увеличении высоты H и эквивалентного диаметра d_3 скорость потока воздуха через пучок увеличивается, т.е. зависимость коэффициента теплоотдачи от параметра H/d_3 — неоднозначна.

Для получения безразмерного, физически обоснованного параметра системы пучок — шахта воспользуемся выражением для потока воздуха в вытяжной шахте [12]:

$$\frac{Hg\theta}{w_{отв}^2} = Eu_{п} \frac{\rho_{ш}}{\rho_{п}} \chi_{ш}^2 + Eu_{тр} + Eu_{зав} - \frac{\psi}{2} \theta, \quad (5)$$

где $\theta = (\rho_0 - \rho_{ш})/\rho_{ш}$ — относительная разность плотностей воздуха; $\rho_0, \rho_{ш}, \rho_{п}$ — средняя плотность воздуха в окружающей среде, в шахте и в пучке, $\text{кг}/\text{м}^3$; $w_{отв}$ — скорость воздуха в отверстии выходного сечения шахты, $\text{м}/\text{с}$; $Eu_{п}$ — число Эйлера трубного пучка; $Eu_{тр} = \lambda_{тр}(H - h_{диф})/(2d_{ш})$ — число Эйлера трения потока воздуха в шахте; $Eu_{зав} = 5.5(\chi_{отв} - 0.03)/(\chi_{отв} + 0.3)$ — число Эйлера завихрения потока в шахте; $\psi = 1.3$ — коэффициент образования области нагретого воздуха над шахтой; $h_{диф}$ — высота диффузора над пучком; $\lambda_{тр}$ — коэффициент гидравлического трения; $\chi_{отв} = f_{отв}/f_{фр}$ — отношение площади внутреннего сечения шахты ($f_{отв} = \pi d_{ш}^2/4$) к площади фронтального сечения пучка ($f_{фр} = S_1 n l$).

Выражение для скорости потока воздуха в отверстии выходного сечения шахты получено с применением уравнений расхода и теплопередачи:

$$w_{отв} = \frac{G_v}{f_{отв}} = \frac{Q^k + Q_{ш}^п}{f_{фр} \lambda_{отв} c_p (t_{ш} - t_0)} = \frac{\alpha_{к+л} F (t_{ст} - t_0)}{f_{фр} \lambda_{отв} c_p (t_{ш} - t_0)} = \frac{\alpha_{к+л} d_0 \lambda}{\lambda c_p d_0} \cdot \frac{F}{f_{фр} \lambda_{отв}} \cdot \frac{t_{ст} - t_0}{t_{ш} - t_0} = Nu_{к+л} \cdot \frac{a}{d_0} \cdot \frac{F}{f_{фр} \lambda_{отв}} \cdot \frac{1}{\theta_t}, \quad (6)$$

где G_v — объемный расход потока воздуха через шахту, $\text{м}^3/\text{с}$; Q^k — теплота, передаваемая от пучка к воздуху конвекцией, Вт; $Q_{ш}^п$ — теплота, передаваемая от пучка к шахте излучением, Вт [10]; $\alpha_{к+л}$ — коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности пучка излучением — к шахте и конвекцией — к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; c_p — изобарная объемная теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $a = \lambda/c_p$ — коэффициент температуропроводности воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$; $\theta_t = (t_{ш} - t_0)/(t_{ст} - t_0)$ — относительный перепад температуры в пучке.

Тогда

$$\frac{Hg\theta}{w_{отв}^2} = \frac{H w_{отв} \theta}{w_{отв}^2 \tau} \cdot \chi_{ш} \cdot \frac{\rho_{ш}}{\rho_{п}} = \frac{H}{w_{отв} \tau} \cdot \chi_{ш} \cdot \frac{\rho_{ш}}{\rho_{п}} \cdot \theta = \frac{d_0^2}{Nu_{к+л} a \tau} \cdot \frac{H f_{фр} \lambda_{отв} \chi_{ш}}{d_0 F} \cdot \theta \cdot \theta_t \cdot \frac{\rho_{ш}}{\rho_{п}} = \frac{Pr}{Nu_{к+л} Fo} \cdot \frac{H f_{фр} \lambda_{отв} \chi_{ш}}{d_0 F} \cdot \theta \cdot \theta_t \cdot \frac{\rho_{ш}}{\rho_{п}}, \quad (7)$$

где $g = w_{ш}/\tau = (w_{отв}/\tau) \cdot \chi_{ш} \cdot (\rho_{ш}/\rho_{п})$; τ — характерная продолжительность разгона неподвижного окружающего воздуха до скорости в сжатом сечении пучка, с; $Fo = v\tau/d_0^2$ — динамическое число Фурье; $Pr = \nu/a$ — число Прандтля.

Соотношение площади теплообмена F и площади фронтального сечения $f_{фр}$ пучка

$$\frac{F}{f_{фр}} = \frac{n z \varphi \cdot \pi d_0 l}{n S_1 l} = \frac{z \varphi \cdot \pi d_0}{S_1}. \quad (8)$$

В результате

$$\frac{Hg\theta}{w_{отв}^2} = \frac{Pr}{Nu_{к+л} Fo} \times \frac{H \chi_{ш}^2 S_1}{d_0 z \varphi \cdot \pi d_0} \cdot \theta \cdot \theta_t \cdot \frac{\rho_{ш}}{\rho_{п}}, \quad (9)$$

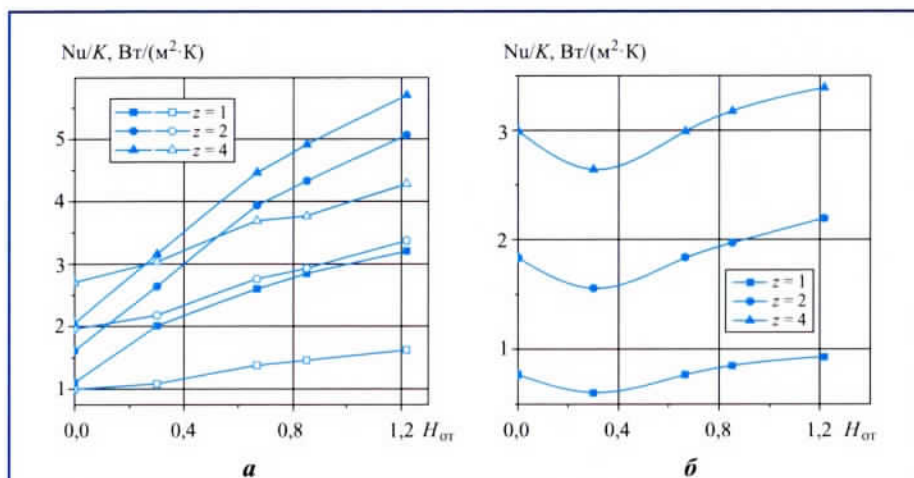


Рис. 3. Зависимости удельной тепловой мощности Nu/K от относительной высоты вытяжной шахты $H_{от}$ для однорядного ($z = 1$), двухрядного ($z = 2$) и четырехрядного ($z = 4$) пучков из оребренных труб с межтрубным шагом $S_1 = 58$ мм (темные значки) и 64 мм (светлые значки) (а), $S_1 = 70$ мм (б) при постоянном числе Релея $Ra = 10^5$

где $\chi_{отв} = \chi_{шт}$; $\chi = f_{сж}/f_{фр}$ — коэффициент сжатия пучка (отношение площади сжатого сечения к площади фронтального сечения пучка); $z = 1, 2, 4$ — число рядов труб в пучке; $f_{сж} = l \cdot n \cdot (S_1 - d_0 - 2h\Delta/s)$ — площадь сжатого сечения пучка, m^2 .

Таким образом, получено окончательное выражение, отражающее взаимосвязь гидродинамики и теплообмена в системе пучок — шахта:

$$H_{от} K \cdot \theta \cdot \theta_t = Nu_{к+л} Fo Pr^{-1} Eu_{п-ш}, \quad (10)$$

где $Eu_{п-ш} = Eu_{п} + (Eu_{тр} + Eu_{зав} - \frac{\psi}{2} \theta) / \left(\frac{\rho_{шт}}{\rho_{п}} \chi_{шт}^2 \right)$ — число Эйлера системы пучок — шахта, которое выражается относительно скорости в пучке и зависит от коэффициентов гидравлического сопротивления в пучке и шахте; $H_{от} = H/(d_0 \phi \pi)$ — относительная высота шахты; $\pi d_{0фр}$ — длина окружности гладкой трубы с площадью поверхности, равной площади поверхности оребренной трубы, м; $K = S_1 \chi / (z d_0)$ — коэффициент пропускной способности пучка.

Разнорядные пучки труб не корректно сравнивать по числу Нуссельта, т.е. без учета различия в площади теплообмена.

Поэтому на рис. 3 представлены зависимости удельной тепловой мощности пучка $Nu/K = Nu \cdot z d_0 / (S_1 \chi)$ от относительной высоты вытяжной шахты $H_{от}$ для однорядного ($z = 1$), двухрядного ($z = 2$) и четырехрядного ($z = 4$) пучков оребренных труб с межтрубным шагом $S_1 = 58, 64, 70$ мм при постоянном числе Релея $Ra = 10^5$.

Как следует из рис. 3, б, удельная тепловая мощность пучков с межтрубным шагом $S_1 = 70$ мм при установке вытяжной шахты (в связи с высоким аэродинамическим сопротивлением шахты по сравнению с сопротивлением пучков) сначала снижается и затем увеличивается по мере увеличения высоты шахты $H_{от}$ при любом числе рядов труб, причем значения тепловой мощности пучков с $S_1 = 70$ мм меньше, чем у пучков с меньшими значениями шагов (во всем диапазоне значений высоты вытяжной шахты).

У однорядного пучка с межтрубным шагом $S_1 = 58$ мм удельная тепловая мощность — выше, чем у пучка с $S_1 = 64$ мм. У двухрядного и четырехрядного пучков удельная тепловая мощность меньше (чем у однорядного пучка) при малых значениях высоты вытяжной шахты, но становится больше при высоте вытяжной шахты $H_{от}$ более 0,14 (при $z = 2$) и более 0,26 (при $z = 4$).

Во всем диапазоне межтрубных шагов S_1 при увеличении числа рядов труб обеспечивается пропорциональное увеличение удельной тепловой мощности пучка.

Изменение числа Nu для разнорядных пучков выражается зависимостями (отклонение ± 11 %):

$$\frac{Nu_{z=2}}{Nu_{z=1}} = 1,04 \frac{S_1}{d_0} - 1,52; \quad (11)$$

$$\frac{Nu_{z=4}}{Nu_{z=1}} = 1,22 \frac{S_1}{d_0} - 2,26.$$

Выводы

При экспериментальных исследованиях однорядных, двухрядных и четырехрядных пучков оребренных труб без вытяжной шахты и с вытяжной шахтой выявлено: межтрубный шаг существенно влияет на энергетическую эффективность пучка, и каждому значению высоты вытяжной шахты соответствует оптимальное значение межтрубного шага.

При увеличении числа рядов пучка удельная тепловая мощность пучка повышается, однако интенсивность увеличения удельной мощности снижается.

Увеличением высоты шахты можно обеспечить существенное увеличение теплоотдачи пучка — в 3 раза (и более), но при оптимальном соотношении выходного сечения шахты и коэффициента пропускной способности пучка.

Список литературы

1. Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б., Самородов А.В. Перевод эксплуатации АВО в энергосберегающий режим. Технические решения с расчетом экономического эффекта // Химическая техника. 2013. № 6. С. 20—25.
2. 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. P. 85—92.
3. Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С. Исследование смешанно-конвективной теплоотдачи однорядных воздухоохлаждаемых теплообменников при различных поперечных шагах установки труб // Известия высших

учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. № 19. С. 3—11. **4. 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. **5. Сухоцкий А.Б.** Экспериментальное исследование теплоотдачи однорядного пучка из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2017. № 4. С. 352—367. **6. Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С.** Экспериментальное исследование и обобщение данных по интенсифицированной конвективной теплоотдачи однорядных пучков ребристых труб в потоке воздуха // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2018. № 6. С. 552—563.

7. Sukhotskii A.B., Marshalova G.S. Features of gravitational flow of heated air in an exhaust shaft above a multirow finned bank // *Journal of engineering physics and thermophysics*. 2019. V. 92. N. 3. P. 596—602. **8. Сухоцкий А.Б., Фарафонов В.Н., Филатов С.О. и др.** Разработка стенда и исследование свободной конвекции одиночной оребренной трубы при различных углах наклона // *Труды БГТУ. Сер. I: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов*. Минск: БГТУ. 2017. № 1. С. 169—175. **9. Сидорик Г.С.** Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективно-теплообмена круглоребристых труб и пучков // *Труды БГТУ. Сер. I: Лесное хозяйство, природополь-*

вание и переработка возобновляемых ресурсов. 2018. № 1. С. 85—93. **10. Сухоцкий А.Б., Маршалова Г.С., Данильчик Е.С.** Особенности расчета лучистой составляющей теплового потока горизонтального пучка из оребренных труб с вытяжной шахтой // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63. № 4. С. 380—388. **11. Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С.** Интенсификация свободной конвекции в однорядном оребренном пучке в аппаратах воздушного охлаждения // *Труды БГТУ. Сер. 2: Хим. технол., биотехн., геоэколог.* 2017. № 1. С. 68—74. **12. Маршалова Г.С.** Тепловой расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14. Минск. 2019. 153 с.

УДК 62-359

В.В. Абрамов, В.Г. Шрам, А.Н. Сокольников, кандидаты техн. наук, В.И. Афанасов, А.С. Лунев (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия)
E-mail: VAbrahamov@sfu-kras.ru

Конструкция пневмоцилиндра с фиксацией штока для приводов промышленного оборудования

Пневматические приводы (пневмоприводы) применяются в системах автоматизации производства на предприятиях химической отрасли промышленности, на нефтяных и газовых промыслах при строительстве и ремонте скважин и т.д.

Особенности свойств рабочего газа пневматических приводов, главным образом — низкое значение объемного модуля упругости и его зависимость от текущих условий — являются причинами ограничений применения пневмоприводов в условиях низких температур.

В пневматических приводах затруднительна фиксация выходного звена пневмоцилиндров (и других пневмодвигателей) в произвольных промежуточных положениях, также возможно существенное изменение положения выходного звена пневмодвигателя при изменении нагрузки на это звено.

Этими факторами ограничивается применение пневмоприводов в условиях необходимой фиксации положения деталей рабочего оборудования, например в системах дозирования сыпучих материалов.

Для преодоления данных ограничений применяются и разрабатываются пневмоцилиндры и пневмосистемы с фиксацией выходного звена в промежуточных положениях. Подобные пневмоцилиндры по принципу обеспечения фиксированного положения выходного звена можно объединить в группы: пневмоцилиндры с фрикционными фиксаторами, пневмоцилиндры с механическими фиксаторами, пневмоцилиндры со следящей системой позиционирования.

При фрикционном удержании штока пневмоцилиндра посредством специальных устройств возможно обеспечение неограниченного числа точек позиционирования.

Фрикционные фиксаторы устанавливаются на корпусе пневмоцилиндра для блокирования штока, реже — на поршне или штоке для взаимодействия с рабочей поверхностью гильзы.

Пневмоцилиндр с фрикционным фиксатором [1] — на (рис. 1).

Выходное звено — шток 2 удерживается разрезным тормозным башмаком 8 (шток обжимается тормозным башмаком под действием встроенной пружины 10). Разблокировка штока 2 осуществляется при подаче сжатого воздуха в рабочую полость 1 фиксатора. При этом под действием поршня 5 сжимается пружина 10 и освобождаются элементы конструкции 4, прижимающие тормозной башмак 8 к штоку 2. Фиксаторами такой конструкции обеспечивается надежное удержание штока пневмоцилиндра под нагрузкой даже при внезапном понижении давления в пневмосистеме.