

При нагружении опоры трехмерные напряжения образуются в нескольких направлениях. Обычно эти многонаправленные напряжения суммируются для получения эквивалентного напряжения (напряжения по Мизесу). Допускаемые напряжения вычисляются по формуле:

$$[\sigma] = \sigma/k = 250/1,5 = 166 \text{ МПа},$$

где $\sigma = 250 \text{ МПа}$ — предел текучести материала; $k = 1,5$ — коэффициент запаса прочности.

Таким образом, из рис. 4 очевидно, что максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу в поворотном рычаге опоры — меньше, чем допускаемые напряжения для материала рычага.

Применение опор постоянного усилия предлагаемой конструкции за счет рационально подобранных расположения и размеров рабочих органов опоры позволит обеспечить постоянное силовое воздействие на трубопровод в широком диапазоне перемещений опорных частей трубопроводов.

Список литературы

1. Магалиф В.Я., Иткина Д.М., Корельштейн Л.Б. Монтажное проектирование, химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств. М.: ООО «НАВИГАТОР». 2010. 344 с.
2. Подвески постоянного усилия и опоры постоянного усилия Lisega [Электронный ресурс] — Режим доступа: <https://www.lisega.de>.
3. Подвесы и опоры постоянного усилия Witzenmann [Электронный ресурс] — Режим доступа: <https://www.witzenmann.ru/>.
4. Тремблей Т. Autodesk Inventor 2013 и Inventor LT. Основы. М.: ДМК Пресс. 2013. 344 с.

УДК 536.24

В.Б. Кунтыш, д-р техн. наук, А.Б. Сухоцкий, канд. техн. наук
(Белорусский государственный технологический университет, г. Минск)
E-mail: alk2905@mail.ru

Выбор энергетически эффективного способа расположения ребристых труб в теплообменной секции аппарата воздушного охлаждения

Основными потребителями аппаратов воздушного охлаждения (АВО) воды и других сред являются нефтеперерабатывающие, нефтехимические и химические предприятия, как наиболее водоемкие.

Применение АВО для охлаждения оборотной воды в технологическом цикле — снижение водопотребления предприятий на 1 т перерабатываемой нефти до 20 раз [1].

Одним из основных конструктивных элементов АВО является теплообменная секция, в которой отвод теплоты от охлаждаемого продукта осуществляется вынужденной конвекцией воздуха. Теплообменная секция — типичный газожидкостный теплообменник и ввиду низких теплофизических свойств воздуха (как охлаждающего агента) отличается значительными габаритными размерами и массой, что относится и к АВО в целом [2].

Теплообменная секция состоит из биметаллических ребристых труб (БРТ) круглого поперечного сечения со спиральными круглыми ребрами. БРТ, собранные в трубный пучок, снаружи обтекаются однократным принудительным потоком

воздуха, перпендикулярно продольным осям труб. В пучке секции возможно шахматное расположение БРТ (рис. 1, а) или коридорное расположение БРТ (см. рис. 1, б).

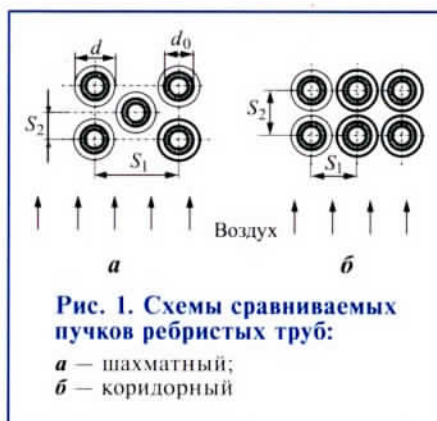


Рис. 1. Схемы сравниваемых пучков ребристых труб:
а — шахматный;
б — коридорный

Цель работы — определение эффективного расположения (компоновки) ребристых труб в пучке для различных скоростных режимов движения воздуха в АВО.

К компоновочным характеристикам пучка относятся: поперечный S_1 и продольный S_2 шаги расположения труб, число поперечных рядов труб z . Комплексным пара-

метром пучка (с учетом геометрических характеристик компоновки труб и геометрии оребрения) является коэффициент компактности Π ($\text{м}^2/\text{м}^3$), характеризующий плотность расположения труб.

Для пучка из труб с круглыми спиральными ребрами [2]

$$\Pi = \pi d_0 \varphi / (S_1 S_2), \quad (1)$$

где d_0 — диаметр трубы по основанию ребра, м; φ — коэффициент оребрения трубы, вычисляемый по формуле

$$\varphi = 1 + \frac{2h}{s d_0} (d_0 + h + \Delta), \quad (2)$$

где h , s , Δ — соответственно высота, шаг и средняя толщина ребра.

Сравним компоновочные характеристики шахматного и коридорного пучков. Минимальное значение поперечного шага одинаково для шахматного и коридорного пучков и равно $S_{1\min}^{\text{III}} = S_{1\min}^{\text{K}} = d$ (наружному диаметру ребра). Минимальное значение продольного шага в коридорном пучке $S_{2\min}^{\text{K}} = d$, в шахматном пучке $S_{2\min}^{\text{III}} < d$ (см. рис. 1, а). Следовательно, $S_{2\min}^{\text{III}} < S_{2\min}^{\text{K}}$, т. е. при одинаковой геометрии оребрения

трубы $P^{\text{ш}} < P^{\text{к}}$, и объем шахматного пучка будет меньше объема коридорного пучка (при $z = \text{idem}$).

Однако при таком сравнении не учтены тепловые $Nu = f(Re)$ и аэродинамические $Eu = f(Re)$ характеристики пучков ($Nu = ad_0/\lambda$ — число Нуссельта; $Re = wd_0/\nu$ — число Рейнольдса; $Eu = \Delta P/(\rho w^2)$ — число Эйлера; α — приведенный коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; λ — коэффициент теплопроводности воздуха, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; w — скорость воздуха в сжатом (узком) поперечном сечении пучка, $\text{м}/\text{с}$; ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$; ΔP — перепад статического давления воздуха на пучке, Па ; ρ — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$).

В период проектно-конструкторских разработок и организации производства АВО [1] не было комплексных исследований теплоаэродинамических характеристик шахматных и коридорных пучков в поперечном потоке воздуха в зависимости от геометрических параметров БРТ, заложенных в конструкции теплообменной секции; при этом данные исследования [3] — свидетельство большей тепловой (энергетической) эффективности шахматных пучков по сравнению с коридорными пучками. Поэтому в пучках теплообменных секций АВО априори было принято шахматное расположение ребристых труб (в отечественных АВО [1, 2] и в АВО зарубежного производства).

К настоящему времени накоплен значительный объем экспериментальных данных теплоотдачи и гидравлического сопротивления (в потоке воздуха) шахматных и коридорных пучков из труб при различных значениях (в широком диапазоне, характерном для стандартизованных АВО общего назначения), геометрических размеров оребрения и коэффициента оребрения, числа поперечных рядов, скорости воздуха в сжатом сечении пучка. При имеющемся массиве данных возможна реализация поставленной цели работы, для чего применена известная методика [3] сравнения конвективных поверхностей теплообмена труб или пучков труб по тепловой (энергетической) эффективности, которая характеризуется

зависимостью интенсивности приведенной теплоотдачи α ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) от удельных затрат мощности N_0 ($\text{Вт}/\text{м}^2$) на прокачивание теплоносителя (для АВО теплоноситель — воздух) через теплообменную секцию. Энергетическая эффективность количественно оценивается (при одинаковых затратах мощности $N_0 = \text{idem}$) коэффициентом тепловой эффективности

$$\psi_i = \alpha^{\text{ш}}/\alpha^{\text{к}}, \quad (3)$$

где $\alpha^{\text{ш}}$, $\alpha^{\text{к}}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи шахматного и коридорного (принятого за эталон) пучков.

Удельные затраты мощности при вынужденном движении воздуха рассчитаны по формуле [2]

$$N_0 = 0,318\psi' \frac{Eu_0}{\varphi} \rho w^3, \quad (4)$$

где $\psi' = \left(\frac{S_1}{d} - 1\right) + \frac{2h}{d_0} \left(\frac{S_1}{d} - \frac{\Delta}{s}\right)$ — коэффициент учета геометрических размеров оребрения трубы и компоновочных характеристик пучка; w — скорость воздуха в сжатом фронтальном сечении пучка, $\text{м}/\text{с}$; ρ — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; $Eu_0 = Eu/z$ — число Эйлера в расчете на один поперечный ряд пучка труб.

При исследовании теплоотдачи пучков ребристых труб в потоке воздуха применяются как метод полного теплового моделирования (соблюдается, если тепловые условия модели (пучка) полностью подобны тепловым условиям натурного образца — теплообменной секции), так и метод локального (приближенного) теплового моделирования (тепловые условия соблюдаются только для одной трубы (калориметра) пучка). Значения теплоотдачи, определенные локальным моделированием (особенно при плотных (тесных) компоновках труб), завышены на величину до 30...35% [4] по сравнению с результатами полного моделирования. При этом также искажаются действительные значения интенсивности теплоотдачи, что может привести к некорректным выводам об энергетической эффективности пучков труб. Поэтому все расчетные значения $\alpha^{\text{ш}}$ и $\alpha^{\text{к}}$ приведены к одинаковым условиям (т. е. к данным полного моделирования) путем введения поправок на метод

моделирования конвективного теплообмена (для шахматных пучков — по данным [3], для коридорных пучков — по данным [4]).

При вычислении значений коэффициентов теплоотдачи α и чисел Эйлера Eu для двух значений скорости воздуха w_1 и w_2 в диапазоне рабочих скоростных режимов АВО использованы уравнения подобия, приведенные в источниках [4—11]. Физические свойства воздуха в числах Re , Nu , Eu уравнений подобия соответствовали температуре 50 °С.

В таблице приведены компоновочные характеристики и геометрические размеры круглого оребрения труб, а также дополнительные данные, необходимые (согласно изложенной процедуре выполнения расчетов) для построения кривых тепловой эффективности $\alpha = f(N_0)$ сравниваемых шахматных и коридорных пучков с одинаковыми типоразмером трубы и материалом ребер.

При экспериментальном исследовании пучков 1—14 (см. таблицу) ребристых труб определены [4—11] значения приведенного коэффициента теплоотдачи по воздушной стороне, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha = Q/[F(t_{\text{ст}} - t)], \quad (5)$$

где Q — тепловой поток, переданный конвекцией поперечному потоку воздуха, движущемуся снаружи трубы, Вт ; F — площадь поверхности теплопередачи оребренных труб, м^2 ; $t_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности труб у основания ребер, °С; t — средняя температура потока воздуха в пучке, °С.

При анализе расчетов для пучков 1, 2, 3, 4 (рис. 2) очевидны следующие неожиданные факты.

Линии тепловой эффективности $\alpha = f(N_0)$, построенные по данным локального (приближенного) моделирования теплоотдачи (см. рис. 2, штриховые линии) пучков 1, 2 и 3, 4 совпадают во всем интервале изменения затрат мощности N_0 на привод вентилятора (на прокачивание воздуха). Следовательно, характеристики теплового совершенства шахматного и коридорного пучков одинаковы, т. е. равноценны по интенсивности теплоотдачи. Однако это противоречит известной закономерности, полученной при полном тепловом моделировании:

Пучок	Тип пучка	Шаг трубы, мм		Размеры оребрения, мм					Φ	$\Pi, \text{ м}^2/\text{м}^3$	Скорость воздуха, м/с		Источник
		S_1	S_2	d	d_0	h	s	Δ			w_1	w_2	
1	ш	54,4	64	50	32	9	6	1,3	5,1	147	5,61	22,44	[4]
2	к												
3	ш	58	50,4	56	28	14	3	0,75	15,2	457	3,85	19,23	[5]
4	к		58										
5	ш	39	39	39	20	9,5	4	0,8	8,3	343	5,39	17,96	[6]
6	к												
7	ш	50	56	48,6	29	9,8	3,2	0,4	9,3	302	3,72	12,39	[7]
8	к												
9	ш	70	60,6	55,85	25,85	15	2,56	0,75	19,9	380	4,17	20,78	[8]
10	к												
11	ш	59	51,1	55,28	25	15,14	2,53	0,325	20,37	530	2,87	14,36	[9]
12	к		59										
13	ш	103,5	84	69	21	24	4	1,25	27,4	208	5,12	25,65	[11]
14	к	110,3	85,1										

Примечание: ш — шахматный пучок, к — коридорный пучок

коэффициенты теплоотдачи шахматных пучков ребристых труб должны превышать значения коэффициентов теплоотдачи для коридорных пучков [2, 4]. Данное противоречие устраняется при расчете

тепловой эффективности пучков 1, 2 и 3, 4 по данным теплоотдачи для полного теплового моделирования (см. рис. 2, сплошные линии): кривые тепловой эффективности шахматных пучков 1, 3 — выше аналогичных кривых для коридорных пучков 2, 4. Например, при $N_0 = 10 \text{ Вт}/\text{м}^2$ коэффициент тепловой эффективности шахматного пучка 1 (по отношению к эффективности коридорного пучка) составляет $\psi_1 = \alpha_1/\alpha_2 = 1,20$, а для пучка 3 — $\psi_3 = \alpha_3/\alpha_4 = 1,23$. Интенсивность теплоотдачи шахматных пучков на 20...30 % больше, чем для коридорных пучков, т. е. мощность, затраченная на привод вентилятора, расходуется более эффективно.

Из представленных данных следует принципиальный вывод: при сравнительной оценке энергетической эффективности пучков с тесной компоновкой ребристых труб (для которых значения относительных шагов близки к единице: $\sigma_1 = S_1/d \approx 1,03...1,12$; $\sigma_2 = S_2/d \approx 1$, что характерно для теплообменных секций АВО [2]) недопустимо использование уравнений локального теплового моделирования, так как результаты расчетов по таким уравнениям количественно недостоверны.

С учетом изложенного построены графики (с использованием уравнений полного теплового мо-

делирования) тепловой эффективности пучков 5—14 в широком интервале изменений геометрических размеров ребер и трубы, компоновочных характеристик пучков, но при приблизительно равных значениях шагов S_1, S_2 в каждой типоразмерной группе (рис. 3).

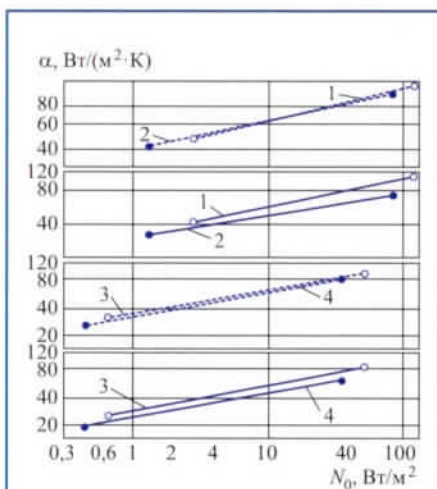


Рис. 2. Кривые тепловой эффективности пучков при различных методах моделирования теплоотдачи:
 --- — локальное моделирование;
 — — полное моделирование;
 ○ — расчетные значения для шахматных пучков;
 ● — расчетные значения для коридорных пучков;
 1...4 — обозначения пучков (см. таблицу)

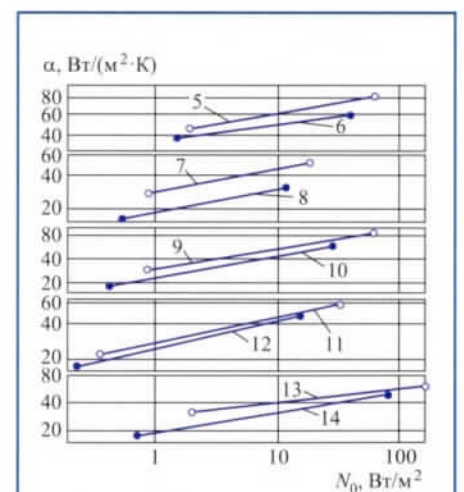


Рис. 3. Кривые тепловой эффективности пучков при полном тепловом моделировании:

○ — расчетные значения для шахматных пучков;
 ● — расчетные значения для коридорных пучков;
 5...14 — обозначения пучков (см. таблицу)

Для всех шахматных пучков кривые тепловой эффективности выше аналогичных кривых для коридорных пучков (см. рис. 3), т.е. повышенная интенсивность теплоотдачи при шахматном расположении ребристых труб в решетке теплообменной секции по сравнению с коридорным расположением труб является неотъемлемым свойством этой компоновки. Количественные значения коэффициента тепловой эффективности (например при $N_0 = 10 \text{ Вт/м}^2$) шахматных пучков 5, 7, 9, 11, 13 вычисляются как $\psi_5 = \alpha_5/\alpha_6 = 1,23$; $\psi_7 = \alpha_7/\alpha_8 = 1,50$; $\psi_9 = \alpha_9/\alpha_{10} = 1,21$; $\psi_{11} = \alpha_{11}/\alpha_{12} = 1,07$; $\psi_{13} = \alpha_{13}/\alpha_{14} = 1,29$, где $\alpha_5... \alpha_{14}$ соответствуют точкам пересечения линии $N_0 = \text{idem}$ с линиями эффективности $\alpha = f(N_0)$ на рис. 3.

Следовательно, коэффициент теплоотдачи шахматного пучка превышает коэффициент теплоотдачи коридорного пучка в 1,07...1,50 раз для разных типоразмеров оребрения (здесь коэффициент эффективности коридорного пучка условно принят за единицу, однако при использовании методики сопоставления [2] можно принимать за эталонный — базовый любой тип пучка).

Конкретный вид зависимости коэффициента эффективности от параметров оребрения (рис. 4)

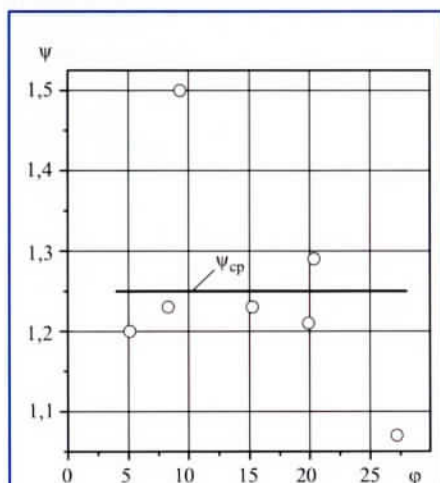


Рис. 4. График значений коэффициента тепловой эффективности шахматных пучков при $N_0 = 10 \text{ Вт/м}^2$:

○ — расчетные значения

в этом исследовании не выявлен, однако доказаны повышенная тепловая эффективность шахматной компоновки ребристых труб в пучке и ее высокие конструкторско-компоновочные параметры.

Среднее превышение тепловой эффективности шахматного пучка над тепловой эффективностью коридорного пучка (в диапазоне $\phi = 5,1...27,4$) равно $\psi_{\text{ср}} = \sum \psi_i / n_i = 1,25$ ($n_i = 7$ — число шахматных пучков, см. таблицу).

В работе [12] приведены результаты сравнительного проектного теплового расчета по методике [2] двух АВО типа 2АВГ-75 для охлаждения природного газа (давлением 7,5 МПа) от 75 °С до 45 °С. Тепловая мощность аппарата 3629 кВт. Температура охлаждающего воздуха на входе 30 °С. Вентиляторный блок включает два вентилятора «Торнадо» Т-50-4. Частота вращения электродвигателя вентилятора $4,2 \text{ с}^{-1}$ (250 мин^{-1}). Теплообменные секции в обоих АВО — из одинаковых БРТ с накатными алюминиевыми ребрами, параметры БРТ соответствуют пучку 9 (см. таблицу). Несущая труба — из углеродистой стали, наружный диаметр 25 мм, толщина стенки 2 мм. В одном варианте БРТ расположены в шахматной компоновке, в другом — в коридорной компоновке (шаги S_1, S_2 одинаковые и соответствуют данным таблицы для пучков 9, 10). Результаты расчета: тепловой поток отводится при применении шахматного пучка БРТ с числом рядов труб $z = 6$, при применении коридорного пучка с $z = 7$. При использовании коридорного пучка потребляемая мощность вентилятора в $35,86/33,45 = 1,072$ раза выше, металлоемкость пучка — в $7/6 = 1,17$ раза больше (в реальности металлоемкость пучка будет еще больше из-за увеличенных размеров трубных досок).

Полученные результаты — подтверждение надежности и достоверности проведенного исследования тепловой эффективности шахматных пучков.

Таким образом, при проектировании или модернизации АВО целесообразно применение шахматного расположения БРТ в теплообменных секциях.

Список литературы

1. Шмеркович В.М. Современные конструкции аппаратов воздушного охлаждения // Обзорн. информ. Сер. Химическое и нефтеперерабатывающее машиностроение ХМ-1. М.: ЦИНТИхимнефтехим. 1979. 70 с.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. СПб.: Недра. 1996. 512 с.
3. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия. 1966. 184 с.
4. Юдин В.Ф., Тохтарова Л.С. Теплоотдача и сопротивление шахматных и коридорных пучков ребристых труб // Энергомашинное строительство. 1964. № 1. С. 11—13.
5. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Основы расчетов биметаллических калориферов. Архангельск: РИО АЛТИ. 1990. 88 с.
6. Brauer H. Spiralrippenrohre für Querstrom — Wärmeaustauscher // Kältetechnik. 1961. Bd. 13. H. 8. S. 274—279.
7. Brauer H. Wärme — und strömungstechnische. Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln // Chemie-Ing. Technick. 1961. Bd. 33. H. 5. S. 327—335, H. 6. S. 431—438.
8. Кунтыш В.Б., Стенин Н.Н. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно-обтекаемых переходных коридорно-шахматных пучков оребренных труб // Теплоэнергетика. 1993. № 2. С. 41—45.
9. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э., Топоркова М.А. и др. Исследование влияния геометрических и технологических параметров навитых завальцованных ребер на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление пучков труб // Изв. вузов. Энергетика. 1980. № 10. С. 65—70.
10. Кунтыш В.Б., Федотова Л.М. Теплоотдача и сопротивление коридорных пучков труб с высокими спиральными завальцованными ребрами // Пробл. экономии топливно-энергет. ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. научн. тр. Ч. 1 /ЛТИ ЦБП. СПб., 1992. С. 35—42.
11. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Киев: Альтерпресс. 2004. 244 с.
12. Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б., Данильчик Е.С. Сравнительный анализ методов расчета аппаратов воздушного охлаждения по обобщенным и частным уравнениям подобия теплоаэродинамических исследований // Труды БГТУ. Сер. 1. 2018. № 2 (210). С. 244—250.