

Выводы

Полученные на экспериментальном стенде АЧХ роторов различной геометрической конфигурации — подтверждение самоцентрировки роторов в шелевых уплотнениях в широком диапазоне угловых скоростей вращения до потери динамической устойчивости.

Результатами анализа экспериментальных АЧХ роторов в уплотнениях подтверждена возможность применения формул работ [5—9] для расчета силовых факторов в шелевых уплотнениях, для вычисления собственных угловых скоростей радиальных и угловых колебаний роторов в бесконтактных опорах-уплотнениях и для оценки границы динамической устойчивости самоустанавливающегося в шелевых уплотнениях ротора.

Стабильная работа самоустанавливающегося в шелевых уплотнениях ротора с малыми амплитудами радиальных и угловых колебаний обеспечивается при угловых скоростях вращения ротора до критической скорости $\omega_{кр}$ угловых колебаний.

Экспериментально подтверждена возможность расширения области динамической устойчивости ротора и улучшения вибрационных

характеристик самоустанавливающегося ротора целенаправленным уменьшением закрутки потока на входе шелевых уплотнений.

При создании конструкций центробежных насосов с самоустанавливающимся в шелевых опорах-уплотнениях рабочим колесом дисковая геометрическая конфигурация ротора (с преобладанием экваториального момента инерции над осевым моментом инерции) является предпочтительной по сравнению с цилиндрической формой ротора. При дисковой конфигурации обеспечиваются меньшие амплитуды радиальных и угловых колебаний на критических угловых скоростях и смещение максимума угловых колебаний в сторону больших угловых скоростей.

Список литературы

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов. Обзорная информация. Сер. ХМ-4. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. 1990. 56 с. 2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. 1980. 200 с. 3. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1987. 256 с. 4. Марцинковский В.А.

Вибрации роторов центробежных машин: в 2-х кн. Кн. 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы: Изд-во СумДУ. 2002. 337 с. 5. Горовий С.О. Оціночний гідравлічний розрахунок силових моментів шпаринного ушльнення // Вісник НАУ. Сер. «Механізація та автоматизація виробничих процесів». 2017. № 10 (32). С. 20—23. 6. Gorovoi S.A. Hydrodynamic Calculation of Bearing — Seal Assemblies of Centrifugal Pump with Self-Adjusting Rotor // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. № 53. P. 171—175. 7. Gorovoi S.A. Bench Testing of a Pump with a Self-Adjusting Impeller // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. № 55. P. 149—157. 8. Gorovoi S.A., Golovchenko G.S. Refined model of a groove seal and calculation of angular hydrodynamic force coefficients // Impeller Chemical and Petroleum Engineering, Volume 56. Nos. 3. July. 2020. P. 205—214. 9. Gorovoi S.A., Golovchenko G.S., Dumanchuk M.U. Determination of angular stiffness coefficient of the annular seal by experimental — calculation // Journal of Physics: Conference Series, mechanical, annular and magnetic fluid seals. V. 1741. January. 2021. P. 1—12. 10. Фаворин М.В. Моменты инерции тел: справочник. М.: Машиностроение, 1970. 255 с.

УДК 536.24; 712.66.0

В.Б. Кунтыш, д-р техн. наук, А.Б. Сухоцкий, канд. техн. наук (Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Республика Беларусь); А.Э. Пиир, д-р техн. наук (Северный арктический федеральный университет им. М.В. Ломоносова, г. Архангельск, Россия); В.П. Мулин (ЗАО «Октябрьскхиммаш», г. Октябрьский, Россия) E-mail: alk2905@mail.ru

Теплоаэродинамические характеристики шахматных пучков ребристых труб с интенсифицированным теплообменом в аппаратах воздушного охлаждения

Аппараты воздушного охлаждения (АВО), в которых охлаждающим агентом является атмосферный воздух, востребованы в различных отраслях промышленности. Основным конструктивным узлом АВО является теплообменная секция, биметаллические ребристые трубы (БРТ) которой собраны в шахматный трубный пучок,

омываемый принудительным поперечным потоком атмосферного воздуха. Конструкция БРТ теплообменных секций АВО природного газа — несущая металлическая труба круглого сечения со спиральными непрерывными круглыми гладкими алюминиевыми ребрами, наружный диаметр БРТ $d = 56...57$ мм. Длина трубы в АВО массового про-

изводства — до 16 м, что является предельной величиной по условиям технологической сборки секции, по прочностным и вибрационным требованиям. АВО характеризуются большими объемно-массовыми показателями и большим расходом электроэнергии на привод вентиляторов. Удельная металлоемкость b_1 АВО (отношение массы аппарата

к площади поверхности теплообмена в аппарате) варьируется в широком диапазоне $b_i = 4.1...16.1$ кг/м², при этом удельная металлоемкость теплоотдающей поверхности составляет $b_T = (0,40...0,42)b_i$ [1, 2]. Меньшие значения b_i относятся к длиннотрубным аппаратам большой тепловой мощности.

Соотношение расхода энергии на привод вентиляторов АВО и затрат мощности на прокачивание охлаждаемого продукта внутри БРТ теплообменной секции АВО, например, на компрессорных станциях для охлаждения природного газа магистральных газопроводов составляет 2,3...2,5 [2]. Объем добычи природного газа увеличивается в среднем на 2...3 % в год, при этом доля потребления газа в топливном комплексе России хоть и снизилась от 50 % в 2000 г. до 46 % в 2020 г., но остается высокой. Следовательно, в ближайшие десятилетия прогнозируется увеличение применения АВО с возрастанием потребления электроэнергии, поэтому снижение энергозатрат на работу АВО является актуальной задачей (для снижения стоимости и обеспечения конкурентоспособности продукции).

Основным направлением уменьшения объема и массы, повышения энергетической эффективности и снижения энергозатрат АВО является интенсификация конвективного теплообмена воздуха по стороне оребренной поверхности (с увеличением теплового потока). Это наиболее просто осуществляется увеличением площади поверхности оребрения БРТ за счет увеличения длины трубы и коэффициента оребрения ϕ , но для этих параметров уже достигнуты предельные значения, в частности $\phi \approx 20...22$ (энергетически оптимальная величина). Исследованиями [3] установлено, что возможности увеличения энергетической (тепловой) эффективности АВО увеличением площади поверхности оребрения практически полностью исчерпаны и реализованы в современных АВО. Увеличение поверхности оребрения можно рассматривать как интенсификацию конвективного теплообмена *экстенсивным способом*, что в целом является неоптимальным техническим решением.

Увеличение теплового потока АВО обеспечивается также при интенсификации конвекции воздуха в пучке ребристых труб (*интенсивный способ*), при этом увеличивается коэффициент теплоотдачи, но повышается (умеренно или пропорционально) аэродинамическое сопротивление. Для обеспечения наибольшей тепловой эффективности в пучках ребристых труб необходимо создать условия для разрушения утолщенного пограничного слоя (на боковой поверхности ребра) и для формирования вихревого режима течения воздуха в межреберных полостях. Количественной оценкой способа интенсификации теплоотдачи является коэффициент тепловой (энергетической) эффективности поверхности теплообмена ψ_i при одинаковых удельных затратах мощности на прокачивание воздуха $N_0 = \text{idem}$ (Вт/м²) [4]:

$$\psi_i = \alpha_i / \alpha_k, \quad (1)$$

где α_i , α_k — приведенный коэффициент теплоотдачи i -й (интенсифицированной) поверхности (или ребристого пучка) и k -й эталонной поверхности (исходной базовой поверхности до интенсификации).

Данный метод сравнительной оценки — наиболее обоснованный, общепринятый в технической литературе и широко применяемый в исследованиях. Положительному влиянию интенсификации на энергомассовые показатели теплопередающего устройства соответствуют значения $\psi_i > 1$.

Предложено и экспериментально исследовано в лабораторных условиях [5, 6] множество способов интенсификации тепловой конвекции однофазных газовых (воздушных) потоков модификацией круглых ребер трубы для формирования турбулизаторов теплоотдачи. Однако многие предложенные способы не были реализованы в промышленности, так как не удовлетворяли основным требованиям, таким как: технологичность изготовления интенсифицированной ребристой трубы; технологичность сборки аппарата; доступность отработанного оборудования для изготовления ребристых труб; ремонтпригодность; единство технологического процесса модификации ребер для формирования интенсификаторов теплоотдачи без

снижения прочности несущей трубы и без снижения производительности прототипа при минимальном увеличении стоимости.

В соответствии с изложенными цели настоящей работы:

— анализ на основе коэффициента тепловой эффективности ψ_i литературных данных по интенсификации теплоотдачи при вынужденной конвекции шахматных пучков из БРТ АВО, обтекаемых атмосферным охлаждающим воздухом, с учетом сформулированных требований;

— выработка рекомендаций по выбору (назначению при промышленном изготовлении БРТ) оптимальных геометрических параметров интенсифицированных ребер применительно к гладким круглым ребрам в стандартизированных АВО;

— определение теплоаэродинамических характеристик (скорректированных с учетом метода теплового моделирования) энергоэффективных пучков для инженерного проектирования теплообменных секций АВО повышенной тепловой мощности и сниженной металлоемкости (при неизменных размерах и потребляемой мощности, соответствующих стандартизированным секциям АВО).

Исследованиями [2] выявлена наибольшая энергетическая эффективность способа интенсификации теплообмена БРТ АВО прерыванием пограничных слоев на поверхности круглых ребер, их разрушением и обновлением, созданием вихревого режима движения потока и повышенной турбулизации в межреберных полостях. При таких гидродинамических условиях реализуется принцип пропорционального (или близкого к нему) увеличения теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, при этом коэффициент тепловой эффективности может быть увеличен до $\psi_i = 1,5$ в случае применения длинноребристых труб с $h/s > 1,8$ (h , s — высота и шаг ребра), к которым относятся и ребристые трубы АВО. Данный способ (без увеличения капитальных и эксплуатационных затрат) реализуется механическим расчленением (пластической деформацией, разрезкой) сплошного ребра на ко-

роткие пластинки, концы которых развернуты в межреберную полость и являются генераторами мелких вихрей с турбулизирующим эффектом. Технологический процесс изготовления БРТ с такими ребрами осуществляется одновременно с накаткой (навивкой) сплошного гладкого ребра за один проход без снижения производительности и увеличения трудозатрат.

Другой вариант интенсификации теплообмена АВО — применение конструкции БРТ с насечными ребрами (рис. 1), энергоэффективной и технологичной в серийном производстве.

Локальным тепловым моделированием экспериментально исследованы [7] теплоотдача и аэродинамическое сопротивление в интервале $Re = (4...25) \cdot 10^3$ шестирядных пучков из промышленных образцов труб с двухзаходными алюминиевыми накатными насечными ребрами. Базовый объект (из которого изготовлены машинным способом поверхности теплообмена с насечками) — стандартизированная труба АВО с геометрическими параметрами накатных гладких ребер ($d \times d_0 \times h \times s \times \Delta$): наружный диаметр оребренной трубы $d = 56$ мм; диаметр трубы по основанию ребра $d_0 = d - 2h = 28$ мм; высота ребра $h = 14$ мм; шаг ребер $s = 3$ мм; средняя толщина ребра $\Delta = 0,75$ мм; коэффициент оребрения $\varphi = 15,23$.

Шаги труб в решетках пучков (поперечный $S_1 = 58$ мм; продольный $S_2 = 50,2$ мм; диагональный $S_2' = 58$ мм) соответствовали серийным общепромышленным АВО.

Параметры насечных ребер: высота насечки ребра h_p (см. рис. 1);

длина дуги пластинки насечного ребра $s_p = \pi d / z_p$; число насечек по окружности ребра z_p ; угол наклона плоскостей насечек к плоскости ребра γ ; угол заточки зубьев дисковой фрезы β .

Максимальному (для исследованных пучков БРТ) значению $\psi_i^{max} = 1,21$ при $N_0 = idem$ соответствуют следующие оптимальные параметры турбулизирующих пластинок: $h_p = 2$ мм; $h_p/h = 0,143$; $s_p = 7,33$ мм; $z_p = 24$ шт.; $\gamma = \beta = 30^\circ$.

Экспериментальные данные для пучка труб с оптимальными параметрами турбулизаторов обобщены уравнениями подобия для теплоотдачи

$$Nu = 0,0962c_d Re^{0.7} \quad (2)$$

и для аэродинамического сопротивления (при числе рядов $z = 6$)

$$Eu = 34,57 Re^{-0.225}, \quad (3)$$

где c_d — поправочный коэффициент метода теплового моделирования конвективного теплообмена; $Nu = \alpha d_0 / \lambda$ — число Нуссельта; $Re = w d_0 / \nu$ — число Рейнольдса; $Eu = \Delta P / (\rho w^2)$ — число Эйлера; α — средний приведенный коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне, Вт/(м²·К); λ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); w — скорость воздуха в сжатом (узком) поперечном сечении пучка, м/с; ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; ΔP — перепад статического давления воздуха на пучке, Па; ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Физические свойства воздуха λ , ν , ρ определены при средней температуре воздуха в пучке труб.

В результате теплоаэродинамических расчетов промышленных

АВО по уравнениям (2), (3) установлено: при применении труб с оптимальными насечными ребрами-турбулизаторами обеспечивается тепловой поток аппарата $Q = idem$ с пятирядной теплообменной секцией (вместо шестирядной) при равных затратах мощности $N_n = idem$ на привод вентилятора, при этом экономия БРТ составляет 17...19 % на один аппарат, а тепловой поток эквивалентен АВО из БРТ с увеличенным до 20,4 коэффициентом оребрения. Наибольший экономический эффект может быть обеспечен применением БРТ с насечными оптимальными ребрами при замене трубных пучков в теплообменных секциях (в связи с износом) на производствах с большим числом АВО, например на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

При анализе гидродинамики воздуха в межреберных полостях трубы (см. рис. 1) установлено, что эффективное турбулизирующее воздействие на пристенный поток может быть также обеспечено при пластической насечке каждого второго ребра, при этом уменьшение вдвое числа расчлененных элементов ребер на трубе — возможность уменьшения местных потерь давления, затрачиваемого на вихреобразование в межреберных каналах (полости для движения воздуха оказываются менее загроможденными). Конструкция трубы высокой технологичности с накатными алюминиевыми ребрами, где каждое второе ребро — с насечками, представлена на рис. 2.

Для насечки применена цилиндрическая кольцевая фреза с зубьями, устанавливаемая на оси с накатными дисками, на прокатных

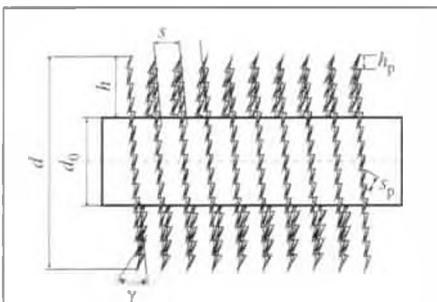


Рис. 1. Схема теплообменной трубы с накатными ребрами с насечками

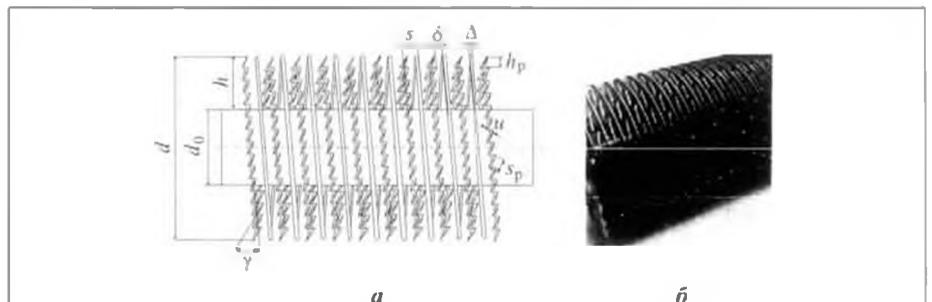


Рис. 2. Схема теплообменной трубы с накатными ребрами, где каждое второе ребро — с насечками (а), и внешний вид трубы (б)

станах холодной прокатки ребристых труб [2], а взамен классического фрезерования с удалением части металла ребра применено пластическое расчленение ребра без потерь металла, следовательно — без уменьшения площади поверхности теплообмена.

При такой конструкции фрезы насечка ребер в указанном порядке возможна только для двухзаходного оребрения труб, однако в АВО применяются также трубы с однозаходным оребрением — для чередования насечки и пропуска гладкого ребра в таких трубах целесообразно применение фрезы (дискового ножа) с зубьями на половине окружности фрезы. Таким образом, освоены инструменты для промышленной реализации конструкции трубы (см. рис. 2) независимо от числа заходов оребрения.

Отработка оптимальных параметров труб со спиральными ребрами (где каждое второе ребро — с насечками), обеспечивающими тепловую эффективность труб не ниже, чем у труб, где все ребра — с насечками, экспериментально проведена на шестирядных пучках из серийных БРТ АВО с параметрами $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 56,7 \times 27,9 \times 14,4 \times 2,94 \times 0,65$ мм, $\varphi = 14,4$. Трубы в пучках размещены в вершинах равностороннего треугольника с шагами: поперечный $S_1 = S_2 = 58$ мм, продольный $S_2 = 50,2$ мм. Все опыты выполнены на одном комплекте труб и в идентичных условиях [8]. Насечные ребра — с оптимальными параметрами: $h_p = 5$ мм; $s_p = 7,12$ мм; $z_p = 25$ шт.; $\gamma = 60^\circ$; $\beta = 20^\circ$; вентилируемый зазор между концами насечной пластинки и боковой поверхностью спиральных гладких ребер $\delta = 2$ мм; ширина межреберной полости (канала) $s' = s - \Delta = 2,94 - 0,65 = 2,29$ мм; расстояние между торцами смежных пластинок (около их вершин) $u = 2,7$ мм.

Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучка с насечными ребрами оптимальных параметров обобщены в интервале значений $Re = (4...25) \cdot 10^3$ уравнениями подобия:

$$Nu = 0,0566c_d Re^{0,75}; \quad (4)$$

$$Eu = 46,8 Re^{-0,28}. \quad (5)$$

Для оптимальных параметров насечных ребер установлено увеличение средней приведенной теплоотдачи пучка на 18,4 % при $Re = 1 \cdot 10^4$, на 27,7 % при $Re = 2 \cdot 10^4$ с увеличением сопротивления пучка соответственно на 12 и 17 % (по сравнению с характеристиками базового пучка из труб с гладкими ребрами), т.е. увеличение конвективной теплоотдачи — больше увеличения сопротивления. Тепловая эффективность пучка труб с оптимальными параметрами насечных ребер на 10...25 % выше эффективности базового пучка при $N_0 = idem$ и на 3 % выше эффективности пучка с насечкой каждого ребра.

Технология изготовления опытных образцов насечного спирального оребрения, освоенная ЗАО «Октябрьскхиммаш» (г. Октябрьский), ЗАО «ЦНО-Химмаш» (г. Борисоглебск), ОАО «Костромской калориферный завод» в сочетании с изложенными рекомендациями по выбору оптимальных параметров БРТ — возможность широкого внедрения таких БРТ в серийные АВО и другие воздухоохлаждаемые теплообменники.

При исследованиях гидродинамики потока в извилистых щелевидных и зигзагообразных каналах трубчатых и пластинчатых поверхностей теплообмена выявлено образование вихрей у вогнутой и выпуклой стенок непосредственно за поворотом канала [9]. Поток в извилистых каналах периодически нарушается (дестабилизируется) непрерывными поворотами потока, расстояние между которыми меньше длины начального участка стабилизации. При совместном влиянии этих факторов (образования вихрей и дестабилизации потока) формируется искусственная турбулизация потока, интенсифицирующая теплоотдачу с одновременным увеличением аэродинамического сопротивления (примерно пропорциональным увеличению коэффициента теплоотдачи).

Данный способ интенсификации теплоотдачи реализован применительно к внешней задаче конвективного теплообмена в разработанной конструкции [10] БРТ АВО с накатными спиральными

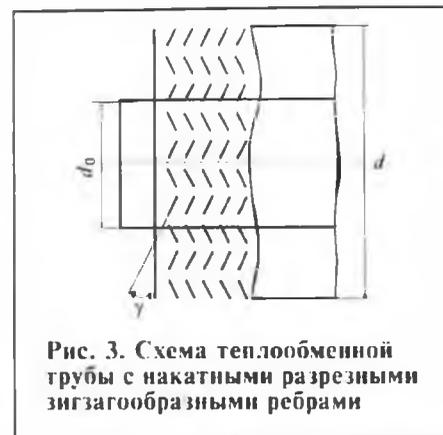


Рис. 3. Схема теплообменной трубы с накатными разрезными зигзагообразными ребрами

гладкими алюминиевыми ребрами, радиально разрезанными дисковой фрезой на короткие пластинки-сегменты с последующим разворотом их до образования зигзагообразной формы (рис. 3), при этом вокруг несущей трубы образуются узкие межреберные извилистые каналы с прерывистыми стенками — прообраз коротких каналов прямоугольного сечения с острыми входными кромками.

Изготовление труб с такой формой разрезных ребер технически возможно в промышленных масштабах. Применением зигзагообразных ребер предотвращается образование на поверхностях пограничных слоев большой толщины вследствие короткого пути движения воздуха вдоль ребра и вследствие прерывания развития пограничных слоев острыми кромками. Периодическими колебаниями направления движения воздуха генерируется вихреобразование.

Вариантными тепловыми исследованиями шестирядных пучков в интервале значений $Re = (4...25) \cdot 10^3$ из БРТ с двухзаходными накатными гладкими ребрами (модифицированными в разрезные) параметров $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 56,65 \times 27,55 \times 14,55 \times 3,1 \times 0,7$ мм, $\varphi = 15,8$, установлены оптимальные параметры разрезных ребер: $h_p = 9$ мм ($h_p/h = 0,62$); ширина разреза $\Delta_p = 0,9$ мм; число радиальных разрезов $z_p = 24$ шт.; угол поворота разрезанных пластинок относительно плоскости исходного гладкого ребра $\gamma = 15^\circ$. Трубы в пучках размещены в вершинах равностороннего треугольника с шагами: поперечный $S_1 = S_2 = 63,5$ мм.

продольный $S_2 = 55$ мм. Коэффициент φ зигзагообразных ребер — такой же, как и у гладких ребер.

При одинаковых затратах мощности на прокачивание воздуха через пучок труб $N_0 = idem$ коэффициент тепловой эффективности труб (см. рис. 3) составляет $\varphi_i = 25$ %. В неизменных габаритных размерах АВО тепловая мощность $Q = idem$ обеспечивается при меньшем числе БРТ на 20...22 %, соответственно снижается и масса аппарата.

Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучка с оптимальными зигзагообразными ребрами соответствуют уравнениям подобия

$$Nu = 0,0394c_{\text{л}} Re^{0,8}; \quad (6)$$

$$Eu = 52,61 Re^{-0,25}. \quad (7)$$

Интенсификация теплообмена навитых (а не накатных) алюминиевых ребер радиальной разрезкой затруднительна вследствие смятия навитых ребер (из-за их значительно меньшей жесткости в сравнении с накатными ребрами).

Наряду с изготовлением труб, оребренных накатными спиральными алюминиевыми ребрами по технологии ВНИИметмаш (г. Москва), освоено также выпуск энерго- и ресурсосберегающих труб с навитыми спиральными ребрами из алюминиевой ленты $17,5 \times 0,4$ мм по технологии ЭНИКмаш (г. Воронеж) с применением разработанного специалистами ЭНИКмаш оборудования, внедренного на ЗАО «Октябрьскхиммаш». Лента предварительно профилируется в L-образное поперечное сечение и далее навивается на несущую трубу, на поверхность которой механически наносятся продольные радиальные бороздки (выступы) [11]. Горизонтальная полка ленты закатывается в эти шероховатости с образованием прочно-плотного соединения, получаемые в итоге (по принятой классификации) KLM-ребра могут быть в однозаходном исполнении и в двухзаходном исполнении, $\varphi \approx 21...22$.

Преимущества труб с KLM-ребрами перед трубами с накатными ребрами:

— тепловая эффективность секции АВО из стандартных БРТ с навитыми KLM-ребрами ($\varphi = 22,0$) на

12 % выше, чем для БРТ с накатными ребрами ($\varphi = 20,4$) [11];

— потребление электроэнергии на оребрение 1 м трубы с KLM-ребрами меньше в 1,87...2,23 раза и составляет 0,60...0,65 кВт·ч против 1,12...1,45 кВт·ч (по результатам исследований авторов данной статьи на ЗАО «Октябрьскхиммаш»);

— масса алюминия на оребрение 1 м трубы меньше в 1,5...2,0 раза;

— низкая шероховатость (не менее 8-го класса чистоты поверхности оребрения), что обеспечивает снижение аэродинамического сопротивления теплообменной секции, снижение загрязнения поверхности теплообмена и предотвращение ускоренного развития атмосферной коррозии оребрения;

— повышенная до 6...7 м/мин производительность при оребрении круглых труб с KLM-ребрами (для труб с накатным оребрением — до 5 м/мин);

— возможность обеспечения теплоэнергетически оптимальной толщины ребра;

— стоимость теплообменной секции из БРТ с KLM-ребрами в несколько раз меньше стоимости секции из БРТ с накатным оребрением.

Несмотря на достоинства БРТ с KLM-ребрами, применение таких труб в АВО не превышает 5...10 % общего производства БРТ в России. По мнению авторов данной статьи, сложившаяся ситуация объясняется недостатком информации и продолжительным (до настоящего времени) доминированием на рынке БРТ исключительно труб с накатными ребрами. Надеемся, что материалы настоящей статьи будут способствовать расширению применения труб с KLM-ребрами. Экономически целесообразно применение таких труб в АВО природного газа на компрессорных станциях газопроводов, в нефтеперерабатывающей промышленности, в крупных холодильных установках, в паротурбинных установках для конденсации водяного пара.

Данные о теплоотдаче (по результатам локального моделирования) и аэродинамическом сопротивлении шестирядного пучка труб с алюминиевыми двухзаходными KLM-ребрами ($d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 56,9 \times 25,9 \times 15,5 \times 2,53 \times 0,4$ мм,

$\varphi = 20,77$) равносторонней компоновки $S_1 = S_2 = 63,5$ мм в интервале $Re = (3...25) \cdot 10^3$ выражены уравнениями подобия:

$$Nu = 0,121c_{\text{л}} Re^{0,636}; \quad (8)$$

$$Eu = 37,2 Re^{-0,3}. \quad (9)$$

С применением уравнений (8), (9) выполнено сравнение тепловой эффективности пучка БРТ с KLM-ребрами и пучка БРТ с накатными ребрами параметров $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 57 \times 26,6 \times 15,2 \times 2,5 \times 0,6$ мм, $\varphi = 20,38$, которые в последние 20–25 лет являются основным типом поверхности теплообмена АВО. Сравнимые пучки — с одинаковыми шагами $S_1 = S_2$ и компактностью $\Pi = \pi \cdot d_0 \cdot \varphi / (S_1 \cdot S_2) = 485 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Установлено: по тепловой эффективности пучки равноценны ($\varphi_i = 1$). Следовательно, применением труб с KLM-ребрами обеспечивается неизменный тепловой поток $Q = idem$ в равных габаритных размерах АВО и при неизменной мощности вентилятора $N_0 = idem$, но при значительно меньшем расходе алюминия.

В анализируемых в настоящей работе исследованиях [7, 8, 10, 11] оребрение было расположено на стальной несущей трубе наружного диаметра 25 мм с толщиной стенки 2 мм.

Значение поправочного коэффициента метода моделирования теплоотдачи, используемого в выражениях (2), (4), (6), (8), вычисляется по зависимости [12]

$$c_{\text{л}} = a\sigma_1 + b\sigma_2 + c; \quad (10)$$

$$a = -0,01 - 0,41(Re/10^4) + 0,2(Re/10^4)^2;$$

$$b = 0,18 + 0,06(Re/10^4) - 0,02(Re/10^4)^2;$$

$$c = 0,69 + 0,54(Re/10^4) - 0,25(Re/10^4)^2,$$

где $\sigma_1 = S_1/d$ — относительный поперечный шаг труб; $\sigma_2 = S_2/d$ — относительный продольный шаг труб.

Формула (10) действительна при $Re = (3...25) \cdot 10^3$, $\sigma_1 = 1,035...1,44$, $\sigma_2 = 0,78...1,23$.

В настоящее время в эксплуатации находятся тысячи АВО первого поколения со сроком эксплуатации теплообменных секций 25 лет. В большинстве случаев БРТ этих АВО физически изношены (силь-

ные загрязнения. коррозия алюминиевых ребер от воздействия атмосферы, как следствие — шероховатость ребер, подверженность загрязнению, сниженная интенсивность теплопередачи), и требуется замена БРТ. Секции БРТ АВО природного газа состоят из труб с накатными ребрами $d = 56$ мм, $\varphi = 15,23$ и расположены в решетках секции шахматно с шагами $S_1 = S_2 = 58$ мм. Зазор между вершинами ребер смежных труб в поперечном ряду равен $S_1 - d = 58 - 56 = 2$ мм. Серийно производятся БРТ (как с накатными, так и навитыми KLM-ребрами) при $d = 57$ мм, которыми технически невозможно заменить изношенные трубы с коэффициентом оребрения $\varphi = 15,23$ ввиду малости межвершинного зазора ($S_1 - d = 58 - 57 = 1$ мм).

Однако данную техническую задачу все же можно решить применением труб с KLM-ребрами ($\varphi \approx 21$) с предварительной боковой параллельной подгибкой ребер на высоту $s = \Delta$ (рис. 4).

Подгибка накатных ребер технологически сложна из-за большой жесткости накатных ребер. Однако на предприятии ЗАО «Октябрьскхиммаш» разработано и апробировано устройство для подгибки вершин ребер со скоростью до 8 м/мин с возможностью компоновки устройства в единую технологическую линию изготовления KLM-ребер без снижения производительности.

Интенсификация теплоотдачи от подгибки ребер на указанную величину — незначительная [11], при этом сопротивление увеличивается опережающим темпом. Увеличение теплового потока АВО в этом варианте конструкции БРТ обеспечивается за счет увеличения установленной площади поверхности теплообмена в неизменных габаритных размерах секции $\varphi_{KLM}/\varphi_{нак} = 21/15,2 = 1,38$ раза (после замены труб в пучке). Это — классический случай энергетически эффективного применения экстенсивного способа для увеличения теплового потока аппарата.

Перспективно также применение труб с накатными алюминиевыми ребрами при искусственном образовании межреберных конфузур-

но-диффузорных каналов (рис. 5) с потенциальной возможностью повышения тепловой эффективности в 1,35...1,55 раза (по аналогии с интенсификацией теплообмена внутри труб с подобными турбулизаторами [13]).

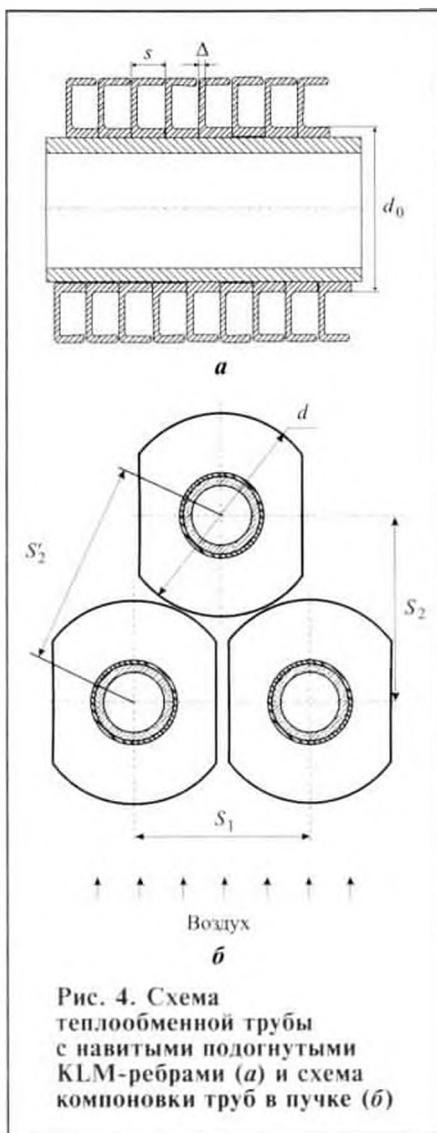


Рис. 4. Схема теплообменной трубы с навитыми подогнутыми KLM-ребрами (а) и схема компоновки труб в пучке (б)



Рис. 5. Труба с конфузурно-диффузорными каналами по периферии накатного ребра

Список литературы

1. Васильев Ю.Н., Марголин Г.А. Системы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих станций. М.: Недра, 1977. 222 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. 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.
4. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия, 1966. 184 с.
5. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 471 с.
6. Ефимов А.Л., Бережная О.К., Данилина А.В. Расчет и интенсификация теплообмена в промышленных теплообменниках. М.: Изд-во МЭИ, 2005. 64 с.
7. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Интенсификация теплоотдачи трубных пучков аппаратов воздушного охлаждения насечкой кромок спиральных накатных ребер // Изв. вузов. Энергетика. 1991. № 10. С. 111—115.
8. Кунтыш В.Б. Интенсификация теплоотдачи шахматных пучков труб периферийной насечкой спиральных ребер // Изв. вузов. Энергетика. 1993. № 5—6. С. 111—117.
9. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергия, 1986. 240 с.
10. Пиир А.Э. Исследование и разработка эффективных воздухонагревателей из биметаллических ребристых труб для химико-лесного комплекса: дис... доктора технических наук: 05.14.04. Архангельск, 2002. 315 с.
11. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э., Муллин В.П., Теляев Р.Ф. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков из круглых труб с подогнутыми спиральными KLM-ребрами // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2003. № 11. С. 10—14.
12. Федотова Л.К. Повышение энергетической эффективности шахматных пучков из высокоорбренных труб аппаратов воздушного охлаждения: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.14.04. Л.: 1984. 18 с.
13. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 244 с.