УДК 66.045.12

Щербин Сергей Анатольевич,
к.т.н., доцент кафедры «Машины и аппараты химических производств»,
ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,
e-mail: dekan_ftk@angtu.ru
Демин Георгий Геннадьевич,
магистрант гр. ТМм-18-1,
ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»

ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Shcherbin S.A., Demin G.G.

ISSUES OF HEAT EXCHANGE APPARATUS OPTIMIZATION

Аннотация. Рассмотрена методика анализа приведенных затрат на кожухотрубчатый теплообменный аппарат с учетом его теплотехнических, гидродинамических и конструктивных характеристик. Показана возможность применения предложенного подхода для обоснования основных конструктивных размеров аппарата уже на начальной стадии конструирования.

Ключевые слова: приведенные затраты, теплообменный аппарат, теплопередача, гидравлическое сопротивление, скорость теплоносителя.

Abstract. The method of analysis of the given expenses for shell-and-tube heat exchanger is considered taking into account its thermal, hydrodynamic and structural characteristics. The possibility of using the proposed approach to justify the basic structural dimensions of the apparatus is shown at the initial stage of construction.

Keywords: relative costs, heat exchanger, heat transfer, hydraulic resistance, coolant speed.

Большое количество процессов химической и нефтехимической промышленности осуществляются с использованием теплообменных аппаратов, доля которых достигает 50 % от общего количества оборудования, используемого в отрасли [1].

Из всего многообразия конструкций рекуперативных теплообменников наибольшее распространение получили кожухотрубчатые аппараты, обладающие рядом существенных преимуществ: надежностью при работе в широком диапазоне температур и давлений различных технологических сред (жидкостей, газов и паров), сравнительно простой технологией изготовления и невысокой стоимостью.

Эффективность процесса теплопередачи и соответственно теплообменного аппарата определяется величиной коэффициента теплопередачи:

$$K = 1/(1/\alpha_1 + R_1 + \delta/\lambda_{ct} + R_2 + 1/\alpha_2), \quad (1)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке теплообменной поверхности, Вт/(м²·К); R_1 и R_2 – термические сопротивления загрязнений на поверхностях стенки, м²·К/Вт; δ – толщина стенки поверхности теплопередачи, м; λ_{ct} –

коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м²·К).

Очевидно, что для повышения эффективности теплообмена следует увеличивать значение коэффициентов α_1 и α_2 . Величина коэффициента теплоотдачи теплоносителя, агрегатное состояние которого в процессе теплообмена не изменяется, существенно зависит от скорости его движения – увеличением скоростей теплообменных сред можно добиться повышения эффективности теплообменного аппарата. Однако, как известно из гидродинамики, увеличение скорости потока приводит к повышению затрат энергии на перекачивание среды, что проявляется в уменьшении ее давления. Величина, на которую уменьшается давление среды, пропорциональна квадрату скорости потока и называется гидравлическим сопротивлением. Поэтому увеличение скорости потока теплоносителя, с одной стороны, повышает эффективность теплопередачи, но, в то же время, существенно увеличивает гидравлическое сопротивление аппарата и затраты на работу насосно-компрессорного оборудования [1-5]. При проектировании теплообмен-

ных аппаратов важной задачей является определение оптимальных скоростей потоков теплоносителей, обеспечивающих эффективный теплообмен при приемлемом значении гидравлического сопротивления.

В настоящей работе рассмотрен подход к определению оптимальных конструктивных параметров теплообменника на основе определения и анализа капитальных и эксплуатационных затрат.

Представим приведенные затраты на теплообменник Z , руб, в следующем виде:

$$Z = E \cdot K + \mathcal{E}, \quad (2)$$

где K – капитальные затраты, руб; $\mathcal{E}$ – эксплуатационные затраты, руб/год; E – коэффициент эффективности капиталовложений, год⁻¹.

Капитальные затраты на кожухотрубчатый теплообменник в большей степени определяются стоимостью труб, которая, в свою очередь, зависит от необходимой поверхности теплообмена, обеспечивающей требуемую мощность теплового потока Q , Вт. Из основного уравнения теплопередачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (3)$$

где Δt_{cp} – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, К; F – площадь поверхности теплопередачи, м²:

$$F = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot l_m \cdot n / 2, \quad (4)$$

где d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры теплообменных труб, м; l_m – длина теплообменных труб, м; n – количество теплообменных труб, шт.

Тогда

$$Q = K \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot l_m \cdot n \cdot \Delta t_{cp} / 2. \quad (5)$$

Выразим длину теплообменных труб:

$$l_m = 2 \cdot Q / [K \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{cp}]. \quad (6)$$

В то же время, мощность теплового потока при изменении температуры теплоносителя на величину Δt_1 , К, можно определить по формуле:

$$Q = V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1, \quad (7)$$

где V_1 , ρ_1 и c_1 – соответственно объемный расход, м³/с, плотность, кг/м³, и удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К), теплоносителя.

Единовременные затраты на трубы можно выразить следующим образом:

$$C_m = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot \delta \cdot l_m \cdot \rho_m \cdot C_T / 2, \quad (8)$$

где δ – толщина стенки трубы, м; ρ_m – плотность материала труб, кг/м³; C_T – стоимость материала труб, руб/кг.

Учитывая, что

$$\delta = (d_2 - d_1) / 2, \quad (9)$$

можно записать:

$$C_m = \pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot l_m \cdot \rho_m \cdot C_T / 4, \quad (10)$$

и с учетом (6), (7):

$$C_m = \frac{(d_2 - d_1) \cdot V_1 \cdot \rho_1 \cdot \rho_m \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot C_T}{2 \cdot K \cdot n \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (11)$$

Коэффициент K определяется по уравнению (1), в которое входят коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , в общем случае определяемые по выражению:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l, \quad (12)$$

где Nu – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена на границе твердое тело-жидкость; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); l – определяющий линейный размер поверхности теплообмена, м. В качестве l , как правило, принимается длина или диаметр (эквивалентный диаметр) поверхности.

На величину критерия Нуссельта влияет множество факторов: физические свойства теплоносителя, скорость и режим его движения, форма, размеры и ориентация поверхности теплообмена в пространстве, температурный напор и другие. Например, при турбулентном режиме движения теплоносителя, агрегатное состояние которого не изменяется, в теплообменных трубках [1]:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43}, \quad (13)$$

где Re_1 – критерий Рейнольдса, характеризующий отношение сил инерции (скоростного напора) к силам вязкого трения и соответственно режим течения теплоносителя; Pr_1 – критерий Прандтля, учитывающий влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу:

$$Re_1 = W_1 d_1 \rho_1 / \mu_1, \quad (14)$$

$$Pr_1 = c_1 \mu_1 / \lambda_1, \quad (15)$$

где μ_1 – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; λ_1 – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); W_1 – скорость теплоносителя в теплообмен-

ных трубах, м/с:

$$W_1 = 4 \cdot V_1 \cdot z / (n \cdot \pi \cdot d_1^2), \quad (16)$$

где z – количество ходов по трубам.

Учитывая (12)-(16), после преобразований получим:

$$\alpha_1 = \frac{0,025 \cdot V_1^{0,8} \cdot z^{0,8} \cdot \rho_1^{0,8} \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}}{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37} \cdot n^{0,8}}. \quad (17)$$

Критерий Нуссельта при движении теплоносителя в межтрубном пространстве стандартизованного кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками при $Re_2 > 10^3$ рассчитывается по формуле [1]:

$$Nu_2 = 0,126 \cdot Re_2^{0,65} \cdot Pr_2^{0,36}. \quad (18)$$

Скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве определяется по его объемному расходу V_2 , м³/с, и площади живого сечения потока:

$$W_2 = 2 \cdot V_2 / [D^2 \cdot (1 - d_2/l_p)], \quad (19)$$

где D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; l_p – шаг расположения теплообменных труб в трубной решетке, м.

Критерий Рейнольдса:

$$Re_2 = 2 \cdot d_2 \cdot V_2 \cdot \rho_2 / [D^2 \cdot (1 - d_2/l_p) \cdot \mu_2]. \quad (20)$$

Тогда, с учетом (1), (11)-(15), (18) и (20), после преобразований можно записать:

$$\alpha_2 = \frac{0,2 \cdot V_2^{0,65} \cdot \rho_2^{0,65} \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}}{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29} (1 - d_2/l_p)^{0,65}}; \quad (21)$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37} \cdot n^{0,8}}{0,025 \cdot V_1^{0,8} \cdot z^{0,8} \cdot \rho_1^{0,8} \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}} + \right.} \\ \left. + R_1 + \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \lambda_{ст}} + R_2 + \frac{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29} (1 - d_2/l_p)^{0,65}}{0,2 \cdot V_2^{0,65} \cdot \rho_2^{0,65} \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}} \right); \quad (22)$$

$$C_T = \frac{(d_2 - d_1) \cdot V_1 \cdot \rho_1 \cdot \rho_m \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \zeta_T}{2 \cdot n \cdot \Delta t_{ср}} \cdot \left(\frac{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37}}{0,025 \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}} \cdot \left(\frac{n}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot z} \right)^{0,8} + \right. \\ \left. + R_1 + \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \lambda_{ст}} + R_2 + \frac{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29}}{0,2 \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}} \cdot \left(\frac{(1 - d_2/l_p)}{V_2 \cdot \rho_2} \right)^{0,65} \right). \quad (23)$$

Эксплуатационные затраты определя-

ются стоимостью электроэнергии на перемещение теплоносителей:

$$\Xi = (N_{д1} + N_{д2}) \cdot \zeta_{э} \cdot \tau, \quad (24)$$

где $N_{д1}$ и $N_{д2}$ – мощность электродвигателей циркуляционных насосов (компрессоров), кВт; $\zeta_{э}$ – стоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч); τ – продолжительность эксплуатации аппарата в году, ч.

Потребная мощность электродвигателя N_d определяется объемной производительностью насоса V , м³/с, и гидравлическим сопротивлением Δp , Па:

$$N_d = V \cdot \Delta p / \eta, \quad (25)$$

где η – общий к.п.д. насоса.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника без учета местных гидравлических сопротивлений определяется по уравнению:

$$\Delta p_1 = z \cdot \lambda_T \cdot \rho_1 \cdot W_1^2 \cdot l_T / (2d_1), \quad (26)$$

где λ_T – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси), при развитом турбулентном режиме движения теплоносителя в трубах вычисляется по формуле Шифрина [5]:

$$\lambda_T = 0,11 \cdot (\Delta_{э1}/d_1)^{0,25}, \quad (27)$$

где $\Delta_{э1}$ – эквивалентная шероховатость поверхности стенок трубок, м.

Используя (6)-(7), (16) и (25)-(27), выразим мощность двигателя насоса, перекачивающего жидкость через теплообменные трубы, без учета местных гидравлических сопротивлений:

$$N_{д1} = \frac{0,057 \cdot \Delta_{э1}^{0,25} \cdot V_1^4 \cdot \rho_1^2 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot z^3}{\eta_1 \cdot K \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_1^{5,25} \cdot \Delta t_{ср} \cdot n^3}. \quad (28)$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства стандартного аппарата ограничим потерями давления на трение в пространстве между стенками кожуха и соседними перегородками:

$$\Delta p_2 = \lambda_{мт} \cdot \rho_2 \cdot W_2^2 \cdot l_T / D, \quad (29)$$

где $\lambda_{мт}$ – коэффициент гидравлического трения в межтрубном пространстве, зависящий от способа размещения труб и числа рядов труб, через которые проходит поток. При размещении труб по вершинам равносторонних треугольников [1]:

$$\lambda_{мт} = (4 + 2,31 \cdot D/d_2) / Re_2^{0,28}. \quad (30)$$

Используя (6), (20), (25) и (28)-(30) вы-

разим мощность двигателя насоса, перекачивающего жидкость через теплообменные трубы:

$$N_{д2} = \frac{\left(4,85 \cdot V_2^{3,72} \cdot \rho_2^{1,72} \cdot c_2 \cdot \mu_2^{0,28} \cdot \right)}{\left(\eta_2 \cdot K \cdot (1 - d_2/l_p)^{1,72} \cdot D^{4,44} \cdot \right)} \cdot \frac{\cdot (1,73 + D/d_2) \cdot \Delta t_2}{\cdot d_2^{0,28} \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{ср}} \quad (31)$$

Таким образом, система из уравнений (2), (22)-(25), (28), (31) позволяет определить приведенные затраты на кожухотрубчатый

теплообменник с учетом его теплотехнических, гидродинамических и конструктивных характеристик.

Предлагаемый подход целесообразно применять на стадии проектирования теплообменников с целью обоснованного выбора основных конструктивных размеров аппаратов и минимизации расходов на их производство и эксплуатацию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Щербин С.А. Основы теории теплообмена и теплообменные аппараты. – Учебное пособие. – Ангарск: АГТА, 2014. – 162 с.
2. Щербин С.А. Реконструкции конденсатора холодильной установки // Вестник АнГТУ. 2017. № 11. С. 113-114.
3. Кузьмин С.И., Щербин С.А. Комплексная оптимизация трубчатого теплообменника // Сборник научных трудов АнГТУ. 2018. С. 21-27.
4. Демин Г.Г., Щербин С.А. Проблемы оптимизации теплообменных аппаратов // Сборник научных трудов молодых ученых и студентов. 2019. С. 68-69.
5. Щербин С.А. и др. Основы гидравлики. – Учебное пособие. – Ангарск: АГТА, 2009. – 94 с.