

**Кузьмин Сергей Иванович,**

к.т.н., доцент, Ангарский государственный технический университет,

e-mail: sergey.kuzmin@mail.ru

**Щербин Сергей Анатольевич,**

к.т.н., доцент, Ангарский государственный технический университет,

e-mail: dekan\_ftk@angtu.ru

## **КОМПЛЕКСНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

**Kuzmin S.I., Shcherbin S.A.**

### **INTEGRATED OPTIMIZATION OF TUBULAR HEAT EXCHANGER**

**Аннотация.** Приведена методика анализа приведенных затрат трубчатого теплообменника с учетом его конструктивных и теплотехнических характеристик. Показана возможность и эффективность предложенного подхода для обоснования диаметра и длины труб аппарата уже на начальной стадии конструирования.

**Ключевые слова:** приведенные затраты, теплообменник, теплопередача, гидравлическое сопротивление.

**Abstract.** The method of analysis of the reduced costs of a tubular heat exchanger taking into account its design and thermal characteristics. The possibility and efficiency of the proposed approach for justifying the diameter and length of the pipe apparatus at the initial stage of design.

**Keywords:** given the cost, heat exchanger, heat transfer, hydraulic resistance.

Емкостный трубчатый теплообменный аппарат обеспечивает нагрев вторичной среды от первичного теплоносителя. Его конструкция предполагает перемещение первичного теплоносителя по греющим трубкам, омываемым с наружной поверхности нагреваемой средой.

Габариты, стоимость аппарата и затраты на его эксплуатацию зависят от интенсивности теплообмена. Причем, в силу особенностей физических процессов, влияющих на теплообмен, интенсификация работы аппарата сопровождается разнонаправленным изменением составляющих приведенных затрат  $C_{пр}$ :

$$C_{пр} = C_э + KC_к, \quad (1)$$

где  $C_э$  – затраты на эксплуатацию аппарата, руб./год;  $C_к$  – капитальные затраты на аппарат, руб.;  $K$  – коэффициент самокупаемости, год<sup>-1</sup>.

В настоящей работе рассмотрен прием обоснования конструктивных параметров теплообменника на основе анализа влияния эффективности теплообмена на приведенные затраты.

Представим приведенные затраты в следующем виде:

$$C_{пр} = C_{эл} + KC_{тр}, \quad (2)$$

где  $C_{эл}$  – затраты на обеспечение циркуляции первичного теплоносителя через теплообменник, руб./год;  $C_{тр}$  – затраты на поверхность теплообмена (греющие трубы), руб.

Выявление рационального (наиболее выгодного) варианта конструкции

аппарата проведем на основании соотношения приведенных затрат теплообменника произвольной  $C_{пр.d}$  и базовой  $C_{пр.0}$  комплектаций:

$$\bar{C}_{пр} = \frac{C_{пр.d}}{C_{пр.0}} = \frac{C_{э.d}}{C_{э.0}} \left( \frac{1 + KC_{пр.d}/C_{э.d}}{1 + KC_{пр.0}/C_{э.0}} \right), \quad (3)$$

где  $C_{пр.d}$  и  $C_{пр.0}$  – капитальные затраты соответственно на аппарат произвольной и базовой комплектаций, руб.;  $C_{э.d}$  и  $C_{э.0}$  – эксплуатационные затраты соответственно на аппарат произвольной и базовой комплектаций, руб./год.

Изменяющаяся часть капитальных затрат теплообменника в основном определяется стоимостью труб, которая, в свою очередь, зависит от необходимой поверхности теплообмена, обеспечивающей требуемую тепловую мощность  $Q$ .

Единовременные затраты на трубы можно выразить следующим образом:

$$C_{тр} = \pi(d_w + \delta)\delta c_{тр} l_{тр} \rho_M, \quad (4)$$

где  $d_w$  – внутренний диаметр трубы, м;  $\delta$  – толщина стенки трубы, м;  $\rho_M$  – плотность материала трубы, кг/м<sup>3</sup>;  $l_{тр}$  – длина труб в аппарате, м;  $c_{тр}$  – стоимость трубы, руб./кг.

Учитывая, что существует определенная зависимость между толщиной стенки и диаметром стандартных труб, можно записать:

$$\delta = r_{тр} d_w, \quad (5)$$

или

$$C_{тр} = \pi r_{тр} d_w^2 (1 + r_{тр}) c_{тр} l_{тр} \rho_M, \quad (6)$$

где  $r_{тр}$  – расчетный показатель для определенного типа труб.

Эксплуатационные затраты  $C_э$  ограничим затратами электроэнергии на перемещение теплоносителя по греющим трубкам:

$$C_э = N_y \tau c_{эл}, \quad (7)$$

где  $N_y$  – мощность электродвигателя циркуляционного насоса, Вт;  $c_{эл}$  – стоимость электроэнергии, руб./(Вт·ч);  $\tau$  – продолжительность эксплуатации аппарата в году, ч.

Потребная мощность электродвигателя  $N_y$  определится производительностью насоса  $G_H$ , м<sup>3</sup>/с, и гидравлическим сопротивлением аппарата  $\Delta p$ , Па:

$$N_y = \frac{G_H \Delta p}{\eta}, \quad (8)$$

где  $\eta$  – к.п.д. передачи на насос и самого насоса.

Объемный расход теплоносителя  $G_H$  зависит от необходимой тепловой мощности  $Q$ , Вт, и температур воды на входе  $t_{w1}$  и выходе  $t_{w2}$  из аппарата, К:

$$G_H = \frac{Q}{c_w(t_{w1} - t_{w2})\rho_w}, \quad (9)$$

где  $\rho_w$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $c_w$  – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К).

Гидравлическое сопротивление труб определяется потерей давления на трение и в местных сопротивлениях [1]:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l_{mp}}{d_w} + \sum \zeta \right) \frac{w_w^2 \rho_w}{2}, \quad (10)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $\sum \zeta$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений аппарата;  $w_w$  – скорость теплоносителя в трубах, м/с.

Коэффициент  $\lambda$  вычисляется по известной формуле [1]:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{k_w}{d_w} \right)^{0,25}, \quad (11)$$

где  $k_w$  – абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубы, м;  $Re$  – критерий Рейнольдса.

Для труб с абсолютной шероховатостью менее 0,1 мм и для значений  $Re$  в пределах (1000-5000) формулу (11) можно заменить простым выражением:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} \right)^p, \quad (12)$$

где  $p$  – показатель степени, зависящий от материала труб.

Теплообмен в аппарате с нагреваемой средой определится условиями теплопередачи через поверхность нагрева:

$$Q_{wv} = \frac{1}{R_{wv}} (t_w - t_v) l_{mp}, \quad (13)$$

где  $R_{wv}$  – линейное термическое сопротивление теплопередачи, (м·К)/Вт;  $t_w$  и  $t_v$  – средние температуры греющей и нагреваемой сред, К;  $l_{mp}$  – длина поверхности теплообмена, м.

Скорость теплоносителя в греющих трубах определится по расчетному расходу и живому сечению трубы:

$$w_w = \frac{4G_H}{\pi d_w^2}, \quad (14)$$

или

$$w_w = \frac{4Q}{c_w \rho_w (t_{w1} - t_{w2}) \pi d_w^2}, \quad (15)$$

и, соответственно, потери давления в греющих трубах аппарата определяются из выражения:

$$\Delta p = 0,88 \cdot 68^p \pi^{p+1} 4^{-p} Q^{3-p} \Delta t_w^{p-2} c_w^{p-2} \rho_w^{p-1} v_w^p \Delta t_{wv}^{-1} R_{wv} d_w^{p-5}, \quad (16)$$

где  $\Delta t_w = (t_{w1} - t_{w2})$  и  $\Delta t_{wv} = (t_w - t_v)$ .

Таким образом, эксплуатационные затраты  $C_3$  (7) можно представить че-

рез основные технические характеристики теплообменника:

$$C_3 = 0,88 \cdot 17^p \pi^{p+1} \eta^{-1} Q^{4-p} \Delta t_w^{p-3} c_w^{p-3} \rho_w^{p-2} \nu_w^p \Delta t_{wv}^{-1} R_{wv} d_w^{p-5} \tau c_{3л}, \quad (17)$$

где  $\nu_w$  – коэффициент кинематической вязкости горячего теплоносителя, м<sup>2</sup>/с.

Используя уравнения (6) и (13) получим выражение для определения капитальных затрат через параметры теплообменника:

$$C_{mp} = \frac{\pi r_{mp} (1 + r_{mp}) d_w^2 c_{mp} Q \rho_M R_{wv}}{\Delta t_{wv}}. \quad (18)$$

Тогда отношение годовых капитальных и эксплуатационных затрат для теплообменника с диаметром труб  $d_w$  в формуле (3) будет иметь вид:

$$\frac{C_{mp.d}}{C_{3.d}} = A \frac{d_w^{7-p} Q^{p-3} c_{mp}}{\Delta t_w^{p-3} c_{3л} \tau \rho_w^{p-2} \nu_w^p}, \quad (19)$$

где  $A = 1,136 \cdot 17^{-p} \pi^{-p} \eta r_{mp} (1 - r_{mp}) c_w^{3-p} \rho_M$ .

Отношение эксплуатационных затрат произвольного  $C_{3.d}$  и базового  $C_{3.0}$  варианта в формуле (3) составит:

$$\frac{C_{3.d}}{C_{3.0}} = \frac{R_{wv.d} d_{w.d}^{p-5}}{R_{wv.0} d_{w.0}^{p-5}}. \quad (20)$$

Таким образом выражение для относительных приведенных затрат теплообменника примет вид:

$$\bar{C}_{np} = \frac{R_{wv.d} d_{w.d}^{p-5} [1 + KA d_{w.d}^{7-p} Q^{p-3} c_{mp} / (\Delta t_w^{p-3} c_{3л} \tau \rho_w^{p-2} \nu_w^p)]}{R_{wv.0} d_{w.0}^{p-5} [1 + KA d_{w.0}^{7-p} Q^{p-3} c_{mp} / (\Delta t_w^{p-3} c_{3л} \tau \rho_w^{p-2} \nu_w^p)]}. \quad (21)$$

Сопротивление теплопередаче  $R_{wv}$  для трубы круглого сечения определяется выражением [2]:

$$R_{wv} = \frac{1}{d_w \alpha_w} + \frac{1}{2\lambda_M} \ln(1 + 2r_{mp}) + \frac{1}{d_w (1 + 2r_{mp}) \alpha_v}, \quad (22)$$

где  $\alpha_w$  и  $\alpha_v$  – коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхностях трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda_M$  – коэффициент теплопроводности материала труб, Вт/(м·К).

В предположении, что греющая и нагреваемая среды – жидкости, коэффициенты теплообмена можно свести к коэффициентам конвективного теплообмена  $\alpha_k$ , определяющимися по выражениям [2]:

– для греющей среды:

$$\alpha_w = \frac{\lambda_w}{d_w} 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,48}, \quad (23)$$

– для нагреваемой среды:

$$\alpha_v = \frac{\lambda_v}{d_w (1 + 2r_{mp})} 0,54 Ra^{0,25}, \quad (24)$$

где  $Pr$  – критерий Прандтля;  $Ra$  – критерий Рэлея.

Так как в критерии Рейнольдса, Рэлея и Прандтля входят величины, за-

висящие от температур сред  $t_{w(v)}$ , то выразим формулы (23), (24) через параметры, характеризующие условия задачи:

– коэффициент кинематической вязкости воды:

$$\nu = (1,225 - 0,0163t_{w(v)} + 0,000068t_{w(v)}^2)10^{-6}, \quad (25)$$

– коэффициент объемного расширения воды:

$$\beta = (0,768 + 0,0724t_v - 0,0000248t_v^2)10^{-4}, \quad (26)$$

– коэффициент теплопроводности воды:

$$\lambda_{w(v)} = 0,56 + 0,00215t_{w(v)} + 0,0000086t_{w(v)}^2, \quad (27)$$

– плотность воды:

$$\rho_w = 997,58 + 0,196t_w - 0,00686t_w^2. \quad (28)$$

Критерии:

$$Pr = 8,314 - 0,115t_{v(w)} + 0,000485t_{v(w)}^2, \quad (29)$$

$$Ra_v = \frac{9,81d_w(1 + 2r_{mp})t_v(0,768 + 0,0724t_v + 0,0000248t_v^2)10^8}{(1,225 - 0,0163t_v + 0,000068t_v^2)^2}, \quad (30)$$

$$Re_w = \frac{10^6 w d_w}{1,225 - 0,0163t_w + 0,000068t_w^2}, \quad (31)$$

или, с учетом (15):

$$Re_w = \frac{304,75Q}{(1,225 - 0,0163t_w + 0,000068t_w^2)d_w \Delta t_w (997,58 + 0,196t_w - 0,00686t_w^2)}. \quad (32)$$

Соответственно, коэффициенты теплоотдачи теплоносителей можно представить следующими зависимостями:

$$\alpha_w = \left[ \frac{2,436Q}{(1,225 - 0,0163t_w + 0,000068t_w^2)d_w^{2,25} \Delta t_w (997,58 + 0,196t_w - 0,00686t_w^2)} \right]^{0,8} \cdot (8,314 - 0,115t_w + 0,000485t_w^2)^{0,48} (0,56 + 0,00215t_w + 0,0000086t_w^2). \quad (33)$$

$$\alpha_v = 95,57(0,56 + 0,00215t_v + 0,0000086t_v^2) \cdot \left[ \frac{t_v(0,768 + 0,0724t_v - 0,0000248t_v^2)}{(1 + 2r_{mp})d_w(1,225 - 0,0163t_v + 0,000068t_v^2)} \right]^{0,25}. \quad (34)$$

Таким образом, система из уравнений (21), (29), (30), (32)-(34) определяет полное соотношение между капитальными и эксплуатационными затратами на трубчатый теплообменник, учитывая его конструктивные и теплотехнические характеристики.

На рисунке 1 представлены результаты анализа изменения относительных приведенных затрат теплообменников различной тепловой мощности от конструктивного параметра  $d_w$ , условий эксплуатации  $\tau$ , срока самоокупаемости  $K$  и соотношения цен на материал  $c_{mp}$  и энергию  $c_{эл}$  при следующих условиях:

$$r_{mp} = 0,05; \rho_w = 7800 \text{ кг/м}^3; p = 0,26; \eta = 0,7; c_w = 4180 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ \Delta t_w = 40 \text{ }^\circ\text{C}; t_v = 45 \text{ }^\circ\text{C}; t_w = 80 \text{ }^\circ\text{C}; t_v = 45 \text{ }^\circ\text{C}; \lambda_M = 45 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; d_{w,0} = 15 \text{ мм}.$$

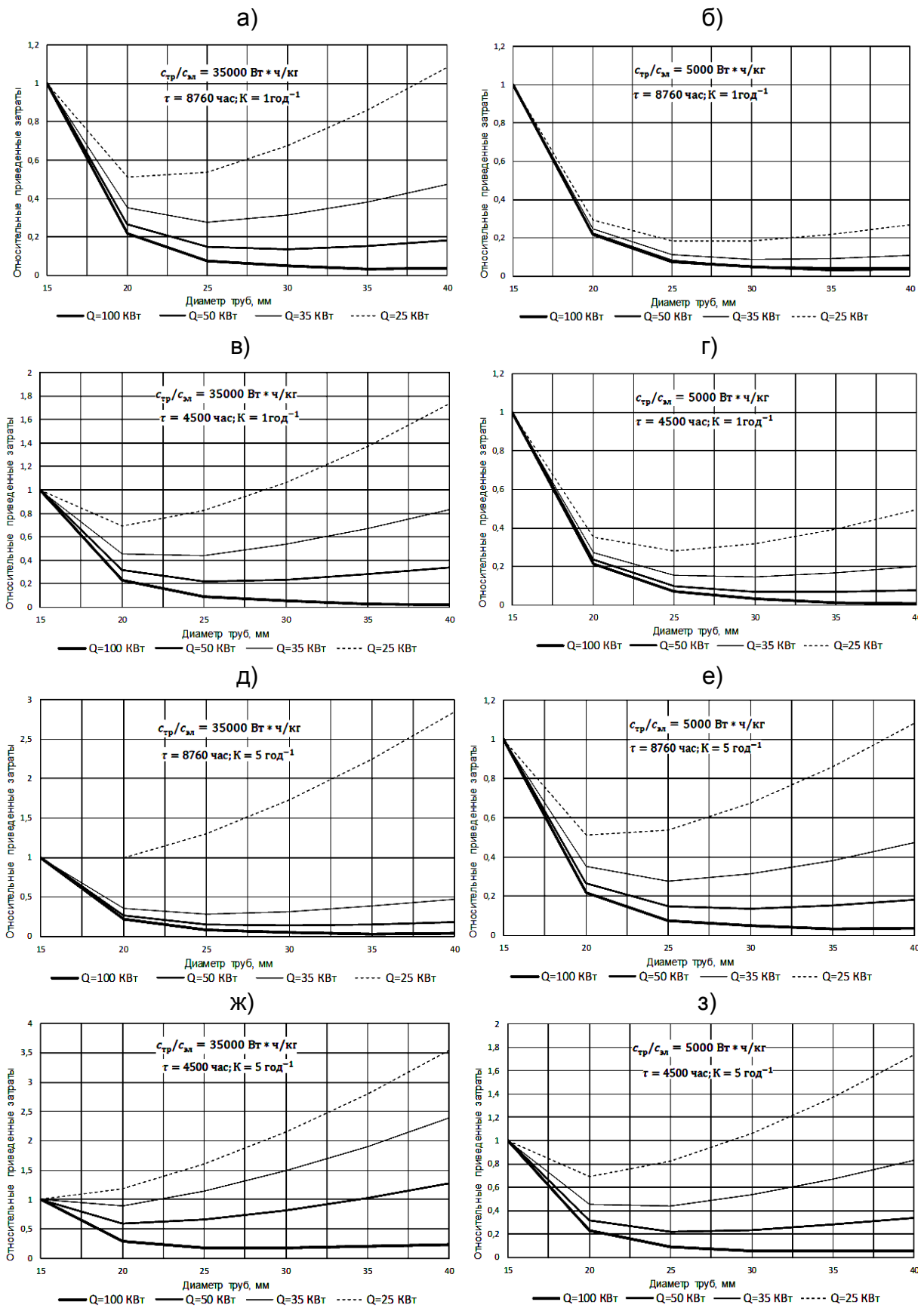


Рисунок 1 – Зависимость  $\bar{C}_{пр}$  от диаметра труб  $d_w$  и стоимости ресурсов

Полученная функциональная зависимость для относительных приведенных затрат (21) имеет достаточно выраженный минимум для теплообменника определенной тепловой мощности. При этом с увеличением диаметра греющих труб приведенные затраты уменьшаются, а потом наблюдается их рост и, при определенных условиях, они начинают превышать начальные показатели даже в несколько раз. Такая тенденция больше характерна для ситуации с относительно «дешевой» электрической энергией по сравнению со стоимостью труб (рисунок 1 в), д), е), ж), з)). Это является очевидным доказательством необходимости предварительного анализа влияния конструкции аппарата на целевую функцию в конкретной экономической ситуации.

С увеличением мощности аппарата минимум приведенных затрат смещается в сторону увеличения диаметра труб при всех начальных условиях, что свидетельствует об увеличении доли эксплуатационной составляющей.

При выборе размера труб следует особо обращать внимание на срок окупаемости устройства, так как назначение этого параметра значительно корректирует «оптимальный диаметр». Так, на рисунках 1 а) и д) видно, что увеличение диаметра труб аппарата мощностью 25 кВт приводит к существенному снижению приведенных затрат при коротком сроке окупаемости и практически не изменяется при более длительном периоде. Более того, может возникнуть ситуация, когда любое изменение диаметра ведет к росту приведенных затрат и превышает минимум в 3-3,5 раза.

Необходимо отметить, что разница в значениях целевой функции от минимального уровня до произвольного может достигать существенных значений. Поэтому формирование начальных условий (или технического задания) при проектировании теплообменника должно быть тщательно продумано и обосновано.

Проведенный анализ показывает возможность и эффективность предложенного подхода для обоснования основных параметров аппарата – диаметра и длины труб уже на начальной стадии конструирования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Учебник для ВУЗов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
2. Теплотехнический справочник / Под. ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. Т. 2. – М.: Энергия 1976. – 896 с.