

УДК 66.01(076)

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

При расчете и выборе теплообменного аппарата проектировщик вынужден принимать ряд величин произвольно, чаще из рекомендуемого диапазона. К такой величине, например, относится скорость движения теплоносителя в трубах теплообменного аппарата. Поэтому приходится делать ряд вариантов расчета, для того чтобы выбрать наиболее рациональный. При таком методе расчета теплообменников объем расчетных вариантов и сам выбор аппарата зависят от субъективных факторов. Поэтому наиболее рационально расчет и выбор теплообменного аппарата рассматривать как задачу оптимизации.

Проектирование теплообменников, входящих в теплотехнологическую систему, должно быть подчинено основной задаче – обеспечению их высокой экономической эффективности. Основной характеристикой экономической эффективности является минимальный уровень приведенных затрат. Формула для определения сравнительной экономической эффективности

$$\min(\Pi) = \min(S + EK), \text{ BYN/год}, \quad (1)$$

где  $K$  - капитальные вложения на изготовление аппарата и его монтаж,  $BYN$ ;

$S$  - текущие расходы при эксплуатации теплообменника,  $BYN$  /год;

$E$  – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, определяющий период окупаемости проекта,  $\text{год}^{-1}$ .

Скорость теплоносителя в трубах теплообменного аппарата является аргументом, определяющим интенсивность теплообмена, а значит для заданной тепловой нагрузки величину поверхности теплообмена аппарата и, как следствие, габариты, металлоемкость и стоимость его. В то же время от скорости теплоносителя (движущего напора) зависит мощность насоса, то есть расход электроэнергии на его привод, что при неизменных расходах теплоносителей и их стоимости, в основном предопределяет эксплуатационные затраты на теплообменную установку. Выбор оптимального варианта скорости теплоносителя предполагает многовариантные расчеты и поэтому выполнялся с помощью электронных таблиц Excel.

В основу расчетов по определению оптимальной скорости движения воды в трубах теплообменника был положен спроектированный кожухотрубный аппарат, выполняющий функции сетевого подогревателя с тепловой нагрузкой  $Q = 8$  МВт (температурный режим воды  $t'_B = 40$  °C,  $t''_B = 110$  °C, давление греющего насыщенного водяного пара 0,2 МПа) по следующей методике.

Число труб в одном ходу конденсатора

$$n = \frac{4G_B}{\pi d_{BH}^2 \rho_B w_B}, \quad (2)$$

где  $G_B$  - расход сетевой воды, кг/с;  $\rho_B$  - плотность воды при средней ее температуре,  $\text{кг/м}^3$ ;  $d_{BH}$  - внутренний диаметр труб, м (приняты трубы диаметром 20x2 мм);  $w_B$  - варьируемая скорость воды в трубах теплообменника, м/с.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи от пара к поверхности трубы  $\alpha_{П}$ , от трубы к воде  $\alpha_B$  и коэффициента теплопередачи  $k$  осуществлялись по классическим методикам теории теплообмена, а поверхность теплообмена аппарата по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}}, \text{ м}^2, \quad (3)$$

где  $\Delta t_{\text{ср}}$  - средний температурный напор в конденсаторе, °С.

Общее гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по трубному пространству

$$\Delta P = \left( \frac{\lambda_{\text{тр}} L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi \right) \Delta P_{\text{д}}, \text{ Па}, \quad (4)$$

где  $L$  - длина труб,  $L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} n z}$ , м;  $\lambda_{\text{тр}}$  - коэффициент трения стальных труб,

$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$ ;  $\Delta P_{\text{д}}$  - динамический напор воды в трубах,  $\Delta P_{\text{д}} = \frac{w_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}}}{2}$ , Па;  $\sum \xi$  - суммарный коэффициент местных сопротивлений,  $\sum \xi = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) z + \xi_5(z-1)$ , где  $z$  - число ходов в теплообменном аппарате;  $\xi$  - местное сопротивление:  $\xi_1$  - вход воды в камеру,  $\xi_2$  - вход воды в трубы,  $\xi_3$  - выход воды из труб,  $\xi_4$  - выход воды из камеры,  $\xi_5$  - поворот на 180° из хода в ход. Из [1]  $\xi_1 = \xi_4 = 1,5$ ;  $\xi_2 = \xi_3 = 1,0$ ;  $\xi_5 = 2,5$ .

Мощность насоса, подающего воду в теплообменник,

$$N_{\text{э}} = \frac{G_{\text{в}} \Delta P 10^{-3}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{эд}}}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

где  $\eta_{\text{н}}$  и  $\eta_{\text{эд}}$  - КПД насоса и электродвигателя, приняты  $\eta_{\text{н}} = 0,8$  и  $\eta_{\text{эд}} = 0,93$ .

Годовой расход электроэнергии на перекачку воды

$$\mathcal{E} = N_{\text{э}} \tau, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{год}}, \quad (6)$$

где  $\tau$  число часов использования мощности насоса, принято  $\tau = 4500$  ч/год.

Начальная стоимость теплообменного аппарата

$$K = \text{Ц}_{\text{Т.А}} \cdot F, \text{ тыс. BYN}, \quad (7)$$

где  $\text{Ц}_{\text{Т.А}}$  - стоимость 1 м<sup>2</sup> поверхности нагрева теплообменного аппарата, принята в расчетах  $\text{Ц}_{\text{Т.А}} = 1$  тыс. BYN/м<sup>2</sup>. При расчете условно принято, что капиталовложения по насосной установке остаются постоянными при изменении скорости воды в трубах теплообменника.

Ежегодные эксплуатационные расходы, учитываемые при оптимизационных расчетах

$$S = k_{\text{а}} K + \text{Ц}_{\text{э}} \mathcal{E}, \text{ тыс. BYN/год}, \quad (8)$$

где  $k_{\text{а}}$  - доля годовых отчислений на амортизацию и текущий ремонт теплообменника,  $k_{\text{а}} = 0,10$ ;

$\text{Ц}_{\text{э}}$  - стоимость электроэнергии, на период проведения исследований,  $\text{Ц}_{\text{э}} \approx 2$  BYN/(кВт·ч).

Ежегодные приведенные затраты

$$\Pi = S + E K, \text{ тыс. BYN/год}, \quad (9)$$

где  $E$  - нормативный коэффициент эффективности,  $E = 0,15$ .

По вышеописанной методике проведено аналитическое исследование зависимости годовых отчислений на амортизацию и текущий ремонт аппарата, эксплуатационных расходов и ежегодных приведенных затрат для нескольких значений скорости воды в трубах теплообменника (0,4...1,6 м/с). Некоторые результаты расчета представлены в таблице 1. На

основании проведенного аналитического исследования построены графики зависимостей  $EK = f(w_B)$ ,  $S = f(w_B)$ , и  $\Pi = f(w_B)$  (рисунок 1) и определена оптимальная скорость воды в аппарате, соответствующая минимуму приведенных затрат, которая для принятых исходных данных составила  $w_B^{OPT} = 0,8$  м/с.

Таблица 1. Основные результаты расчета

Определяемая величина	Скорость воды $w_B$ , м/с						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Число труб в одном ходу	347	278	231	198	174	154	139
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	859	904	940	968	992	1012	1029
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	277	263	253	246	240	235	231
Общее сопротивление теплообменного аппарата по трубному пространству, Па	2884	4873	7516	10878	15022	20008	25892
Мощность насоса, подающего воду в теплообменный аппарат, кВт	0,108	0,183	0,282	0,408	0,563	0,750	0,971
Годовой расход электроэнергии на перекачку воды, кВт·ч	487	822	1268	1835	2535	3376	4369
Начальная стоимость теплообменного аппарата, BYN	276658	262780	252932	245509	239672	234934	230993
Годовые отчисления на амортизацию и текущий ремонт теплообменника, тыс. BYN/год	27,67	26,28	25,29	24,55	23,97	23,49	23,10
Ежегодные эксплуатационные расходы, тыс. BYN/год	28,64	27,92	27,83	28,22	29,04	30,24	31,84
Ежегодные приведенные затраты, тыс. BYN/год	70,14	67,34	65,77	65,05	64,99	65,48	66,49

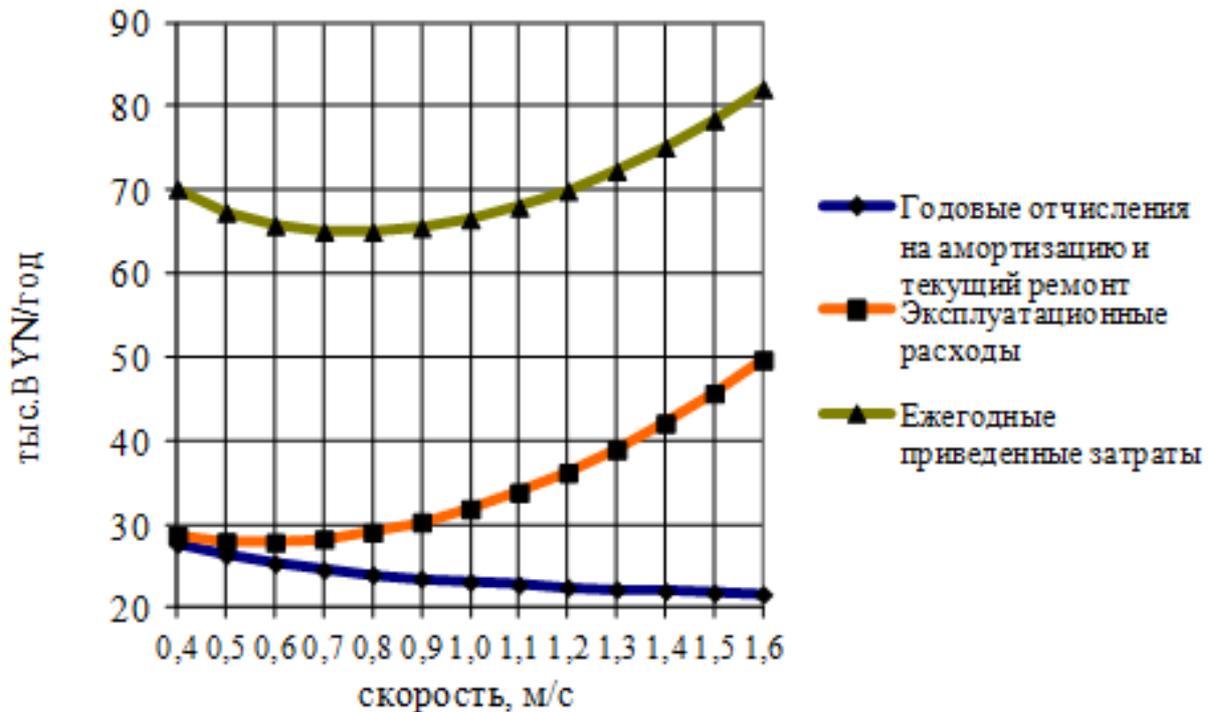


Рисунок 1. Зависимость ежегодных приведенных затрат от скорости теплоносителя в трубах теплообменного аппарата

#### Литература

1. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
2. <http://bank-explorer.ru/finansy/normativnyj-koefficient-effektivnosti-kapitalnyx-vlozhenij.html>
3. <http://mysagni.ru/fea/ait/1214-metodika-rascheta-ekonomicheskoy-effektivnosti-vnedreniya-novoy-tehniki-i-tehnologii.html>