

УДК 66.01(076)

## ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА НОРМАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Бойко Е.Г.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Теплообменный аппарат является одним из наиболее распространенных и важных элементов энергетических, технологических и коммунально-бытовых установок. Расчет, проектирование, конструирование и эксплуатация теплообменных аппаратов должны производиться с учетом происходящих в них процессов, а также значительного влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок.

Расчет теплообменного аппарата включает определение необходимой поверхности теплопередачи, выбор типа аппарата и нормализованного варианта конструкции, удовлетворяющего заданным технологическим условиям оптимальным образом.

Необходимую поверхность теплопередачи определяют из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} \quad (1)$$

Тепловую нагрузку  $Q$  в соответствии с заданными технологическими условиями находят из уравнения теплового баланса.

Для определения поверхности теплопередачи и выбора варианта конструкции теплообменного аппарата необходимо определить коэффициент теплопередачи. Его можно рассчитать с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений на пути теплового потока:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\lambda_{\text{см}}$  – теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К);;

$\delta_{\text{см}}$  – толщина стенки, м;

$r_{31}$  и  $r_{32}$  – термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Однако на этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  зависят от параметров конструкции рассчитываемого теплообменного аппарата. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи приходится приблизительно определить поверхность и выбрать конкретный вариант конструкции, а затем провести уточненный расчет коэффициента теплопередачи и требуемой поверхности.

Сопоставление ее с поверхностью выбранного нормализованного теплообменника дает ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчетной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточненный расчет. Число повторных расчетов зависит главным образом от степени отклонения ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи от его уточненного значения. Многократное повторение однотипных расчетов предполагает использование ЭВМ.

В любом случае, особенно при использовании ЭВМ, легко можно получить несколько конкурентоспособных вариантов решения технологической задачи. Дальнейший выбор должен быть сделан на основе технико-экономического анализа по тому или иному критерию оптимальности. В данной работе за критерий оптимальности был принят минимум

суммы гидравлических сопротивлений трубного пространства теплообменного аппарата, соответствующий минимальным эксплуатационным затратам в виде электрической энергии, расходуемой на привод насоса, обеспечивающего работу теплообменника.

В данной работе рассмотрен пример выбора оптимального варианта нормализованного теплообменного аппарата, предназначенного для подогрева сетевой воды от  $t'_B = 40$  °С до  $t''_B = 110$  °С насыщенным паром давлением  $p = 0,2$  МПа. Расход воды принят  $G_B = 100$  т/ч.

Тип рассматриваемого аппарата – конденсатор. В кожухотрубчатых конденсаторах пар конденсируется в межтрубном пространстве, вода движется по трубам. Эти теплообменные аппараты могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе, вертикальные или горизонтальные. В соответствии с ГОСТ конденсаторы могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству.

Так как давление пара  $p = 0,2$  МПа  $< 1,6$  МПа, а температурный напор (формула 6)  $\Delta t_{cp} = 34$  °С  $< 50$  °С, рассмотрена серия кожухотрубчатых конденсаторов с неподвижной трубной решеткой.

Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q = G_B c_{pB} (t''_B - t'_B) = 8141 \text{ кВт} \quad (3)$$

где  $c_{pB}$  – средняя массовая изобарная теплоемкость воды, принята  $c_{pB} = 4,19$  кДж/(кг·К).

Расход пара из уравнения теплового баланса

$$Q = D r x \Rightarrow D = \frac{Q}{r x} = 3,7 \text{ кг/с} = 13,3 \text{ т/ч} \quad (4)$$

где  $r x$  – удельная теплота конденсации насыщенного водяного пара со степенью сухости  $x$  при давлении пара  $p$ .

Ориентировочное значение поверхности теплообмена:

$$F_{op} = \frac{Q}{k_{op} \Delta t_{cp}} = 240 \text{ м}^2, \quad (5)$$

где  $k_{op}$  – ориентировочный коэффициент теплопередачи.

При теплопередаче от конденсирующегося водяного пара к воде рекомендуется диапазон коэффициента теплопередачи  $800 \dots 3500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [1]; принято  $k_{op} = 1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Средний температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{B}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{B}}}{\Delta t_M}} = \frac{(t_s - t'_B) - (t_s - t''_B)}{\ln \frac{(t_s - t'_B)}{(t_s - t''_B)}} = 34 \text{ °С} \quad (6)$$

где  $t_s$  – температура насыщения пара по давлению  $p$ .

В таблицу 1 сведены геометрические характеристики конденсаторов, имеющих близкую к ориентировочной поверхность теплообмена. В приведенной таблице:  $D$  – диаметр кожуха, мм;  $d_n$  – наружный диаметр трубы и толщина стенки, мм;  $n$  – общее число труб;  $z$  – число ходов;  $n/z$  – число труб в одном ходу;  $l$  – длина труб, м;  $f_{хода}$  – площадь сечения одного хода по трубам, м<sup>2</sup>;  $F_{норм}$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  $d_{шт}$  – диаметр условного прохода штуцеров для трубного пространства, мм [1].

Результаты расчета конденсаторов, выполненные по традиционной методике теплообмена, приведены в таблице 2

Таблица 1. Геометрические характеристики конденсаторов

Вариант	Геометрические параметры конструкции								
	$D$ , мм	$d_n$ , мм	$n$	$z$	$n/z$	$l$ , м	$f_{\text{хода}}$ , м <sup>2</sup>	$F_{\text{норм}}$ , м <sup>2</sup>	$d_{\text{шт}}$ , мм
I	800	20x2	690	2	345	6	0,069	260	200
II	800	20x2	638	4	160	6	0,032	241	200
III	1000	25x2	718	2	359	4	0,124	226	200
IV	1000	20x2	1044	6	174	4	0,035	262	200
V	1000	20x2	1072	4	268	4	0,054	269	200

Таблица 2. Результаты теплового расчета конденсаторов

Величина	Обозначение	Размерность	Варианты				
			I	II	III	IV	V
Скорость воды в трубах	$w_{\text{в}}$	м/с	0,41	0,89	0,23	0,81	0,53
Число Рейнольдса	$Re_{\text{в}}$		15790	34153	11561	31307	20326
Число Нуссельта	$Nu_{\text{в}}$		86	142	60	133	94
Коэффициент теплоотдачи к воде	$\alpha_{\text{в}}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	3558	5886	1885	5491	3886
Коэффициент теплоотдачи от пара	$\alpha_{\text{п}}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5779	5632	6303	6626	6684
Расчетный коэффициент теплопередачи	$k_{\text{расч}}$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	940	1010	768	1025	953
Расчетная поверхность теплообмена	$F_{\text{расч}}$	м <sup>2</sup>	255	237	312	234	251
Запас по поверхности теплообмена	$\Delta$	%	2	1	-38	11	7

Если величина расчетной поверхности теплообмена  $F_{\text{расч}}$  равна или менее (на 10...15 %) выбранной (нормализованной)  $F_{\text{норм}}$ , то данный аппарат может считаться подходящим для заданной теплотехнической задачи. Если же  $F_{\text{расч}} > F_{\text{норм}}$ , то лучше перейти к рассмотрению другого варианта теплообменного аппарата.

Как видно из результатов расчета пяти теплообменных аппаратов (таблица 2) условию  $F_{\text{расч}} \leq F_{\text{норм}}$  отвечают четыре из пяти рассмотренных конденсаторов (I, II, IV и V).

Для окончательного выбора оптимального теплообменного аппарата осуществлен гидравлический расчет трубного пространства четырех претендентов, результаты которого представлены в таблице 3.

Таблица 3. Результаты гидравлического расчета конденсаторов

Величина	Обозначение	Размерность	Варианты			
			I	II	IV	V
Коэффициент трения	$\lambda$		0,0447	0,0429	0,0430	0,0440
Скорость воды в трубах	$w_{\text{тр}}$	м/с	0,41	0,89	0,81	0,53
Скорость воды в штуцерах	$w_{\text{тр,шт}}$	м/с	0,90	0,90	0,90	0,90

Динамический напор в трубном пространстве	$\rho_{\text{тр}} w_{\text{тр}}^2 / 2$	Па	82	384	322	136
Динамический напор в штуцерах	$\rho_{\text{тр}} w_{\text{тр.шт}}^2 / 2$	Па	400	400	400	400
Гидравлическое сопротивление трубного пространства	$\Delta P_{\text{тр}}$	Па	4481	31814	29899	9280

Анализируя результаты гидравлического расчета трубного пространства конденсаторов (таблица 3), можно сделать вывод, что наиболее оптимальным из рассмотренных вариантов является конденсатор с площадью поверхности теплообмена  $F_{\text{норм}} = 260 \text{ м}^2$ , то есть I вариант. Гидравлическое сопротивление этого аппарата составляет  $\Delta P_{\text{тр}} = 4481 \text{ Па}$ , что намного меньше аналогичной величины остальных рассмотренных теплообменников, не смотря на то, что поверхность теплообмена всех вариантов была примерно одинакова.

#### Литература

1. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
2. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий: Учебник для техникумов / Б.Н. Голубков, О.Л. Данилов, Л.В. Зосимовский и др. Под ред. Б.Н. Голубкова. – М.: Энергия, 1979. – 544 с.
3. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.