

Методический материал разработан доц. Калишуком Д. Г. и доц. Саевичем Н. П.

Рекомендации к выбору и расчетам кожухотрубчатых теплообменников

Наиболее распространенными теплообменниками являются поверхностные. В них теплота одного теплоносителя передается другому через твердую стенку. Из поверхностных теплообменников чаще всего применяют кожухотрубчатые. Они применяются в качестве испарителей, конденсаторов, подогревателей, холодильников и используются для теплообмена между жидкими и газовыми (паровыми) средами.

В кожухотрубчатых теплообменниках один из теплоносителей движется по трубам, другой – по межтрубному пространству. В трубы необходимо направлять теплоноситель:

- в большей мере загрязняющий поверхность теплообмена;
- имеющий большую коррозионность;
- имеющий очень высокую (низкую) температуру;
- имеющий меньший коэффициент теплоотдачи (при равнозначности показателей по предыдущим пунктам).

Кипящий теплоноситель в вертикальных испарителях находится в трубах, в горизонтальных – в межтрубном пространстве. Пар на конденсацию в горизонтальные конденсаторы подают в межтрубное пространство.

Выбор исполнения теплообменников (с неподвижным креплением труб в трубных решетках, линзовыми компенсаторами на кожухе, с U– образными трубами или с плавающей головкой) зависит от величины средней разности температур теплоносителей, их рабочих температур и давлений, а также от материалов, из которых изготовлены трубы, трубные решетки, кожух. Конкретные требования по этому поводу изложены в стандартах [1–8] (выведены из действия), а также в каталоге [9].

Теплообменники с неподвижным креплением труб в трубных решетках и линзовым компенсатором одноходовые по трубному пространству – вертикальные испарители; многоходовые по трубному пространству – вертикальные и горизонтальные конденсаторы; одно- и многоходовые по трубному пространству – вертикальные и горизонтальные подогреватели и холодильники [5–8]. Количество ходов по трубному пространству в многоходовых теплообменниках может быть 2, 4 и 6 [10].

Теплообменники с U– образными трубами и с плавающей головкой – многоходовые по трубному пространству, применяются в качестве испарителей, конденсаторов, холодильников и подогревателей. При этом испарители могут быть только горизонтального исполнения. Общее достоинство теплообменников с U– образными трубами и с плавающей головкой – доступность их межтрубного пространства для очистки.

При выполнении курсового проекта (работы) студент должен самостоятельно выбрать второй теплоноситель, придерживаясь следующих рекомендаций.

Наиболее распространенный теплоноситель для охлаждения – вода, начальная температура которой для условий Беларуси: обратная – 298 К, речная – 288 К. Конечная температура обратной и речной воды должна быть не больше 323 К (из-за выпадения солей жесткости). Захоложенная вода имеет начальную температуру 278–283 К. Для охлаждения до температуры ниже 290 К используют холодильные рассолы, аммиак и т.д.

Для нагрева до температуры не выше чем 500 К обычно используют насыщенный водяной пар. Ряд стандартных давлений водяного пара: 0,4; 0,7; 1,0; 1,3; 1,6; 2,1; 2,5; 3,0 МПа. В случаях, обоснованных технологическими причинами (недопустим перегрев холодного теплоносителя, недопустим кризис кипения и т. д.), давление пара может иметь нестандартное значение.

Более подробные сведения об охлаждающих и греющих теплоносителях можно найти в [11–18].

Порядок расчетов теплообменника следующий:

- 1) определяют тепловую нагрузку Q , Вт;
- 2) выбирают второй теплоноситель и определяют его расход;
- 3) определяют среднюю разность температур теплоносителей $\Delta t_{\text{ср}}$, К;
- 4) определяют ориентировочную поверхность теплопередачи $F_{\text{ор}}$, м², и выбирают расчетный теплообменник;
- 5) по мере необходимости уточняют среднюю разность температур теплоносителей, определяют их средние температуры;
- 6) задаются температурой поверхности стенки трубы со стороны одного из теплоносителей (условно – первого) $t_{\text{ст1}}$, К, рассчитывают температурный напор со стороны этого теплоносителя Δt_1 , К;
- 7) рассчитывают коэффициент теплоотдачи со стороны первого теплоносителя α_1 , Вт/(м²·К);
- 8) рассчитывают удельную тепловую нагрузку со стороны первого теплоносителя q_1 , Вт/м²;
- 9) рассчитывают температуру поверхности стенки трубы со стороны второго теплоносителя $t_{\text{ст2}}$, К, определяют температурный напор Δt_2 , К;
- 10) рассчитывают коэффициент теплоотдачи со стороны второго теплоносителя α_2 , Вт/(м²·К);
- 11) рассчитывают относительную тепловую нагрузку со стороны второго теплоносителя q_2 , Вт/м²;
- 12) сопоставляют величины q_1 и q_2 ; если они отличаются одна от другой не больше чем на 5 %, то расчет коэффициентов теплоотдачи заканчивают, в случае большого расхождения задаются новым значением $t_{\text{ст1}}$, расчеты по пп. 6–12 повторяют;

13) если отличие снова больше за 5 %, то рекомендуется по полученным результатам выполнить графики линейных функций $q_1 = f t_{сг1}$ и $q_2 = f t_{сг1}$, и за третье значение $t_{сг1}$ принять координату пересечения графиков;

14) для полученного по п. 13 $t_{сг1}$ необходимо выполнить расчеты по пп. 7–11 и сопоставить q_1 и q_2 по п. 12; при надлежащей аккуратности и точности предыдущих расчетов и построений достигается необходимое схождение величин q_1 и q_2 ;

15) если отличие величин q_1 и q_2 не более 5 %, то рассчитывают их среднее арифметическое значение $q_{ср}$ и уточняют поверхность теплопередачи;

16) если выбранный по п. 4 теплообменник имеет запас поверхности в сравнении с рассчитанным по п. 15 в пределах 10–25 %, то он выбран правильно; если данное условие не соблюдается, то уточняют выбор теплообменника по п. 4 и расчеты по пп. 5–16 выполняют снова;

17) выполняют гидравлические расчеты выбранного теплообменника.

Пояснения к порядку расчетов.

К п. 1. Тепловую нагрузку рассчитывают по следующим уравнениям:

1) при неизменном агрегатном состоянии теплоносителя

$$Q = Gc |t_{н} - t_{к}|, \quad (1)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с;

c – его теплоемкость, Дж/(кг·К);

$t_{н}$ и $t_{к}$ – начальная и конечная температуры теплоносителя соответственно, К;

2) при изменении агрегатного состояния теплоносителя (без изменения температуры)

$$Q = Gr, \quad (2)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с;

r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг.

К п. 2. Расчет расхода второго теплоносителя выполняют, руководствуясь зависимостью $Q_1 = \beta Q_2$, где Q_1 – расход теплоты, отдаваемой горячим теплоносителем, Вт; Q_2 – расход теплоты, принимаемой холодным теплоносителем, Вт; β – коэффициент, который учитывает потери теплоты.

Обычно принимают $\beta = 1,03...1,05$. Но потери теплоты при ориентированных расчетах можно и не учитывать. Расход второго теплоносителя рассчитывают по уравнениям, аналогичным тем, что приведены в п. 1.

К п. 3. Расчеты по пп. 1–4 являются ориентировочными. Поэтому в них принимают простую схему движения теплоносителей: прямоток или противоток. Разность температур на концах теплообменника:

– для прямотока

$$\begin{aligned}\Delta t_{\text{ВХ}} &= t_{1\text{Н}} - t_{2\text{Н}}; \\ \Delta t_{\text{ВЫХ}} &= t_{1\text{К}} - t_{2\text{К}};\end{aligned}\quad (3a)$$

– для противотока

$$\begin{aligned}\Delta t_{\text{ВХ}} &= t_{1\text{Н}} - t_{2\text{К}}; \\ \Delta t_{\text{ВЫХ}} &= t_{1\text{К}} - t_{2\text{Н}};\end{aligned}\quad (3б)$$

где $\Delta t_{\text{ВХ}}$ и $\Delta t_{\text{ВЫХ}}$ – разности температур теплоносителей на входе и на выходе горячего теплоносителя, К;

$t_{1\text{Н}}$ и $t_{1\text{К}}$ – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя соответственно, К;

$t_{2\text{Н}}$ и $t_{2\text{К}}$ – начальная и конечная температуры холодного теплоносителя соответственно, К.

Если величины $\Delta t_{\text{ВХ}}$ и $\Delta t_{\text{ВЫХ}}$ отличаются в два и более раза, то среднюю разность температур рассчитывают как среднее логарифмическое:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{ВХ}} - \Delta t_{\text{ВЫХ}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{ВХ}}}{\Delta t_{\text{ВЫХ}}}}. \quad (4)$$

В иных случаях средняя разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ВЫХ}} / 2. \quad (5)$$

Если оба теплоносителя меняют свое агрегатное состояние и их температуры при этом неизменны (см. п. 1, вариант 2), то $\Delta t_{\text{ср}}$ рассчитывается как разность температур горячего t_1 и холодного t_2 теплоносителей $\Delta t_{\text{ср}} = t_1 - t_2$. Например: горячий теплоноситель – конденсирующийся насыщенный пар с температурой $t_1 = t_{\text{конд}}$; холодный теплоноситель – кипящая жидкость с температурой $t_2 = t_{\text{кип}}$. Тогда средняя разность температур равна $\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{конд}} - t_{\text{кип}}$.

Если оба теплоносителя меняют свои температуры (не изменяется их агрегатное состояние), предпочтительно выбрать противоток. При противотоке достигается большая величина средней движущей силы теплопередачи $\Delta t_{\text{ср}}$. Если хотя бы один из теплоносителей не меняет свою температуру, то противоток, прямоток и другие схемы движения теплоносителей дают одинаковые величины $\Delta t_{\text{ср}}$.

При выборе параметров теплоносителей для уменьшения поверхности теплопередачи наименьшая разность температур теплоносителей должна быть:

- 1) при теплообмене с участием только жидких веществ или насыщенного пара – не менее 10 К;
- 2) при теплообмене с участием газового теплоносителя – не менее 25 К.

К п. 4. Ориентировочную поверхность теплопередачи рассчитывают по уравнению

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K_{\text{ор}} \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (6)$$

где $K_{\text{ор}}$ – ориентировочное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²·К).

Величину $K_{\text{ор}}$ необходимо взять в соответствии с природой теплоносителей и условиями их взаимодействия по рекомендациям [11, 12, 14, 15, 18–22], (лучше – меньшее значение из приведенного диапазона). Для теплоносителей, которые движутся по трубам и не меняют своего агрегатного состояния, необходимо принять количество труб в одном ходе теплообменника n_x , обеспечивающее турбулентное движение этого теплоносителя. При этом принимают обычно число Рейнольдса для теплоносителя в трубах $Re_{\text{ор}} \approx 15000$. Тогда турбулентное движение будет обеспечено при

$$n_{x \text{ ор}} = \frac{n}{z} = \frac{4G}{\pi d Re_{\text{ор}} \mu}, \quad (7)$$

где $n_{x \text{ ор}}$ – ориентировочное число труб на один ход, штук;

n – общее количество труб теплообменника, штук;

z – количество ходов трубного пространства, штук;

d – внутренний диаметр труб теплообменника, м;

μ – вязкость теплоносителя в трубах при средней его температуре, Па·с.

Обычно d для стандартных теплообменников 0,016 и 0,021 м [1–11, 23–24].

После расчетов $F_{\text{ор}}$, (при необходимости $n_{x \text{ ор}}$), с учетом $\Delta t_{\text{ср}}$ по стандартам или другим источникам [1–10, 18, 23–24] выбирают соответствующий теплообменник.

К п. 5. Уточнение $\Delta t_{\text{ср}}$ проводят только в том случае, если теплоноситель меняет свои температуры и выбранный теплообменник многоходовой. При этом нужно учитывать, что теплообменник с сегментными перегородками в межтрубном пространстве – многоходовой по межтрубному пространству.

Уточненное значение $\Delta t_{\text{ср}}$ рассчитывают по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_t \Delta t_{\text{ср.л}}, \quad (8)$$

где ε_t – поправочный коэффициент;

$\Delta t_{\text{ср.л}}$ – средняя логарифмическая разность температур, рассчитанная для противотока теплоносителей, К.

Величина ε_t зависит от схемы движения теплоносителей и может быть определена по методикам [14, 18–22, 25].

Среднюю температуру теплоносителя, которой меняет свою температуру в меньшей степени, рассчитывают как среднее арифметическое его начальной и конечной температур. Средняя температура второго теплоносителя определяется по формуле:

$$t_2 = t_1 \pm \Delta t_{\text{ср}}, \quad (9)$$

где t_1 – средняя температура теплоносителя, которая рассчитана по среднему арифметическому, К.

Знак «плюс» соответствует случаю, когда t_1 – температура холодного теплоносителя, «минус» – когда t_1 – температура горячего теплоносителя. В дальнейших расчетах t_1 и t_2 – определяющие температуры теплоносителей. (соответственно по этим температурам берут все физические свойства теплоносителей).

К п. 6. Расчеты по пп. 6–14 называют расчетами коэффициентов теплоотдачи методом последовательных приближений. Практически всегда величина коэффициента теплоотдачи зависит от температуры поверхности стенки, в контакте с которой находится теплоноситель. При расчетах неизвестными величинами являются и оба коэффициента теплоотдачи, и температуры поверхностей стенки. При этом число неизвестных превышает число уравнений, используемых при расчетах. Вследствие этого используется метод последовательных приближений.

Температура поверхности стенки со стороны первого теплоносителя $t_{\text{ст1}}$, например, горячего, выбирают произвольно в интервале от t_2 до t_1 (в данном случае t_1 – температура горячего теплоносителя). Температурный напор со стороны первого теплоносителя

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{ст1}}. \quad (10)$$

К п. 7. Расчет α_1 проводят с использованием зависимости, которая соответствует конкретному виду теплоотдачи, режиму движения теплоносителя, исполнению теплообменника и т. д. [11–16, 18–22].

К п. 8. Удельная тепловая нагрузка со стороны первого теплоносителя

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1. \quad (11)$$

К п. 9. При расчетах $t_{\text{ст2}}$ принимают, что удельная тепловая нагрузка через стенку $q_{\text{ст}} = q_1$. Тогда, если считать стенку плоской,

$$t_{\text{сг}2} = t_1 - q_1 \sum r_{\text{сг}}, \quad (12)$$

где $\sum r_{\text{сг}}$ – суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$$\sum r_{\text{сг}} = \frac{\delta_{\text{сг}}}{\lambda_{\text{сг}}} + r_{31} + r_{32}, \quad (13)$$

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

$\lambda_{\text{сг}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

r_{31} и r_{32} – термические сопротивления загрязнений со стороны первого и второго теплоносителей, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Значения r_{31} и r_{32} в зависимости от теплоносителей можно найти в [14, 19, 20].

Температурный напор Δt_2

$$\Delta t_2 = t_{\text{сг}2} - t_2. \quad (14)$$

К п. 10. Расчеты проводят по рекомендациям к п. 7.

К п. 11. Удельная тепловая нагрузка q_2

$$q_2 = \alpha_2 \Delta t_2. \quad (15)$$

К п. 12. Расчет отклонения значений q_1 и q_2 проводят по уравнению

$$\varepsilon = \frac{|q_1 - q_2|}{q_{\min}} \cdot 100, \quad (16)$$

где q_{\min} – меньшая величина из q_1 и q_2 .

К п. 14. Средняя величина удельной тепловой нагрузки

$$q_{\text{ср}} = (q_1 + q_2) / 2. \quad (17)$$

Известно, что удельная тепловая нагрузка связана с коэффициентом теплопередачи K следующим образом:

$$q = K \Delta t_{\text{ср}}. \quad (18)$$

Тогда расчетная поверхность теплообмена (уточненная)

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{Q}{q_{\text{ср}}}. \quad (19)$$

К п. 17. Гидравлические расчеты для трубного и межтрубного пространства можно вести по методиках, которые даны в [14, 18–22]. Для про-

странства, в котором теплоноситель конденсируется или кипит, гидравлическое сопротивление не рассчитывают.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 14244-79. Холодильники кожухотрубчатые с плавающей головкой. Основные параметры и размеры.
2. ГОСТ 14246-79. Теплообменники с U – образными трубами. Основные параметры и размеры.
3. ГОСТ 14246-79. Конденсаторы кожухотрубчатые с плавающей головкой. Основные параметры и размеры.
4. ГОСТ 14246-79. Испарители с паровым пространством. Типы, основные параметры и размеры.
5. ГОСТ 15119-79. Испарители кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры.
6. ГОСТ 15120-79. Холодильники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры.
7. ГОСТ 15121-79. Конденсаторы кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры.
8. ГОСТ 15122-79. Теплообменники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры.
9. Стандартные кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего назначения. Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1988.
10. ГОСТ 15118-79. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках.
11. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973.
12. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии: В 2-х кн. – М.: Химия, 1995.
13. Гельперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии: В 2-х кн. – М.: Химия, 1981.
14. Справочник химика / Под ред. Б. П. Никольского. Т.5. – М.-Л.: Химия, 1966.
15. Перри Дж. Справочник инженера-химика: В 2-х кн. – М.: Химия, 1969.
16. Плановский А. Н., Николаев П. И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. – М.: Химия, 1987.

17. Калишук Д. Г., Протасов С. К., Марков В. А. Процессы и аппараты химической технологии. Методические указания к курсовому проектированию по одноименной дисциплине. – М.: БТИ, 1992.

18. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Под ред. Ю. И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991.

19. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) / П. Г. Романков, В. Ф. Фролов, О. Н. Флисюк и др. – СПб.: Химия, 1993.

20. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987.

21. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник / Под ред. Е. Н. Судакова. – М.: Химия, 1979.

22. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. / Пер. с англ., под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. Т. 1,2. – М.: Энергоатомиздат, 1987.

23. ГОСТ 13202-77. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках. Основные размеры.

24. ГОСТ 13203-77. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с U – образными трубами. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках. Основные размеры.

25. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, О. Л. Данилов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1986.