

Лекция № 8

3.6. Пластинчатые водоподогреватели (по Гост 15518)

3.6.1. Описание принципа действия пластинчатых теплообменников

Поверхностью теплообмена в этих теплообменниках являются гофрированные параллельные пластины (см. рис. 3.7), с помощью которых создается система узких каналов (см. рис. 3.8) шириной 3–6 мм с волнистыми стенками. Скорость движения жидкости в таких каналах значительна (1–3 м/с), поэтому коэффициенты теплопередачи в пластинчатых теплообменниках достигают больших значений – до 3000–4000 Вт/(м² · К) – при сравнительно невысоких гидравлических сопротивлениях.

На рис. 3.7, а схематично показано движение теплоносителя I пунктирными линиями, а теплоносителя II – сплошными. Теплоноситель I поступает через штуцер 12, движется по нечетным каналам (считая справа налево)

и уходит через штуцер 2. Пакет пластин зажимается между неподвижной головной плитой 3 и подвижной головной плитой 8. На рис. 3.7, б также схематично показано взаимное движение теплоносителей I и II между пластинами.

Пластинчатые теплообменники достаточно просты в изготовлении, их легко разбирать и ремонтировать. Однако герметизация пластин представляет серьезную проблему. По этой же причине их применение при высоких давлениях затруднительно.

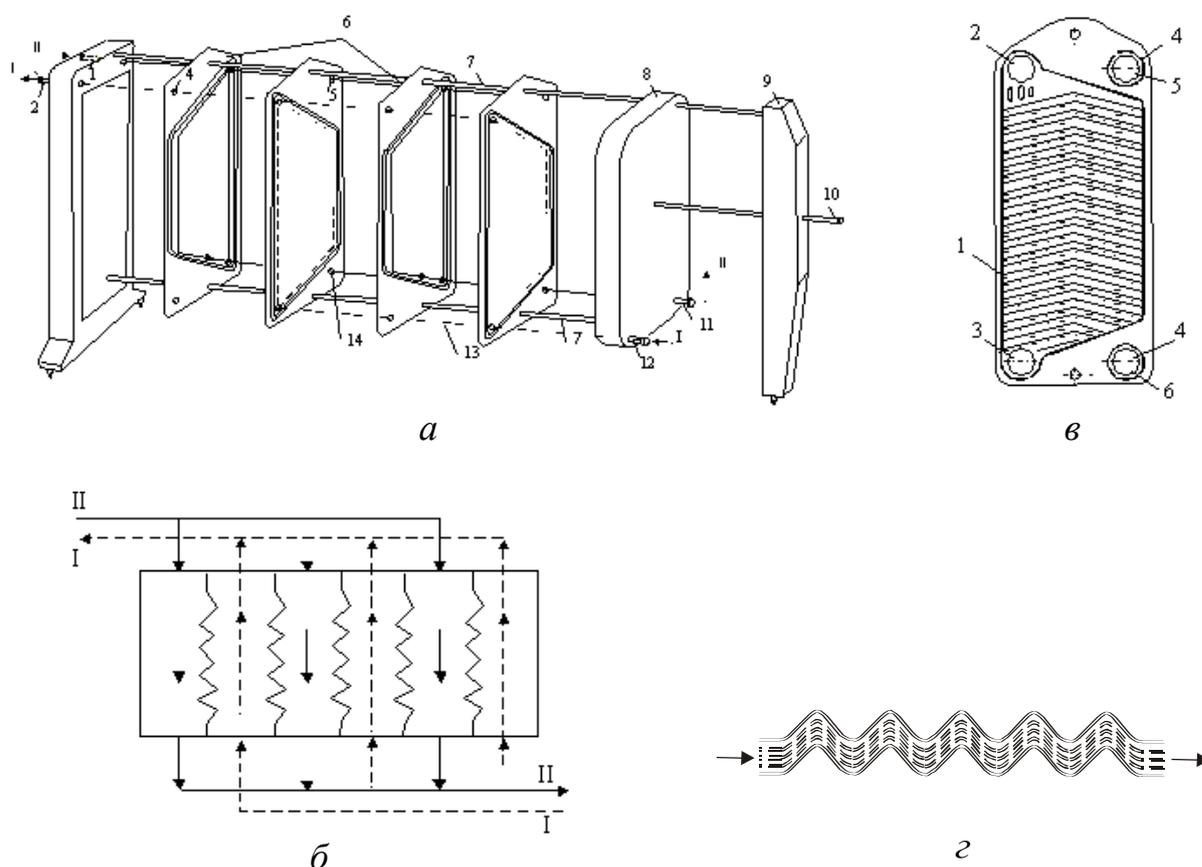


Рис. 3.7. Пластинчатый теплообменник и его элементы:

a – монтажная схема однопоточного аппарата: 1, 11 – штуцера ввода и вывода теплоносителя II; 2, 12 – штуцера вывода и ввода теплоносителя I; 3 – неподвижная плита; 4, 13 – каналы для движения теплоносителя I (пунктирная линия); 5, 14 – каналы для движения теплоносителя II; 6 – четные пластины, считая, слева направо (остальные пластины нечетные), обтекаемые теплоносителем I справа и теплоносителем II слева; 7 – направляющие стержни; 8 – подвижная плита; 9 – неподвижная стойка; 10 – стяжное винтовое устройство; *б* – схема движения теплоносителя I и II в однопоточном (одноходовом) теплообменнике; *в* – устройство одного из типов пластин: 1 – прокладка, ограничивающая пространство между пластинами, по которому движется теплоноситель I (снизу вверх); 2, 3 – отверстия для прохода этого теплоносителя; 4 – две малые кольцевые прокладки, уплотняющие отверстия 5 и 6, через которые проходит теплоноситель II; *г* – характер потока жидкости в пространстве между двумя соседними гофрированными пластинами

3.6.2. Характеристики пластинчатых водоподогревателей

В соответствии с каталогом ЦИНТИхимнефтемаш выпускаются теплообменники пластинчатые для теплоснабжения следующих типов: полуразборные (РС) с пластинами типа 0,5Пр и разборные (Р) с пластинами типа 0,3р и 0,6р.

Технические характеристики указанных пластин и основные параметры теплообменников, собираемых из этих пластин, приведены в табл. 3.4, 3.5.

Таблица 3.4

Техническая характеристика пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
1	2	3	4
Габариты (длина × ширина × толщина), мм	1370×300×1	1375×600×1	1380×650×1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65(80)	200	200

Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты:			
А	0,368	0,492	0,492
Б	4,5	3,0	3,0

Допускаемые температуры теплоносителей определяются термостойкостью резиновых прокладок. Для теплообменников, используемых в системах теплоснабжения, обязательным является применение прокладок из термостойкой резины.

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата: первые буквы обозначают тип аппарата – теплообменник Р (РС) разборный (полусварной), следующее обозначение – тип пластины, цифры после тире – толщина пластины, далее – площадь поверхности теплообмена аппарата (m^2), затем – конструктивное исполнение (в соответствии с табл. П.3.6), марка материала пластины и марка материала прокладки. После условного обозначения приводится схема компоновки пластин.

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник Р 0,6р-0,8-16-1К-01 – теплообменник разборный (Р) с пластинками типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, площадью поверхности теплообмена 16 m^2 , на консольной раме, в коррозионно-стойком исполнении, материал пластин и патрубков – сталь 12Х18Н10Т; материал прокладки – термостойкая резина 359; схема компоновки:

$$c \times \frac{5+5+5}{6+5+5},$$

что означает: над чертой – число каналов в каждом ходе для греющей воды, под чертой – то же для нагреваемой воды.

Дополнительный канал со стороны хода нагреваемой воды предназначен для охлаждения плиты и уменьшения теплотерь.

Из рассматриваемых трех теплообменников наиболее целесообразно применение теплообменников РС 0,5Пр, поскольку эти теплообменники надежно работают при рабочем давлении до 1,6 МПа (16 кгс/см²).

Пластины попарно сварены по контуру образуя блок. Между двумя сваренными пластинами имеется закрытый (сварной) канал для греющей воды. Разборные каналы допускают давление в них до 1 МПа (10 кгс/см²).

Таблица 3.5

Техническая характеристика и основные параметры
пластинчатых теплообменных аппаратов

Показатель	Тип пластины
------------	--------------

	0,3р	0,6р	0,5Пр
Тип аппарата	Разборный		Полуразборный
Расход теплоносителя (не более), м ³ /ч	50	200	200
Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м ² , и исполнение на раме: консольной (исполнение 1)	От 3 до 10	От 10 до 25	–
двухпорной (исполнение 2)	От 12,5 до 25	От 31,5 до 160	От 31,5 до 140
Трехпорной с промежуточной плитой (исполнение 3)	–	От 200 до 300	От 160 до 320
Расчетное давление, МПа (кгс/см ²)	1(10)	1(10)	1,6(16) 2,5(25)
Габарит теплообменников, мм	650×400×1665	605×750×1800	2570×650×1860 (3500)

Теплообменники типа Р 0,3р могут применяться в системах теплоснабжения при отсутствии теплообменников типа РС 0,5Пр и параметрах теплоносителей до 1,0 МПа (до 10 кгс/см²), до 150 °С и перепаде давлений между теплоносителями не более 0,5 МПа (5 кгс/см²).

Таблица 3.6

Характеристики прокладок для пластин

Условное обозначение	Марка материала и технические условия	Каучуковая основа	Температура рабочей среды, °С
0	Резина 359 (ТУ 38-1051023-89)	СКМС-30 и АРКМ-15 (бутадиенметилстирольный каучук)	От -20 до + 80
1	Резина 4326-Г (ТУ-38-1051023-89)	СКН-18 (бутадиеннитрильный каучук)	От -30 до +100
2	Резина 51-3042 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭПТ (этиленпропилендиеновый каучук)	До 150
3	Резина 51-1481 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭП (этиленпропилендиеновый каучук)	До 150
4	Резина ИРП-1225 (ТУ 38-1051023-89)	СКФ-32 и ИСКФ-26 (фторированный каучук)	От -30 до +200

Применение теплообменников типа Р 0,6р (титан) в системах теплоснабжения ограничено и допустимо только при отсутствии теплообменников РС 0,5Пр и Р 0,3р при параметрах теплоносителей не более 0,6 МПа (6 кгс/см²), до 150 °С и перепаде давлений теплоносителей не более 0,3 МПа (3 кгс/см²).

3.6.3. Методика теплового и гидравлического расчета пластинчатого водоподогревателя

Методика расчета пластинчатых водоподогревателей может основываться на следующих начальных условиях:

- известны располагаемые напоры теплоносителей;
- задается оптимальная скорость нагреваемой воды.

В первом случае методика базируется на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей с целью получения максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента теплопередачи.

В втором случае при неизвестных располагаемых напорах принимается значение оптимальной скорости нагреваемой воды (0,4 м/с), при этом потери давления по нагреваемой воде, как и в случае кожухотрубного теплообменника, составят 100–150 кПа.

Ниже приводится последовательность расчета пластинчатого теплообменника.

1. В первом случае оптимальное соотношение числа ходов для *греющей* X_1 и *нагреваемой* X_2 воды находится по формуле

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{\Gamma}}{G_{\Gamma BC}} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{\Gamma P}}{\Delta P_{\Gamma H}} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{\text{cp}}^{\text{H}}}{1000 - t_{\text{cp}}^{\text{ГР}}}. \quad (3.47)$$

Если соотношение ходов получается >2 , то для повышения скорости воды целесообразна несимметричная компоновка, т. е. число ходов теплообменивающихся сред будет неодинаковым. При несимметричной компоновке получается смешанное движение потоков: в части каналов – противоток,

в части – прямоток, что снижает температурный напор установки по сравнению с противоточным характером движения теплообменивающихся сред, который имеет место при симметричной компоновке, и в определенной степени уменьшает выгоду от повышения скорости воды при несимметричной компоновке. Поэтому для исключения смешанного тока теплоносителей более эффективно водоподогревательную установку собирать из двух или нескольких отдельных теплообменников с симметричной компоновкой, включенных последовательно по теплоносителю, у которого получается большее число ходов, и параллельно – по другому теплоносителю. При этом обвязка соединительными трубопроводами должна обеспечить противоток в каждом теплообменнике.

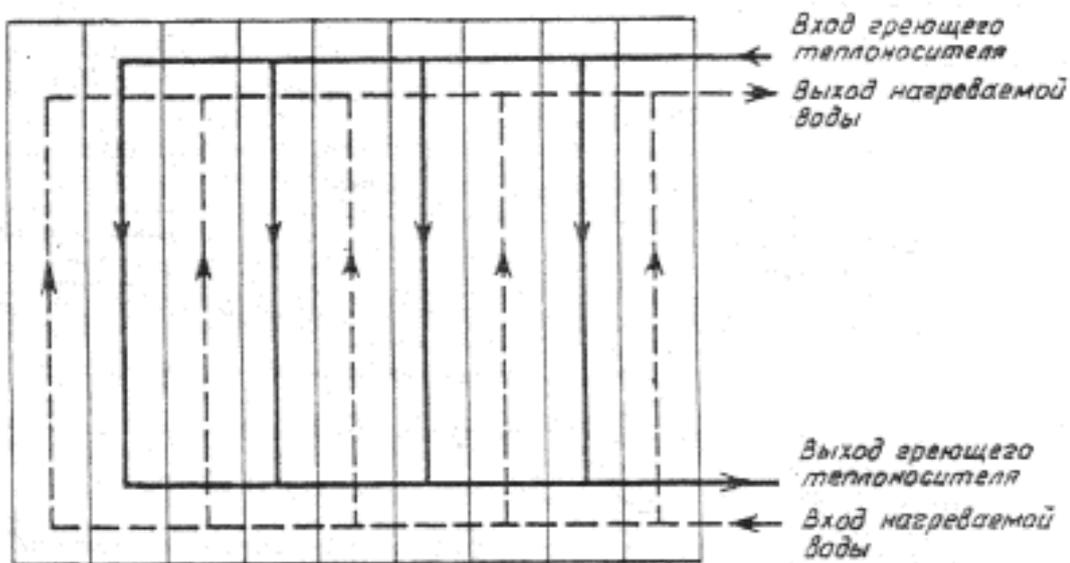


Рис. 3.8. Симметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя, обозначение $C \times 4/5$

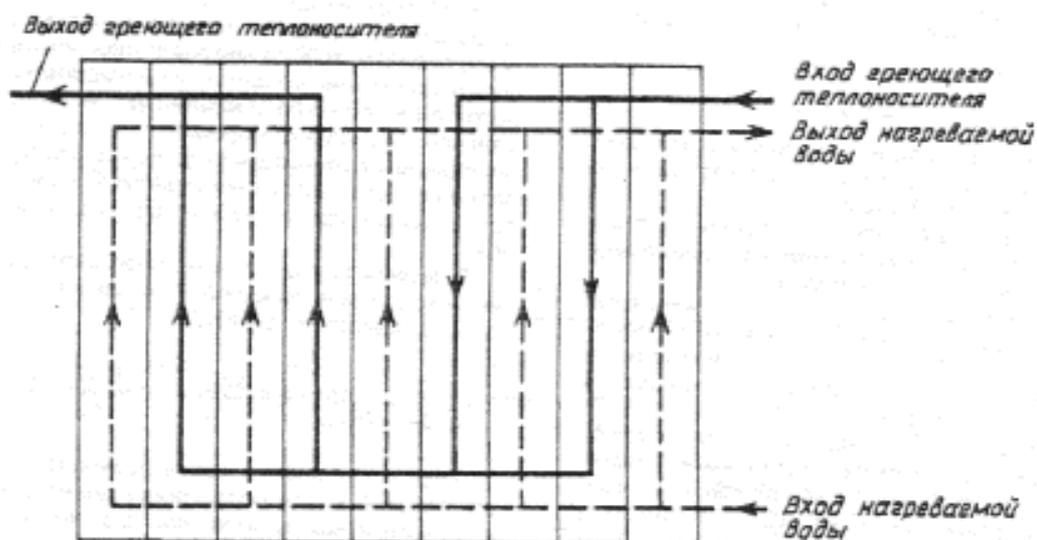


Рис. 3.9. Несимметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя – $C \times (2 + 2)/5$

2. При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость принимается, исходя из получения таких же потерь давления в установке по нагреваемой воде, как при применении кожухотрубного водоподогревателя – 100–150 кПа, что соответствует скорости воды в каналах $W_{\text{опт}} = 0,4$ м/с.

Поэтому, выбрав тип пластины рассчитываемого водоподогревателя горячего водоснабжения, по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде m_n :

$$m_{\text{H}} = \frac{G_{\Gamma}^{\text{max}}}{W_{\text{опт}} \cdot f_{\text{к}} \cdot \rho \cdot 3600}, \quad (3.48)$$

где $f_{\text{к}}$ – живое сечение одного межпластинчатого канала.

3. Компоновка водоподогревателя симметричная, т. е. $m_{\text{ГР}} = m_{\text{H}}$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды

$$f_{\text{ГР}} = f_{\text{H}} = m_{\text{H}} f_{\text{к}}, \text{ м}^2. \quad (3.49)$$

4. Находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды:

$$W^{\text{ГР}} = \frac{G_{\text{ГВС}}}{3600 \cdot f_{\text{ГР}} \cdot \rho}, \text{ м/с}; \quad (3.50)$$

$$W^{\text{H}} = \frac{G_{\Gamma}^{\text{max}}}{3600 \cdot f_{\text{H}} \cdot \rho}, \text{ м/с}. \quad (3.51)$$

В случае если соотношение ходов, определенное по формуле (3.47), оказалось >2 (при подстановке $\Delta P_{\text{H}} = 100$ кПа, а $\Delta P_{\text{ГР}} = 40$ кПа – для I-й степени), водоподогреватель собирается из двух отдельных теплообменников и более. В формулах (3.50) или (3.51) расход того теплоносителя, у которого получилось меньше ходов, уменьшается соответственно в 2 раза и более.

5. Коэффициент теплоотдачи α_1 от греющей воды к стенке пластины

$$\alpha_1 = 1,16A \left[23000 + 283t_{\text{ср}}^{\text{ГР}} - 0,63(t_{\text{ср}}^{\text{ГР}})^2 \right] W_{\text{ГР}}^{0,73}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}), \quad (3.52)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин; принимается по табл. 3.4;

$$t_{\text{ср}}^{\text{ГР}} = \frac{t_{\text{ВХ}}^{\text{ГР}} + t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГР}}}{2}, \text{ °C}. \quad (3.53)$$

6. Коэффициент тепловосприятия α_2 от стенки пластины к нагреваемой воде принимается по формуле

$$\alpha_2 = 1,16A \left[23000 + 283t_{\text{ср}}^{\text{H}} - 0,63(t_{\text{ср}}^{\text{H}})^2 \right] W_{\text{H}}^{0,73}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}), \quad (3.54)$$

где $t_{\text{ср}}^{\text{H}} = \frac{t_{\text{ВХ}}^{\text{H}} + t_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}}}{2}, \text{ °C}$.

7. Коэффициент теплопередачи K

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}), \quad (3.55)$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на

пластине,

в зависимости от качества воды принимается равным 0,7–0,85.

8. При заданной величине расчетной производительности $Q^п$ и по полученным значениям коэффициента теплопередачи K и температурному напору $\Delta t_{ср}$ определяется необходимая поверхность нагрева $F_{тр}$.

При сборке водоподогревателя из двух отдельных теплообменников и более теплопроизводительность уменьшается соответственно в 2 раза и более.

9. Количество ходов в теплообменнике

$$X = \frac{F_{тр} + f_{пл}}{2m \cdot f_{пл}}, \quad (3.56)$$

где $f_{пл}$ – поверхность нагрева одной пластины, m^2 .

Число ходов округляется до целой величины. В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите. В многоходовых теплообменниках часть штуцеров должна располагаться на подвижной плите, что вызывает некоторые сложности при эксплуатации. Поэтому целесообразней вместо устройства многоходового теплообменника разбить его по числу ходов на отдельные теплообменники, соединенные по одному теплоносителю последовательно, а по другому – параллельно, с соблюдением противоточного движения.

10. Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле

$$F = (2m \cdot X - 1)f_{пл}, \quad m^2. \quad (3.57)$$

11. Потери давления ΔP в водоподогревателях определяются по формулам:

- для *нагреваемой* воды

$$\Delta P_{н} = \varphi Б (33 - 0,08 t_{ср}^н) W_{н.с.}^{1,75} X, \quad \text{кПа}; \quad (3.58)$$

- для *греющей* воды

$$\Delta P_{гр} = \varphi Б (33 - 0,08 t_{ср}^{гр}) W_{н.с.}^{1,75} X, \quad \text{кПа}, \quad (3.59)$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5–2,0$;

$Б$ – коэффициент, зависящий от типа пластины (см. табл. 3.4).

$W_{н.с.}$ – скорость при прохождении максимального секундного расхода нагреваемой воды.

3.6.4. Пример расчета пластинчатого теплообменника

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку пластинчатого теплообменника, собранного из пластин 0,6р, для системы горячего водоснабжения того же ЦТП, что и в примере с кожухотрубными

секционными водоподогревателями. Исходные данные, величины расходов и температуры теплоносителей на входе и выходе каждой ступени водоподогревателя принимаются такими же, как и в предыдущем примере.

1. Проверяем соотношение ходов в теплообменнике I-й ступени по формуле (4.47), принимая $\Delta P_H = 100$ кПа и $\Delta P_{ГР} = 40$ кПа:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{68 \cdot 10^3}{62,5 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 19,5}{1000 - 36} = 0,77.$$

Соотношение ходов не превышает двух, следовательно, принимается симметричная компоновка теплообменника.

2. По оптимальной скорости нагреваемой воды определяем требуемое число каналов по формуле (4.48)

$$m_H = \frac{68 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 19,3.$$

3. Общее живое сечение каналов в пакете определяем по формуле (3.49) (m_H принимаем равным 20)

$$f_{ГР} = f_H = 20 \cdot 0,00245 = 0,049 \text{ м}^2.$$

4. Фактические скорости греющей и нагреваемой воды по формулам (3.50) и (3.51)

$$W_{ГР} = \frac{62,5 \cdot 10^3}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,049} = 0,35 \text{ м/с};$$

$$W_{ГР} = \frac{68 \cdot 10^3}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,049} = 0,385 \text{ м/с}.$$

5. Расчет водоподогревателя I-й ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины (3.52), принимая из табл. 3.4 $A = 0,492$,

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \left[23000 + 283 \cdot 36 - 0,63 \cdot 36^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 8590 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})};$$

б) коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде (3.54)

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \left[23000 + 283 \cdot 19,5 - 0,63 \cdot 19,5^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 8037 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})};$$

в) коэффициент теплопередачи по формуле (3.55), где $\beta = 0,8$,

$$K^I = \frac{0,8}{\frac{1}{8590} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8037}} = 2638 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})};$$

г) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя I-й ступени

$$F = \frac{2,76 \cdot 10^6}{2638 \cdot 16,5} = 63,4 \text{ м}^2.$$

д) количество ходов (3.55) (или пакетов при разделении на одноходовые теплообменники)

$$X = \frac{63,4 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 2,67.$$

Принимаем три хода:

е) действительная поверхность нагрева I-й ступени (3.56)

$$F^I = (2 \cdot 20 \cdot 3 - 1) \cdot 0,6 = 71,4 \text{ м}^2;$$

ж) потери давления I-й ступени водоподогревателя по *греющей* воде (3.58), принимая $\varphi = 1$ и из табл. 3.4 Б = 3,

$$\Delta P_{\text{гр}} = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 36) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 3 = 43,2 \text{ кПа}.$$

6. Расчет водоподогревателя II-й ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от *греющей* воды к стенке пластины (3.52)

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \left(23000 + 283 \cdot 67,5 - 0,63 \cdot 67,5^2 \right) \cdot 0,35^{0,73} = 10412 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})};$$

б) коэффициент тепловосприятия от пластины к нагреваемой воде (3.53)

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \left(23000 + 283 \cdot 48,5 - 0,63 \cdot 48,5^2 \right) \cdot 0,35^{0,73} = 10017 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})};$$

в) коэффициент теплопередачи по формуле (3.54), где $\beta = 0,8$,

$$K^{\text{II}} = \frac{0,8}{\frac{1}{10412} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{10017}} = 3096 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})};$$

г) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II-й ступени

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,81 \cdot 10^6}{3096 \cdot 19} = 30,8 \text{ м}^2;$$

д) количество ходов (или пакетов при разделении на одноходовые теплообменники) (3.56):

$$X = \frac{30,8 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 1,31.$$

Принимаем два хода:

е) действительная поверхность нагрева II-й ступени (3.57)

$$F^{\text{II}} = (2 \cdot 20 \cdot 2 - 1) \cdot 0,6 = 471,4 \text{ м}^2;$$

ж) потери давления II-й ступени по греющей воде (4.58)

$$\Delta P_{гр}^{II} = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 67,5) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 3 = 26,4 \text{ кПа};$$

з) потери давления обеих ступеней водоподогревателя по нагреваемой воде, принимая $\varphi = 1,5$, при прохождении максимального секундного расхода воды на горячее водоснабжение (3.58)

$$\Delta P_{н}^{I+II} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 31) \left[21,6 \cdot (0,049 \cdot 10^3) \right]^{1,75} \cdot 5 = 164 \text{ кПа}.$$

В результате расчета в качестве водоподогревателя горячего водоснабжения принимаем два теплообменника (I-й и II-й ступени) разборной конструкции (P) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, из стали 12X18H10T (исполнение 01), на двухпорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины марки 359 (условное обозначение – 10). Поверхность нагрева I-й ступени – 71,4 м², II-й – ступени – 47,4 м².
Схема I-й ступени –

$$C_x = \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

схема компоновки II-й ступени –

$$C_x = \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

Условное обозначение теплообменников, указываемое в бланке заказов, будет:

I-я ступень: P0,6р-0,8-71,4-2К-01-10

$$C_x = \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

II-я ступень: P0,6р-0,8-47,4-2К-01-10

$$C_x = \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

Расчет водоподогревателя, собранного из пластинчатых теплообменников фирмы «Альфа-Лаваль» (технические характеристики см. в табл. П.3.6), показывает, что в I-й ступени требуется установить теплообменник

M15-BFG8 с числом пластин 64, площадь поверхности нагрева – 38,4 м² (коэффициент теплопередачи – 4350 Вт/(м²·°C)).

Во II-й ступени требуется теплообменник M10-BFG с числом пластин 71, площадь поверхности нагрева – 16,6 м² (коэффициент теплопередачи – 5790 Вт/(м² · °C)).

Потери давления в обеих ступенях при прохождении максимального секундного расхода нагреваемой воды и том же коэффициенте загрязнения поверхности ($\varphi = 1,5$) составляют 186 кПа.

3.7. Тепловой и гидравлический расчет горизонтальных многоходовых пароводяных подогревателей

Подогреватели горизонтальные пароводяные тепловых сетей (двух- и четырехходовые) по ОСТ 108.271.105 предназначены для систем отопления и горячего водоснабжения.

1. Определяется поверхность нагрева пароводяных подогревателей F :

$$F = \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{п}}}{K \Delta t_{\text{ср}}}, \text{ м}^2, \quad (3.60)$$

где $Q_{\text{ГВС}}^{\text{п}}$ – расчетная тепловая производительность водоподогревателя, Вт;

K – коэффициент теплопередачи водоподогревателя, Вт/(м²·°С);

$\Delta t_{\text{ср}}$ – расчетная разность температур между греющей и нагреваемой средами, °С.

2. Расчетная тепловая производительность водоподогревателя на отопление $Q_0^{\text{р}}$ или на горячее водоснабжение $Q_{\text{ГВС}}^{\text{р}}$ определяется по разд. 3.1.

При этом, учитывая требования повышения надежности системы ГВС (параллельное включение подогревателей в каждой ступени), для каждого подогревателя расчетная производительность, определенная по разд. 3.1, делится на 2.

3. Коэффициент теплопередачи K определяется по формуле

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{нак}}}{\lambda_{\text{нак}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}), \quad (3.61)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи при продольном омывании от стенки трубки к нагреваемой воде, Вт/(м²·°С);

$\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к горизонтальной стенке трубки, Вт/(м²·°С);

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

$\delta_{\text{нак}}$ – толщина накипи, принимаемая на основании эксплуатационных данных для конкретного района с учетом качества воды, а при отсутствии данных допускается принимать равной 0,0005 м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность стенки трубок пучка принимается для стали равной 58 Вт/(м·°С), для латуни – 105 Вт/(м·°С);

$\lambda_{\text{нак}}$ – то же для слоя накипи, принимается равной 2,3 Вт/(м·°С).

4. Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки трубки к нагреваемой воде в области турбулентного движения, определяется по формуле

$$\alpha_2 = 1,16 \left[1210 + 18 t_{\text{cp}}^{\text{H}} - 0,038 (t_{\text{cp}}^{\text{H}})^2 \right] \cdot \frac{W_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}^{0,2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (3.62)$$

где t_{cp}^{H} – средняя температура нагреваемой воды, определяемая по формуле

$$t_{\text{cp}}^{\text{H}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{H}} + t_{\text{вых}}^{\text{H}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.63)$$

где $t_{\text{вх}}^{\text{H}}$, $t_{\text{вых}}^{\text{H}}$ – температура нагреваемой воды соответственно на входе и выходе из водоподогревателя, $^\circ\text{C}$;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м;

$W_{\text{тр}}$ – скорость воды в трубках; определяется по формуле

$$W_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{г}}}{3600 \cdot \rho \cdot f_{\text{тр}}}, \text{ (м/с)}, \quad (3.64)$$

где $F_{\text{тр}}$ – площадь сечения всех трубок в одном ходу подогревателя;

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n, \text{ м}^2, \quad (3.65)$$

где n – количество трубок в одном ходу, шт.;

ρ – плотность воды при средней температуре t_{cp}^{H} , $\text{кг}/\text{м}^3$;

$G_{\text{г}}$ – расчетный расход нагреваемой воды в трубках, $\text{кг}/\text{ч}$.

5. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{п}}$, от конденсирующегося пара к стенке трубки определяется по формуле

$$\alpha_{\text{п}} = 1,16 \frac{(4320 + 47,5 t_{\text{н}} - 0,14 t_{\text{н}}^2)}{\sqrt[4]{m \cdot d_{\text{н}} (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (3.66)$$

где $t_{\text{н}}$ – температура насыщения пара, $^\circ\text{C}$;

m – приведенное число трубок;

$$m = \frac{n_{\text{об}}}{n_{\text{max}}}, \text{ шт.}, \quad (3.67)$$

где $n_{\text{об}}$ – общее число трубок в подогревателе, шт.;

n_{max} – максимальное число трубок в вертикальном ряду, шт.;

$t_{\text{ст}}$ – средняя температура стенок трубок; определяется приближенно по формуле

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{сп}}^{\text{н}}}{2}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.68)$$

и проверяется после предварительного расчета подогревателя по формуле

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} \alpha_{\text{п}} + t_{\text{сп}}^{\text{н}} \alpha_2}{\alpha_{\text{п}} + \alpha_2}, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (3.69)$$

При несовпадении значений $t_{\text{ст}}$, определенных по формулам (3.68) и (3.69), более чем на $3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\alpha_{\text{п}}$ следует пересчитывать, приняв значение $t_{\text{ст}}$, определенное по формуле (3.69).

6. Расчетную разность температур $\Delta t_{\text{сп}}$ между греющей и нагреваемой средами определяют по формуле

$$\Delta t_{\text{сп}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.70)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – соответственно большая и меньшая разность температур между греющей и нагреваемой средами на входе и выходе из подогревателя определяется по формулам

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н}} - t_{\text{вх}}^{\text{н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (3.71)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н}} - t_{\text{вых}}^{\text{н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (3.72)$$

При расчете пароводяных водоподогревателей отопления температуру нагреваемой воды на входе и выходе из водоподогревателя следует принимать

$$t_{\text{вх}}^{\text{н}} = \tau_2,$$

где τ_2 – температура воды в обратном трубопроводе систем отопления при расчетной температуре наружного воздуха $t_0^{\text{р}}$, $^{\circ}\text{C}$;

$$t_{\text{вых}}^{\text{н}} = \tau_{01},$$

где τ_{01} – температура воды в подающем трубопроводе тепловых сетей за ЦТП или в подающем трубопроводе системы отопления при установке водоподогревателя в ИТП при расчетной температуре наружного воздуха на отопление $t_0^{\text{р}}$, $^{\circ}\text{C}$.

В этом случае расчетная разность температур $\Delta t_{\text{сп}}$ определится по формуле

$$\Delta t_{\text{сп}} = \frac{(t_{\text{н}} - \tau_2) \cdot (t_{\text{н}} - \tau_{01})}{2,3 \lg \frac{t_{\text{н}} - \tau_2}{t_{\text{н}} - \tau_{01}}}, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (3.73)$$

При независимом присоединении систем отопления и вентиляции через общий водоподогреватель температуру нагреваемой воды в обратном трубопроводе на входе в водоподогреватель следует определять с учетом температуры воды после присоединения трубопровода систем вентиляции.

При расходе теплоты на вентиляцию не более 15 % суммарного максимального теплового потока на отопление допускается температуру нагреваемой воды перед водоподогревателем принимать равной температуре воды в обратном трубопроводе системы отопления.

При расчете водоподогревателя на горячее водоснабжение температуру нагреваемой воды следует принимать:

- на входе в водоподогреватель – равной температуре холодной (водопроводной) воды t_x в отопительный период; при отсутствии данных принимается равной 5 °С;
- на выходе из водоподогревателя – равной температуре воды, поступающей в систему горячего водоснабжения t_r , в ЦТП и в ИТП $t_r = 60$ °С, а в ЦТП с вакуумной деаэрацией $t_r = 65$ °С.

7. Расходы нагреваемой воды для расчета водоподогревателей систем отопления:

$$G_o^p = \frac{3,6Q_o^p}{(\tau_{01} - \tau_2)c}, \text{ кг/ч}, \quad (3.74)$$

при независимом присоединении систем отопления и вентиляции через общий водоподогреватель

$$G_o^p = \frac{3,6(Q_o^p + Q_B^p)}{(\tau_{01} - \tau_2)c}, \text{ кг/ч}, \quad (3.75)$$

где Q_o^p , Q_B^p – соответственно максимальные тепловые потоки на отопление и вентиляцию, Вт.

Расход нагреваемой воды для расчета водоподогревателей горячего водоснабжения

$$G_r = \frac{3,6Q_{ГВС}^п}{(60 - \tau_c)c}, \text{ кг/ч}, \quad (3.76)$$

где $Q_{ГВС}^п$ – расчетная производительность водоподогревателя, Вт.

11. Потери давления ΔP_H для воды, проходящей в трубках водоподогревателя

$$\Delta P_H = 0,5 \left(\frac{\lambda z}{d_{вн}} + \sum \xi \right) W_{тр}^2 \rho, \text{ кг/ч}, \quad (3.77)$$

где $W_{тр}$ – скорость воды, определяемая по формуле (3.64), м/с ;

z – число последовательных ходов водоподогревателя;

l – длина одного хода, м;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

λ – коэффициент гидравлического трения.

Эквивалентную шероховатость внутренней поверхности латунных трубок при определении λ можно принимать 0,0002 м.

Сумму коэффициентов местных сопротивлений в трубках можно принимать:

– для двухходовых водоподогревателей $\Sigma\xi = 9,5$;

– для четырехходовых водоподогревателей $\Sigma\xi = 18,5$.