

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
Московский государственный индустриальный университет
Кафедра промышленной теплоэнергетики

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Часть II. Теплопередача и тепломассообмен

для специальности

140104 «Промышленная теплоэнергетика»

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

Методические указания к выполнению курсовой работы

МОСКВА 2010

С.Д. Корнеев, Л.А. Марюшин. Теоретические основы теплотехники. Конструирование и расчет рекуперативного теплообменника. Методические указания к выполнению курсовой работы.— М.: МГИУ, 2010.

Настоящие методические указания к выполнению курсовой работы по теме «Конструирование и расчет рекуперативного теплообменника» по курсу « Теоретические основы теплотехники» Содержат краткие сведения о вариантах конструкций рекуперативных теплообменников, сведения об их геометрических и режимных параметрах, справочные материалы, необходимые для выбора базового варианта конструкции и последующего конструирования и расчета теплообменного аппарата.

Оглавление

Предисловие.....	4
1. Основы выбора теплообменников теплоэнергетических установок.....	5
1.1. Классификация рекуперативных теплообменников.....	5
1.2. Секционные теплообменники.....	9
1.3. Кожухотрубные теплообменники.....	11
1.4. Пластинчатые теплообменники.....	16
2. Теплотехнический расчет рекуперативного теплообменника.....	18
2.1. Исходные данные к расчету рекуператора.....	21
2.2. Конструктивный расчет рекуператора.....	21
2.2.1. Оценка площади поверхности теплообмена и сечений для движения теплоносителей.....	21
2.2.2. Определение геометрии поперечного сечения теплообменника.....	29
2.2.3. Расчет коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена.....	31
2.3. Поверочный расчет теплообменника.....	37
2.4. Оформление курсовой работы.....	39
Заключение.....	40
Контрольные вопросы.....	40
Список литературы.....	41
Приложение.....	42

Предисловие

В самых различных областях техники постоянно возникает необходимость в разработке и создании теплообменных аппаратов, служащих для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. При этом, в соответствии с исходными требованиями решаемой задачи необходимо выбрать подходящий вариант конструкции теплообменника; произвести его конструктивный расчет, определив при этом основные геометрические размеры конструируемого аппарата; произвести поверочный расчет проектируемого аппарата, с целью проверки, соответствует ли он исходным требованиям.

Для выполнения указанных работ необходимы знания о существующих вариантах конструкций теплообменников и их технических характеристиках; знания о методах теплотехнического расчета теплообменных аппаратов; умение пользоваться справочной и нормативной литературой; умение выполнять на практике конструирование и расчет теплообменника.

Целью настоящих методических указаний является обучение студентов умению выбирать, соответственно решаемой технической задаче, рациональную конструкцию теплообменного аппарата и выполнять его теплотехнический расчет.

1. Основы выбора теплообменников теплоэнергетических установок

При конструировании и эксплуатации теплоэнергетических установок возникает необходимость конструирования нового или выбора и расчета стандартного теплообменного оборудования, предназначенного для работы в составе самой установки, либо для вспомогательных целей.

В соответствии с содержанием задачи, которая должна быть решена, целесообразно использование того, или иного вида теплообменной аппаратуры. Для обоснования подобного выбора, как в процессе курсового проектирования, так и при выполнении дипломных проектов возникает необходимость разработать не только схематические, но и конструктивные элементы систем и установок, включающих стандартную теплообменную аппаратуру. Поэтому в данной разработке приведены примеры конструкций современных рекуперативных теплообменников, с указанием их геометрических характеристик и других, необходимых при конструировании и расчете технических данных. Подобные сведения также необходимы и при расчете и конструировании новой теплообменной аппаратуры, для того чтобы сравнить разрабатываемые конструктивные решения теплообменников с уже известными.

1.1. Классификация рекуперативных теплообменников

Теплообменным аппаратом (теплообменником) принято называть устройство для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Теплообменные аппараты, применяемые на промышленных предприятиях, могут или непосредственно входить в состав технологического оборудования, или служить для вспомогательных целей, например, для подвода теплоты к теплоносителю вне теплоиспользующей установки, или для использования вторичной теплоты отработавших теплоносителей.

По цикличности работы теплообменные аппараты подразделяют на теплообменники непрерывного и периодического действия. Для теплообменников непрерывного действия главным является установившийся режим их работы. В этом режиме оста-

ются неизменными по времени расходы обоих теплоносителей, проходящих через теплообменник, а также их начальная и конечная температура.

Для теплообменных аппаратов периодического действия основным является неустановившийся режим. В этом режиме происходит изменение по времени начальной и конечной температуры одного или обоих теплоносителей. Возможно также изменение их расходов.

Рекуперативными (рекуператорами) называют аппараты, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит через разделяющую их стенку. Процесс теплопередачи при этом складывается из теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке, теплопроводности и теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю. Прямой контакт между теплоносителями отсутствует.

Одним из наиболее важных этапов проектирования теплоэнергетических установок является выбор типа и типоразмера теплообменных аппаратов, входящих в состав установки. Конструктору на самой ранней стадии проектирования следует проанализировать существующие типовые конструкции и выбрать наиболее приемлемую. Если окончательное решение не может быть принято сразу, то на первой стадии проектирования оправдано рассмотрение нескольких более или менее подходящих типов теплообменников. В связи с этим кратко рассмотрим классификацию и наиболее распространенные конструкции стандартных рекуперативных теплообменников.

В зависимости от формы поверхности теплообмена, рекуперативные теплообменники могут быть подразделены на аппараты с поверхностью теплообмена из труб и аппараты с поверхностью теплообмена из листа. Теплообменные аппараты с поверхностью теплообмена из труб, как правило, позволяют допустить значительную разность давлений теплоносителей. Теплообменники с поверхностью теплообмена из листа в ряде случаев более компактны. В начале проанализируем основные варианты теплообменников с поверхностью теплообмена из труб.

1.2. Секционные теплообменники

Само название "секционный" указывает на то, что из таких теплообменников, путем соединения их между собой, может быть набрана требуемая поверхность теплообмена. Секционный теплообменник состоит из одной или нескольких теплопередающих труб, заключенных в общем корпусе. Поверхность теплообмена одной секции используемых в промышленности секционных теплообменников составляет $0,75—30 \text{ м}^2$, а число труб в секции от 4 до 140. Длина трубного пучка в одной секции стандартного теплообменника обычно составляет 2 или 4 м.

К разряду секционных можно отнести и теплообменники типа «труба в трубе». Такой аппарат (рис. 1.1а) содержит только одну теплопередающую трубу, коаксиально расположенную внутри корпуса. Теплообменник снабжается патрубками для подвода и отвода теплоносителей. Один из них движется в полости внутренней трубы 2. Другой теплоноситель движется в кольцевом зазоре между внутренней и наружной трубой 1. Внутренняя труба может иметь продольные ребра, приваренные к ней изнутри или снаружи для увеличения поверхности теплообмена со стороны потока с меньшим коэффициентом теплоотдачи.

Секции теплообменника по ходу движения теплоносителя могут быть соединены последовательно или параллельно. На рис. 1.1б представлено последовательное соединение секций, как по ходу греющего, так и по ходу нагреваемого теплоносителей.

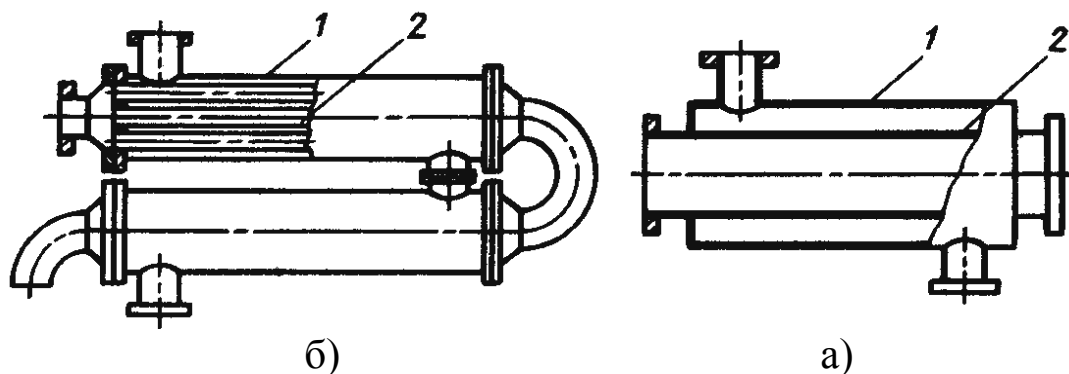


Рис.1.1. Секционные теплообменники.

Преимуществами теплообменников типа «труба в трубе» являются высокие коэффициенты теплоотдачи, пригодность для

работы при высоком давлении теплоносителей, простота изготовления, монтажа и обслуживания. К недостаткам относятся: низкая компактность, высокая стоимость из-за большого расхода металла на наружные трубы, не участвующие в теплообмене, сложность очистки кольцевого пространства между трубами.

Теплообменники типа «труба в трубе» используются в основном для нагрева или охлаждения теплоносителя в тех случаях, когда требуются сравнительно небольшие поверхности теплообмена. Они также могут использоваться в процессах, сопровождающихся кипением или конденсацией теплоносителя. Преимущество теплообменника «труба в трубе» заключается в разнообразии компоновок, и, кроме того, они могут быть быстро собраны из стандартных элементов на месте монтажа. При необходимости поверхность теплообмена может быть увеличена за счет установки дополнительных секций. Упрощается контроль распределения потоков теплоносителя по каждому каналу теплообменника, что особенно важно при охлаждении вязких жидкостей, когда в случае необходимости один насос может быть установлен для группы теплообменников. Главными недостатками теплообменников типа «труба в трубе» являются большой объем и высокая стоимость в расчете на единицу поверхности теплообмена.

Дальнейшее развитие конструкции секционных теплообменных аппаратов представляют собой теплообменники (рис. 1.1б), в корпусе 1 которых размещается не одна труба, а пучок труб 2. Такой аппарат компактнее теплообменника типа "труба в трубе" и, в расчете на единицу площади поверхности теплообмена, дешевле. Конструктивное оформление и основные размеры стандартных секционных теплообменников приведены на рис. 1.2, а их технические данные — в табл. 1.1. Общая компоновка секций, соединенных последовательно как по ходу греющего так и по ходу нагреваемого теплоносителя ясна из рис. 1.3. Трубный пучок выполнен из трубок 16×1 (первое число – наружный диаметр трубки, второе – толщина стенки трубки). В третьем столбце табл. 1.1 приведены отношения наружного диаметра корпуса теплообменника D_* к его внутреннему диаметру D_v .

Следует отметить, что в секционных теплообменниках длина трубного пучка обычно в десятки раз больше диаметра корпуса.

Поэтому в них практически осуществимы лишь две схемы движения теплоносителей: прямоточная и противоточная.

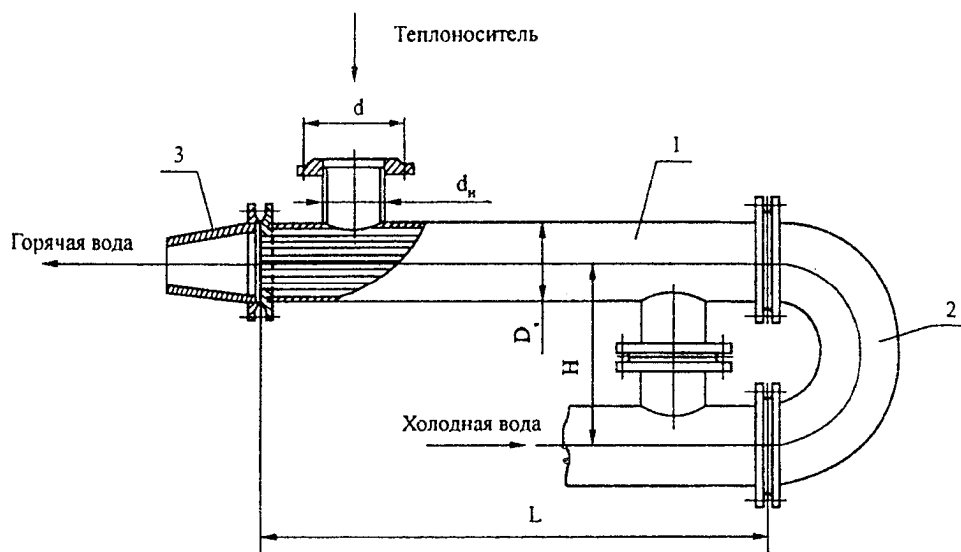


Рис.1.2. Основные размеры секционных теплообменников без компенсатора температурных удлинений: 1 — секция; 2 — калач с фланцем; 3 — переход с фланцем.

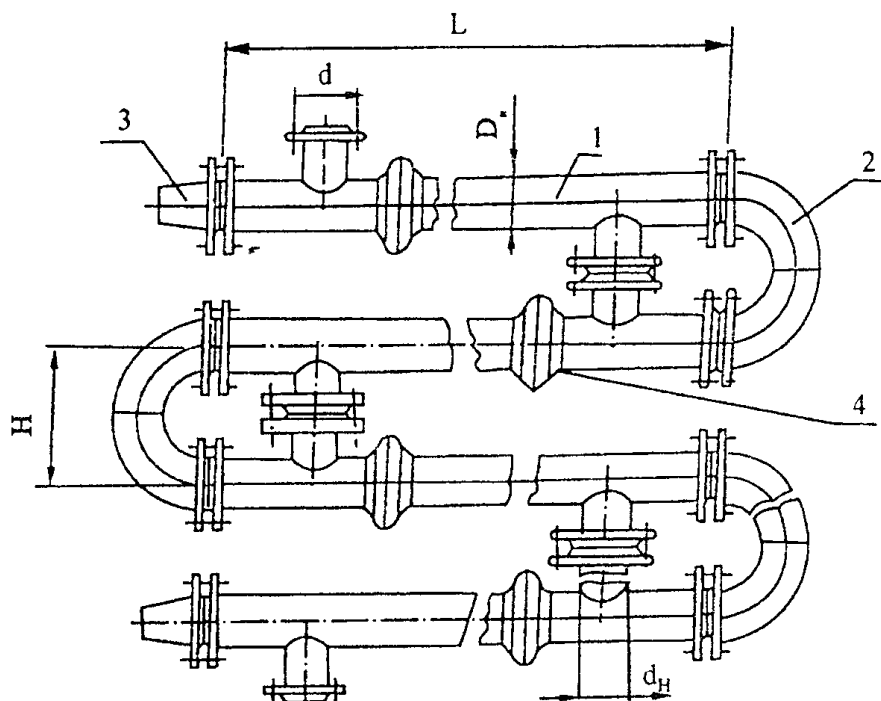


Рис. 1.3. Компоновка секционных теплообменников с компенсатором температурных удлинений: 1 — секция; 2 — калач с фланцем; 3 — переход с фланцем; 4 — компенсатор.

Таблица 1.1. Технические данные секционных теплообменников

Условное обозначение	Размеры, мм					Поверхность нагрева, м ²	Кол-во трубок, шт	Тепловой поток, кВт	Масса секции, кг
	L	D*/D _B	d _H	d	H				
1-57x2000-P	2000	57/51	48	110	200	0,38	4	14	24
2-57x4000-P	4000					0,75		23,9	37
3-76x2000-P	2000	76/70	57	125	200	0,65	7	22,5	33
4-76x4000-P	4000					1,32		38,9	52
5-89x2000-P	2000	89/82	76	145	240	0,93	10	31,7	40
6-89x4000-P	4000					1,88		54,9	64
7-114x2000-P	2000	114/107	89	160	300	1,79	19	63,8	58
8-114x4000-P	4000					3,58		110	91
9-168x2000-P	2000	168/159	133	210	400	3,49	37	109	113
10-168x4000-P	4000					6,98		191	194
11-219x2000-P	2000	219/207	159	240	500	5,75	61	203	173
12-219x4000-P	4000					11,51		349	301
13-273x2000-P	2000	273/259	219	295	600	10,28	109	398	262
14-273x4000-P	4000					20,56		674	462
15-325x2000-P	2000	325/309	273	350	600	14,24	151	549	338
16-325x4000-P	4000					28,49		931	599

1.3. Кожухотрубные теплообменники

Кожухотрубные теплообменные аппараты отличаются от секционных большим числом трубок в трубном пучке, которое обычно составляет от сотен до тысяч. В связи с этим кожухотрубные теплообменники *компактнее секционных, т.е. в единице объема такого аппарата размещается большая поверхность теплообмена*. Кроме того, конструкция кожухотрубных теплообменников позволяет создавать различные схемы движения теплоносителей.

Кожухотрубные теплообменные аппараты могут быть использованы для любой комбинации теплоносителей: жидкость — жидкость, газ — жидкость, газ — газ. Общим для всех кожухотрубных теплообменников является наличие большого числа труб (трубного пучка), концы которых герметично укреплены в отверстиях трубных досок (решеток), и наличие общего кожуха, охватывающего трубный пучок снаружи. Обычно в промышленных кожухотрубных теплообменниках используют трубы с внутренним диаметром не менее 12 и не более 38 мм. Нижнее ограничение обусловлено удобством очистки внутренней поверхности труб, верхнее — снижением удельной площади поверхности теплообменника. Возможная длина трубного пучка обычно составляет 0,9 ... 6 м, толщина стенок труб — 0,5... 2,5 мм. Трубы диаметром менее 12 мм используют в тех случаях, когда нет опасности загрязнения их внутренней поверхности и когда необходимо увеличить компактность теплообменника.

Теплоносители, способные загрязнять поверхность теплообмена, направляют в полости труб трубного пучка, так как только они доступны для механической очистки.

В кожухотрубных теплообменниках достигаются достаточно большие отношения площади поверхности теплообмена к объему и массе. Размеры поверхности теплообмена легко можно варьировать в широких пределах.

Трубы являются основным элементом, обеспечивающим теплопередачу между теплоносителем, протекающим внутри труб и в межтрубном пространстве. Трубы могут быть либо гладкими, либо с невысокими ребрами снаружи. В последнем случае наружный диаметр ребра выбирается немного меньше, чем наруж-

ный диаметр неоребранных концов труб, что позволяет вставлять оребранные трубы через отверстия в трубной доске. Трубы закрепляются в трубных досках на каждом конце (за исключением U—образных труб, которые закрепляются только в одной трубной доске). Трубы либо развальцовываются в трубной доске, либо привариваются к ним снаружи.

Трубная доска представляет собой металлический диск, в котором имеются отверстия для труб с элементами уплотнений.

Кожух имеет вид цилиндра, внутри которого помещены трубы и циркулирует теплоноситель. Он обычно изготавливается вальцовкой металлического листа соответствующего размера и сваркой продольным швом. Кожух малого диаметра (до 0,6 м) можно изготовить из трубы, обрезав ее до желаемой длины.

Теплоноситель поступает в кожух через входной патрубок и удаляется через выходной. Чаще всего патрубки изготавливаются из стандартных труб, которые привариваются к кожуху. В тех случаях, когда в межтрубное пространство подается двухфазный поток или насыщенный пар, внутри кожуха за входным патрубком могут быть установлены отражающие пластины, имеющие несколько большие размеры, чем сечение самого патрубка. Это защищает зону трубного пучка, на которую истекает входящий поток пара, от абразивного износа.

Важным элементом большинства кожухотрубных теплообменников является набор поперечных перегородок в межтрубном пространстве. Они позволяют повысить скорость теплоносителя, движущегося в между трубами, а также предохраняют трубы от изгиба, вибрации. Кроме того, перегородки направляют поток теплоносителя поперек труб, что улучшает теплоотдачу, но увеличивает гидравлические потери давления.

Сегментные перегородки являются наиболее простым вариантом их конструкции. По форме они представляют собой сегмент круга с отверстиями для трубок трубного пучка. Основные требования к перегородкам заключаются в том, чтобы все трубы были одинаково зафиксированы и чтобы последующие перегородки частично перекрывали, по крайней мере, один полный ряд труб для обеспечения достаточной жесткости трубного пучка.

Ниже, в качестве примера, приводится анализ конструкции современного типа кожухотрубных теплообменных аппаратов.

Водо—водяные малогабаритные разборные подогреватели сетевой воды типа ПВМР предназначены для котельных промышленных предприятий, тепловых узлов, могут быть использованы и в составе других видов теплоэнергетического оборудования различных отраслей промышленности. Конструкция подогревателей типа ПВМР, двухходовых по нагреваемой сетевой воде, показана на рис. 1.4, а на рис. 1.5 приведена схема движения теплоносителей в этом аппарате. Можно заметить, что в теплообменнике предусмотрены два хода теплоносителя, движущегося в трубках. Кроме того, на рис. 1.5 показаны пять ходов теплоносителя движущегося в межтрубном пространстве. Соответственно, изображены 4 сегментные перегородки 7. Если изменить число сегментных перегородок, то изменится и число ходов теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве.

Теплообменник работает следующим образом. Нагреваемая вода через патрубок Б поступает в распределительную камеру 1, снабженную перегородкой 8, и направляется в полости трубок нижней (по рисунку) половины трубного пучка. Затем, пройдя водяную камеру 4, нагреваемая жидкость возвращается по верхней половине трубного пучка в камеру 1 и выходит через патрубок А. Греющая вода поступает в корпус теплообменника через патрубок В и, совершив 5 ходов между сегментными перегородками 7, выходит через патрубок Г.

В таблице 1.2 приведены основные размеры и характеристики теплообменников типа ПВМР. Для изготовления поверхности теплообмена использованы трубки диаметром 16x1 либо 19x1 мм (по специальному заказу – диаметром 22x1 мм) из латуни, нержавеющей стали или сплава МНЖ—5—1. На рабочее давление 10 кгс/см² (1,0 МПа) подогреватели выпускаются с плоскими, а на давление 16 кгс/см² (1,6 МПа) - с эллиптическими (рис.1.4) днищами 1,5.

Пояснения к табл. 1.2: 1. Последнее число в обозначении подогревателей означает давление среды в МПа. 2. Характеристики даны для подогревателей с гладкими трубками Ø16x1 и Ø19x1 мм из латуни. 3. Тепловой поток определен при номинальном расходе сетевой воды и разности начальных температур сред 15 °С. 4. Гидравлическое сопротивление трубного пучка для всех подогревателей при чистых гладких трубках не более 0,015 МПа.

5. При применении в пучке профильно-витых труб приведенные в таблице величины тепловых потоков увеличиваются на 20%, а гидравлическое сопротивление – в 1,5 раза. 6. При применении плоских доннышек размер «L» в зависимости от типоразмера уменьшается примерно на величину от 100 до 150 мм. 7. Поверхность теплообмена определена по наружному диаметру труб. 8. При применении труб из нержавеющей стали величины тепловых потоков должны быть снижены на 8-10%.

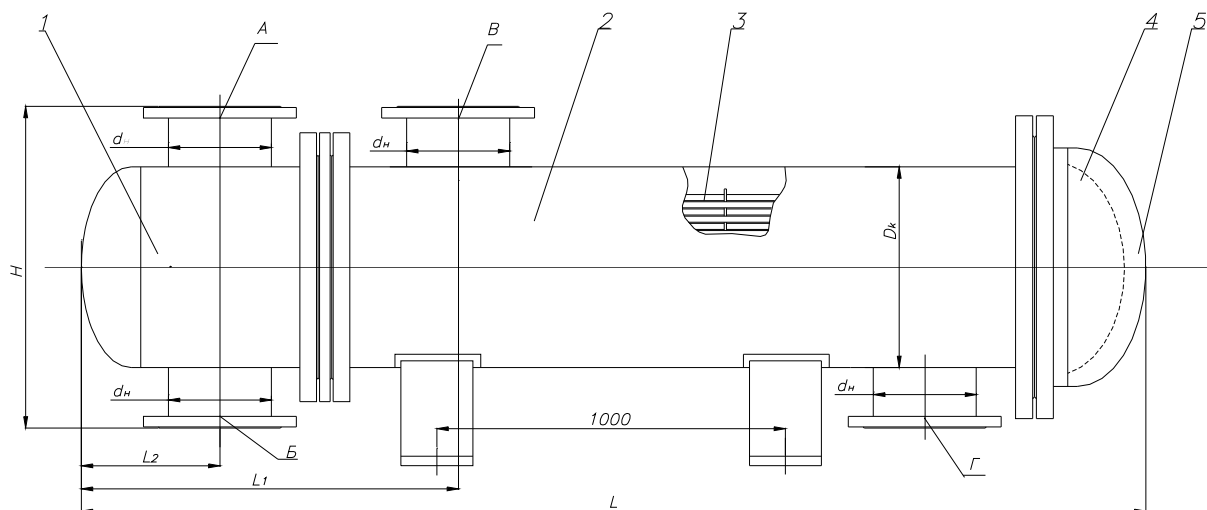


Рис. 1.4. Схема подогревателя ПВМР: 1 – камера распределительная; 2 – корпус; 3 - трубная система; 4 – малая водяная камера; 5 – съемная часть корпуса; А – отвод сетевой воды; Б – подвод сетевой воды; В – подвод греющей воды; Г – отвод греющей воды.

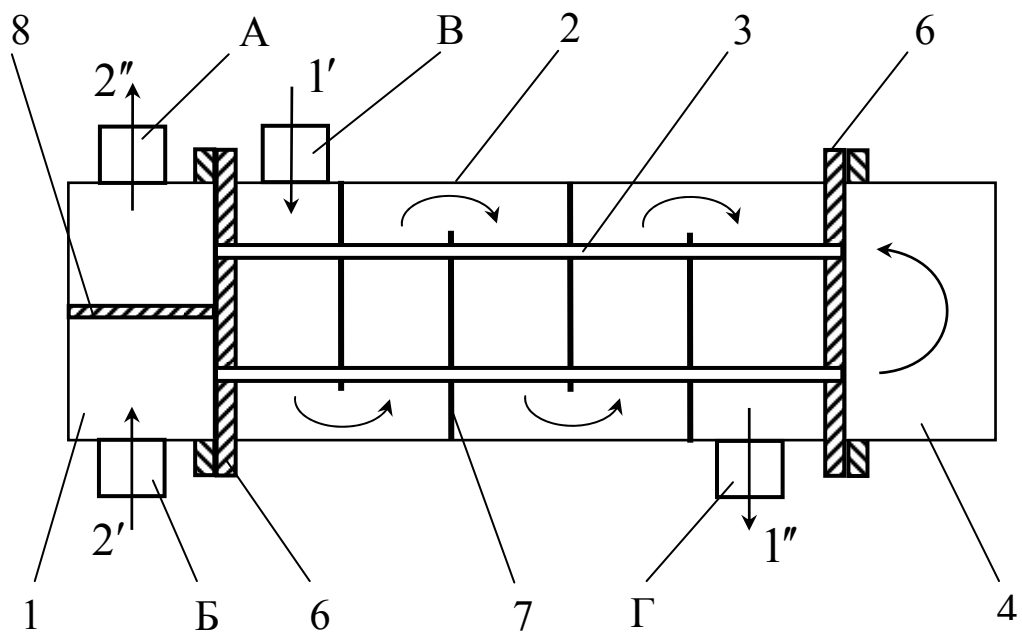


Рис. 1.5. Схема движения теплоносителей в подогревателе ПВМР. Обозначения те же, что и на рис. 1.4. Кроме того: 6 — трубная решетка; 7 — сегментная перегородка; 8 — перегородка распределительной камеры.

Обозначение подогревателя	Основные размеры, мм							Главные характеристики							
	D _к	L	L ₁	L ₂	L ₃	H	d _н	Площадь поверх- ности нагрева, м ²		Расход сетевой воды, т/ч		Тепловой поток, кВт, при трубках			
							А, Б, В, Г					гладких		профильно-витых	
								Ø16×1	Ø19×1	Ø16×1	Ø19×1	Ø16×1	Ø19×1	Ø16×1	Ø19×1
ПВМР114*2-1,0	114	2410	458	129	150	300	57	0,97	0,7	6,0	4,9	31	20	37	24
ПВМР114*2-1,6		2420	508	179											
ПВМР159*2-1,0	159	2436	485	145	160	410	57	2,1	2,0	14,0	11,0	94,5	63,3	113	76
ПВМР159*2-1,0		2470	540	198											
ПВМР168*2-1,0	168	2460	510	145	170	410	89	2,9	2,3	18,0	16,2	112	78	134	94
ПВМР168*2-1,6		2480	577	212											
ПВМР219*2-1,0	219	2510	576	167	190	500	133	5,0	4,6	30,0	32,5	189	170	227	204
ПВМР219*2-1,6		2540	656	247											
ПВМР273*2-1,0	273	2525	580	167	193	600	133	9,4	8,2	55,0	58,4	379	330	455	396
ПВМР273*2-1,6		2540	656	247											
ПВМР325*2-1,0	325	2630	713	210	240	600	219	14,2	12,2	82,0	86,0	586	490	703	588
ПВМР325*2-1,6		2680	819	316											
ПВМР377*2-1,0	377	2705	794	237	267	700	273	18,7	16,7	110,0	118,5	786	703	943	844
ПВМР377*2-1,6		2760	913	356											
ПВМР426*2-1,0	426	2730	798	237	267	700	273	25,4	21,6	150,0	152,6	1098	870	1318	1044
ПВМР426*2-1,6		2780	929	368											
ПВМР480*2-1,0	480	2760	800	240	260	800	273	28,8	26,0	170,0	178,0	1275	1150	1530	1380
ПВМР480*2-1,6		2800	940	380											
ПВМР530*2-1,0	530	2750	750	250	250	900	273	36,6	34,2	216,0	224,0	1642	1480	1970	1776
ПВМР530*2-1,6		2850	900	400											
ПВМР630*2-1,0	630	2880	785	230	239	1030	273	62,0	52,0	353,0	365,0	3140	2832	3768	3398
ПВМР630*2-1,6		2947	973	419											
ПВМР720*2-1,0	720	2970	910	245	250	1150	273	92,0	70,0	485,0	500,0	4671	4213	5605	5055
ПВМР720*2-1,6		3070	1100	445											
ПВМР820*2-1,0	820	3063	1022	270	342	1250	325	108,0	85,0	615,0	655,0	6213	5604	7455	6725
ПВМР820*2-1,6		3230	1257	505											

Таблица 1.2. Технические характеристики и основные размеры подогревателей ПВМР

1.4. Пластинчатые теплообменники

Характерной особенностью пластинчатых теплообменников является наличие параллельных пластин (не считая специальных пластин для предотвращения деформации канала под действием внешнего давления), которые образуют систему параллельных каналов. Один теплоноситель протекает через одну систему каналов, а другой — через другую. К этому типу теплообменников относятся пластинчато-рамный или пакетно-пластинчатый теплообменник.

Теплообменник пластинчато—рамного типа показан на рис. 1.6. Он состоит из ряда параллельных пластин, удерживаемых вместе в раме, в которой для предотвращения утечек имеются прокладки, сжимаемые между пластинами.

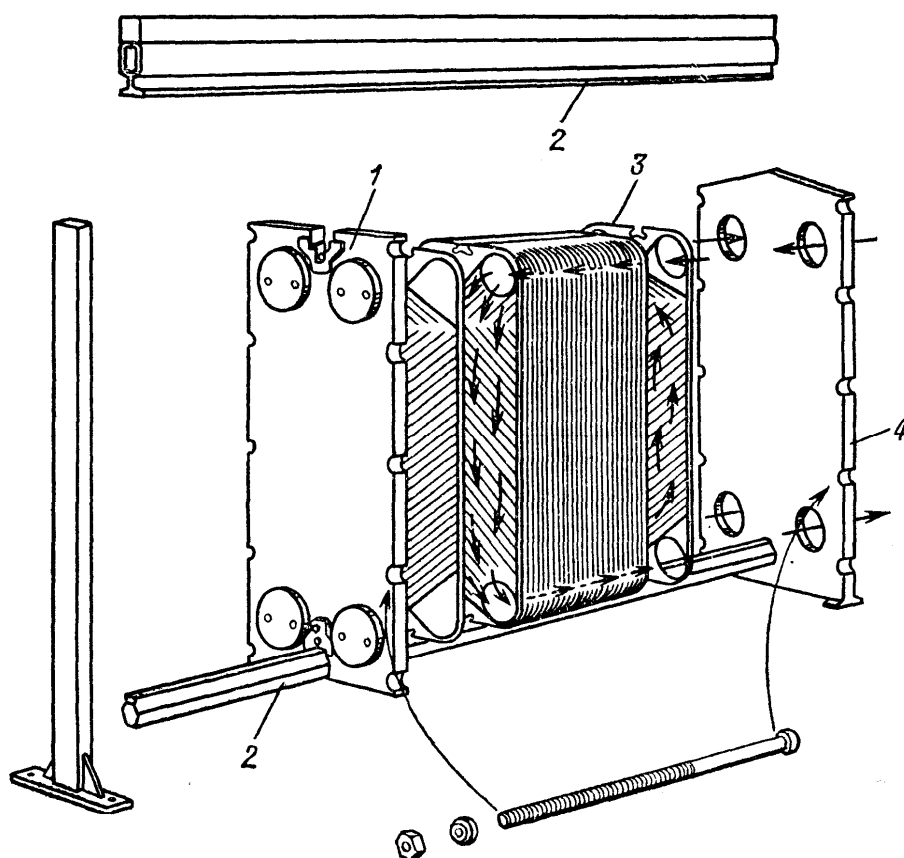


Рис. 1.6. Теплообменник пластинчато-рамного типа: 1 — подвижная крышка; 2 — несущая балка; 3 — пакет пластин; 4 — фиксирующая крышка.

Уплотненные отверстия в пластинах образуют каналы, в которых теплоноситель может перетекать из зазора между одной парой пластин в зазор между их другой парой. Также организовано движение каждого из теплоносителей в пространстве между каждой парой пластин. Конструктивно все оформляется так, чтобы каждая из теплопередающих пластин омывалась с одной стороны греющим, а с другой стороны — нагреваемым теплоносителем.

Пластины обычно имеют толщину порядка 0,5—1 мм. Поэтому, чтобы выдержать рабочее давление, они должны иметь много точек контакта друг с другом. С этой целью чаще всего используются гофрированные в виде елочки металлические листы. Два таких листа с взаимно противоположной ориентацией гофра устанавливаются по обе стороны пластины. Опорные точки получаются в местах пересечения гофров. Многократное сжатие, расширение и изменение направления потока приводят к его сильной турбулизации и, как следствие, к высокой интенсивности теплоотдачи, большим перепадам давления и касательным напряжениям. Это, в конечном счете, способствует уменьшению отложений на поверхностях пластин.

Пластинчатые теплообменники компактны и отличаются небольшой массой поверхности теплообмена, и поэтому они широко используются в областях промышленности, где существенны ограничения по габаритам и по массе. Пластины могут быть изготовлены, как правило, из любого металла (хотя пластины из низкоуглеродистой стали почти никогда не применяются, потому что в этом случае пластинчатые теплообменники неконкурентоспособны по сравнению с кожухотрубными). Рабочие давления и температуры ограничены сравнительно низкими значениями из-за материалов уплотнений и особенностей конструкции.

Пластинчатые теплообменники обычно используются для теплопередачи между двумя потоками жидкости. Даже вязкие жидкости можно прокачивать по извилистым проходам в турбулентном режиме при низких числах Рейнольдса. Изредка пластинчатые теплообменники используются как конденсаторы для умеренно плотных паров (например, паров аммиака) или как испарители. Они получили распространение в пищевой промышленности, потому что легко разбираются для чистки и стерилизации.

На рис. 1.7 приведена конструкция пластинчатого разборного теплообменника M15-BFM8 фирмы Альфа Лаваль (Швеция), а в табл. 1.3 указаны его технические характеристики. Конструкция теплообменника включает набор гофрированных пластин, изготовленных из коррозионно-стойкого материала (нержавеющей стали), с каналами для двух жидкостей, участвующих в процессе теплообмена.

Пакет пластин размещен между опорной и прижимной плитами, и закреплен стяжными болтами. Каждая пластина снабжена прокладкой из термостойкой резины, уплотняющей соединение и направляющей различные потоки жидкостей в соответствующие каналы. Необходимое число пластин, их профиль и размер, определяется в соответствии с расходами сред и их физико-химическими свойствами, температурным режимом и допустимой потерей напора по горячей и холодной стороне.

Гофрированная поверхность пластин обеспечивает высокую степень турбулентности потоков и жесткость конструкции теплообменника.

2. Теплотехнический расчет рекуперативного теплообменника

Для разработки рациональной конструкции теплообменного аппарата, отвечающей исходным требованиям на проектирование, необходимо соблюдать определенную последовательность действий. Для наглядности эта последовательность проиллюстрирована примером конструирования и расчета секционного теплообменника. Изложенные принципы можно применить и к расчету других типов рекуперативных теплообменников.

Конструирование и расчет теплообменного аппарата основываются на исходных данных решаемой задачи. В их число обязательно входят сведения о теплоносителях, поступающих в теплообменник: об их расходах, начальных и конечных температурах, теплофизических свойствах. Если теплоноситель изменяет в теплообменнике свое агрегатное состояние, то необходимы сведения о составе двухфазных потоков на входе и выходе из аппарата.

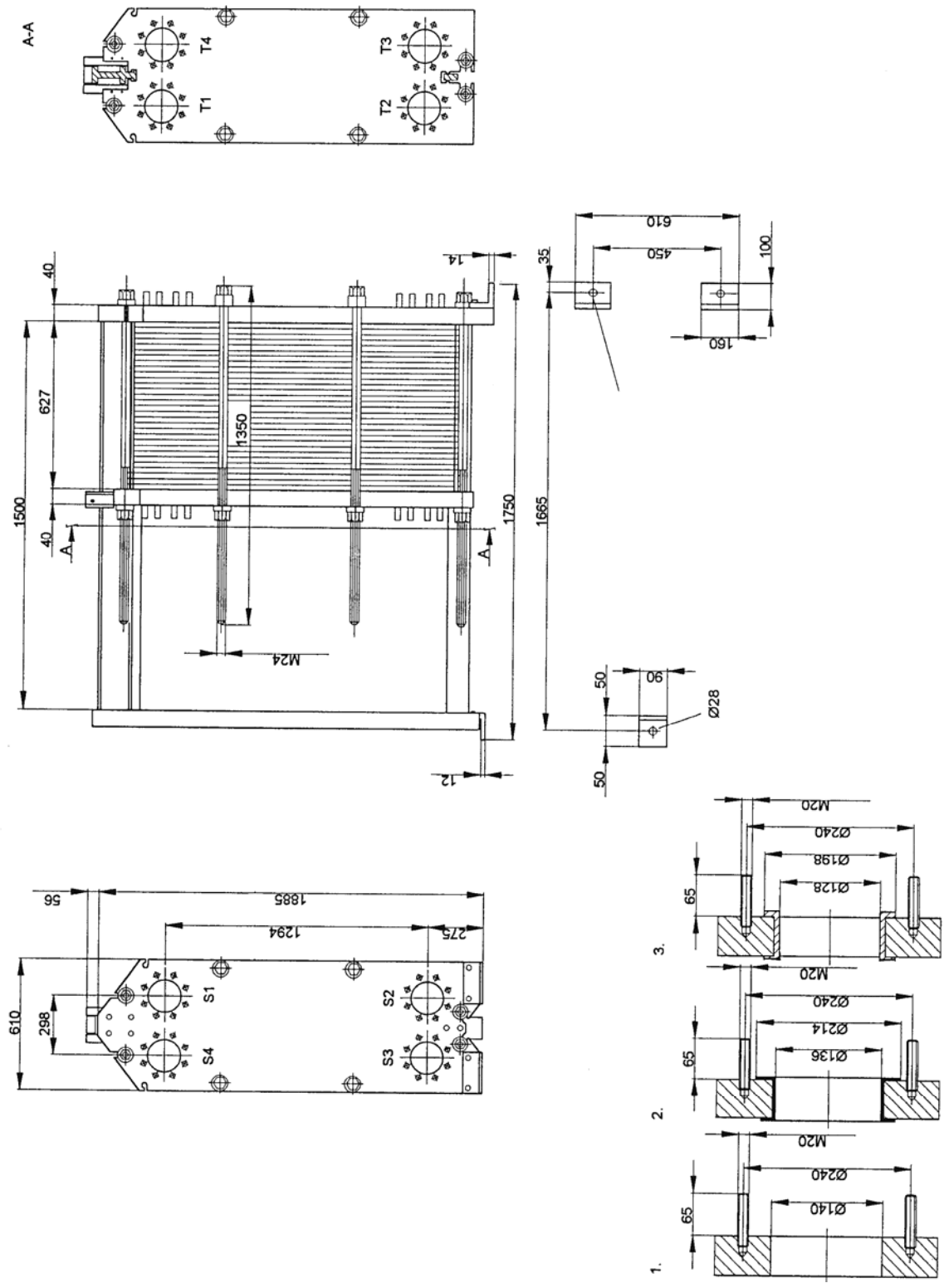


Рис.1.7. Пластинчатый разборный теплообменник М15-ВФМ8.

Таблица 1.3. Технические характеристики разборного пластинчатого теплообменника M15-MFM8.

Параметр	Размерность	Греющий теплоноситель	Нагреваемый теплоноситель
Среда		Дрожжевое молоко	Вода
Плотность	кг/м ³	1009	995,2
Теплоемкость	кДж/(кг·К)	4,06	4,18
Теплопроводность	Вт/(м·К)	0,586	0,614
Вязкость на входе	сПуаз	0,953	1,11
Вязкость на вых.	сПуаз	1,17	0,757
Температура на входе	°С	35,0	16,0
Температура на выходе	°С	28,0	32,6
Передаваемый тепловой поток	кВт	1740	
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	3480	
Гидравлические потери	кПа	49,1	8,68
Поверхность теплообмена	м ²	86,2	
Схема движения теплоносителей		Противоток	
Количество пластин	шт	141	
Число теплопередающих пластин	шт	139	
Число ходов		1	1
Материал пластин		AISI 316	
Толщина пластины	мм	0,5	
Размер патрубков	мм	150	150
Назначение патрубков		S1->S2	S4<-S3
Расчетное давление	бар	5,0	5,0
Внутренний объем	дм ³	175	175
Вес аппарата	кг	1180	

2.1. Исходные данные к расчету рекуперативного теплообменника

При выполнении курсовой работы исходные данные следует брать из табл.2.1, соответственно номеру своего варианта. Ниже дан пример исходных данных и, соответствующий этим данным пример расчета теплообменника.

Греющий теплоноситель – вода;

Нагреваемый теплоноситель – вода;

Температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник $t'_1 = 90^{\circ}\text{C}$;

Температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника $t''_1 = 70^{\circ}\text{C}$;

Массовый расход нагреваемого теплоносителя $G_2 = 1,05$ кг/с;

Температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник $t'_2 = 20^{\circ}\text{C}$;

Температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника $t''_2 = 47^{\circ}\text{C}$;

Требуется:

1. Разработать конструкцию рекуператора, соответствующую исходным требованиям;
2. Выполнить конструктивный расчет рекуператора с определением его основных геометрических размеров;
3. Выполнить поверочный расчет рекуператора.

2.2. Конструктивный расчет рекуператора

2.2.1. Оценка площади поверхности теплообмена и сечений для движения теплоносителей

На основе уравнения теплового баланса определяем тепловой поток, передаваемый в теплообменнике:

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2). \quad (1)$$

Правила индексации: индекс 1 – относится к параметрам греющего теплоносителя; индекс 2 – к параметрам нагреваемого

Таблица 2.1. Исходные данные к расчету рекуператора.

№ вар	Греющий теплоноситель	t_1' °C	t_1'' °C	Нагреваемый теплоноситель	t_2' °C	t_2'' °C	G_2 кг/с
1	Вода	85	65	Вода	14	24	1,5
2	Вода	85	67	Вода	14	26	1,4
3	Вода	85	69	Вода	14	28	1,3
4	Вода	85	71	Вода	14	30	1,2
5	Вода	95	80	Вода	12	34	1,55
6	Вода	95	78	Вода	12	32	1,6
7	Вода	95	76	Вода	12	30	1,65
8	Вода	95	74	Вода	12	28	1,7
9	Вода	95	72	Вода	12	26	1,75
10	Вода	95	70	Вода	12	24	1,8
11	Вода	95	68	Вода	12	22	1,85
12	Вода	80	58	Вода	10	34	1,4
13	Вода	80	60	Вода	10	32	1,5
14	Вода	80	62	Вода	10	30	1,6
15	Вода	80	64	Вода	10	28	1,7
16	Вода	80	66	Вода	10	26	1,8
17	Вода	80	68	Вода	10	24	1,9
18	Вода	80	70	Вода	10	22	2,0
19	Вода	100	88	Вода	15	30	1,35
20	Вода	100	86	Вода	15	32	1,3
21	Вода	100	84	Вода	15	34	1,25
22	Вода	100	82	Вода	15	36	1,2
23	Вода	100	80	Вода	15	38	1,1
24	Вода	100	78	Вода	15	40	1,05
25	Вода	90	80	Вода	20	35	1,35
26	Вода	90	78	Вода	20	37	1,3
27	Вода	90	76	Вода	20	39	1,25
28	Вода	90	74	Вода	20	43	1,2
29	Вода	90	72	Вода	20	45	1,1
30	Вода	90	70	Вода	20	47	1,05

теплоносителя; индекс ' — обозначает параметры любого из теплоносителей на входе в теплообменник; индекс '' — параметры любого из теплоносителей на выходе из теплообменника; G —

массовый расход теплоносителя, кг/с; c — его изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); t — температура теплоносителя, °С.

Средняя температура нагреваемого теплоносителя

$$\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(20 + 47) = 33,5^\circ \text{C}. \quad (2)$$

Среднюю теплоемкость нагреваемого теплоносителя определяем, соответственно, при его средней температуре с помощью таблиц теплофизических свойств воды (таблица 2.2.): $c_2 = 4,17 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К). Соответственно, из тех же таблиц, средняя плотность нагреваемого теплоносителя $\rho_2 = 995$ кг/м³.

И для воды и для других теплоносителей, требуемые теплофизические свойства, при необходимости могут быть найдены в [1,2,3] или другой справочной литературе.

Соответственно уравнению (1), передаваемый в теплообменнике тепловой поток

$$Q = 1,05 \cdot 4,17 \cdot 10^3 (47 - 20) = 118,2 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Делаем предварительный выбор типа теплообменника. На основании изучения опыта конструирования и эксплуатации рекуператоров для комбинации теплоносителей вода—вода при относительно небольших расходах теплоносителей может быть использована конструкция секционного теплообменника. Для него возможны два варианта схемы движения теплоносителей: прямоточная или противоточная. Противоточная схема, обычно, предпочтительнее прямоточной, так как позволяет получить больший средний температурный напор между теплоносителями и, тем самым, уменьшить требуемую площадь поверхности теплообмена. Выбираем противоточную схему движения теплоносителей.

Средний температурный напор в теплообменнике удобнее всего определять, имея перед глазами схематическое изображение зависимостей изменения температур теплоносителей по длине поверхности теплообмена — схему температурных напоров. Применительно к решаемой задаче, такая схема изображена на рис. 2.1. Показаны зависимости изменения температур греющего

и нагреваемого теплоносителя по длине (или площади) поверхности теплообмена.

Таблица 2.2. Теплофизические свойства воды при атмосферном давлении.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	999,9	4212	55,1	1,789	13,67
10	999,7	4191	57,4	1,306	9,52
20	998,2	4183	59,9	1,006	7,02
30	995,7	4174	61,8	0,805	5,42
40	992,2	4174	63,5	0,659	4,31
50	988,1	4174	64,8	0,556	3,54
60	983,2	4179	65,9	0,478	2,98
70	977,8	4187	66,8	0,415	2,55
80	971,8	4195	67,4	0,365	2,21
90	965,3	4208	68,0	0,326	1,95
100	958,4	4220	68,3	0,295	1,75

Примечание по поводу пользования таблицами свойств веществ. Если, например, из таблицы 2.2 необходимо найти коэффициент теплопроводности воды при температуре 80°C , то, согласно обозначениям верхней строки, $\lambda \cdot 10^2 = 67,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Следовательно, коэффициент теплопроводности $\lambda = 67,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Исходя из построенной схемы, с учетом численных значений температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, получаем:

Большой температурный напор

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_1'' - t_2' = 70 - 20 = 50^\circ\text{C}; \quad (3)$$

Меньший температурный напор

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_1' - t_2'' = 90 - 47 = 43^\circ\text{C}. \quad (4)$$

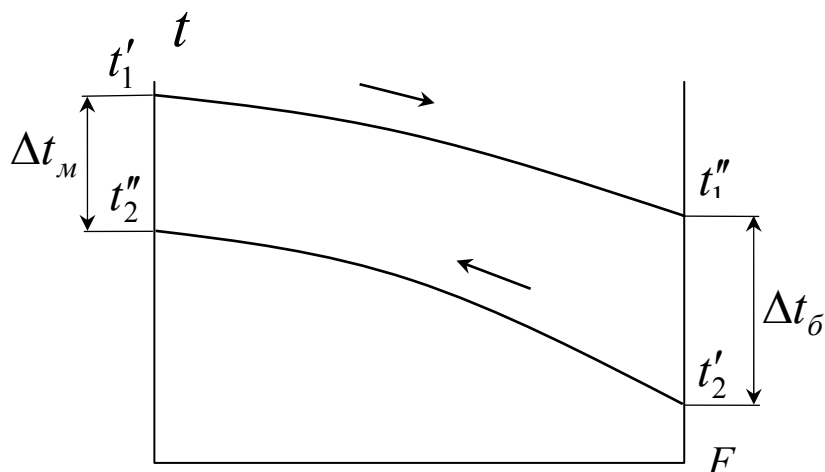


Рис. 2.1. Схема температурных напоров.

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)} = \frac{50 - 43}{\ln(50/43)} = 46,4 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (5)$$

Площадь поверхности теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи:

$$Q = kF\Delta t, \quad (6)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К); F — площадь поверхности теплообмена, м².

На начальном этапе конструирования ни коэффициент теплопередачи в теплообменнике, ни площадь поверхности теплообмена не известны. Поэтому, основываясь на опыте конструирования и расчета теплообменников выбранного типа, величиной коэффициента теплопередачи приходится задаваться. В дальнейшем расчете, когда уже известна предполагаемая геометрия проточной части теплообменника, выполняется расчет коэффициента теплопередачи, в результате чего уточняется величина площади поверхности теплообмена.

Как правило, радиус кривизны поверхности теплообмена рекуператоров во много раз больше ее толщины. В этих условиях коэффициент теплопередачи может быть рассчитан с помощью уравнения для плоской стенки:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (7)$$

где α_1 , α_2 — соответственно, средние по поверхности теплообмена коэффициенты теплоотдачи от греющего и к нагреваемому теплоносителям, Вт/(м²К); δ — толщина теплопередающей стенки, м; λ — коэффициент теплопроводности материала, из которого она изготовлена, Вт/(мК).

Ориентировочные значения величины коэффициента теплопередачи [4] приведены в таблице 2.3. Следует отметить, что в графе «нагревание и охлаждение газов», меньшие значения коэффициента теплоотдачи относятся к условиям естественной конвекции, а большие — характерны для вынужденной конвекции.

Важно подчеркнуть, что не имеет принципиального значения, какой величиной коэффициента теплопередачи мы задаемся в начале расчета. Если она будет существенно (в несколько раз) отличаться от истинного значения коэффициента теплопередачи, то в процессе конструирования и расчета понадобится сделать больше приближений.

Таблица 2.3. Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи.

Процесс	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² К)
Нагревание и охлаждение:	
газов	1—60
перегретых паров	20—120
масел	60—1700
воды	200—10000
Кипение:	
органических жидкостей	600—10000
воды	6000—50000
Пленочная конденсация:	
Органических паров	600—2500
Водяного пара	5000—20000

Таким образом, если полагать, что ориентировочное значение коэффициентов теплоотдачи в условиях вынужденного движения воды в конструируемом рекуператоре может быть порядка 4000—8000 Вт/(м²К), а поверхность теплообмена, будет иметь толщину 1 мм и выполнена из латуни, можем считать ожидаемый коэффициент теплопередачи равным 2000—4000 Вт/(м²К).

Следовательно, оценочное значение площади поверхности теплообмена, соответственно уравнению (6) будет равно

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{118,2 \cdot 10^3}{3000 \cdot 46,4} = 0,85 \text{ м}^2.$$

Средняя температура греющего теплоносителя

$$\bar{t}_1 = 0,5(t'_1 + t''_1) = 0,5(90 + 70) = 80^0 \text{ C}. \quad (8)$$

Среднюю теплоемкость греющего теплоносителя определяем, соответственно, при его средней температуре с помощью таблиц теплофизических свойств воды (таблица 2.2): $c_1 = 4,195 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К). Соответственно, из той же таблицы, средняя плотность греющего теплоносителя $\rho_1 = 972$ кг/м³.

Массовый расход греющего теплоносителя определяем, исходя из уравнения (1):

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t'_1 - t''_1)} = \frac{118,2 \cdot 10^3}{4,195 \cdot 10^3 (90 - 70)} = 1,41 \text{ кг/с}.$$

При конструировании и расчете теплообменного аппарата возникает необходимость выбора скорости движения теплоносителей в элементах конструкции. Повышение скорости теплоносителя приводит к увеличению интенсивности теплообмена, но вызывает рост гидравлических потерь. Рекомендуемые значения скорости различных теплоносителей, полученные на основе опыта конструирования и эксплуатации теплообменных аппаратов, приведены в табл.2.4.

Определяем число трубок в трубном пучке теплообменника. Предварительно задаем скорость воды в трубках $w_2 = 1$ м/с.

Таблица 2.4. Рекомендуемые скорости теплоносителей.

Теплоносители	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	0,5—3
Вязкие жидкости (масла, растворы солей)	0,2—1
Запыленные газы при атмосферном давлении	6—10
Незапыленные газы при атмосферном давлении	12—16
Газы под давлением (до десятков МПа)	До 15—20
Насыщенный водяной пар	30—50
Перегретый водяной пар	30—75

Предполагаем изготовить трубный пучок из латунных трубок размером 16×1 , т.е. наружным диаметром $d_n = 16$ мм и толщиной стенки $\delta = 1$ мм. Нагреваемую жидкость будем подавать в полости трубок.

Внутренний диаметр трубки

$$d_g = d_n - 2\delta = 16 - 2 \cdot 1 = 14 \text{ мм.} \quad (9)$$

Соответственно, средний диаметр трубки равен

$$d_c = 0,5(d_n + d_g) = 0,5(16 + 14) = 15 \text{ мм.} \quad (10)$$

Тогда требуемое число трубок можно определить из уравнения неразрывности:

$$\frac{G_2}{\rho_2} = f_2 w_2, \quad (11)$$

где f_2 — площадь проходного сечения для нагреваемого теплоносителя, м^2 ; w_2 — средняя по сечению трубки скорость нагреваемого теплоносителя, м/с.

В свою очередь, площадь проходного сечения для нагреваемого теплоносителя складывается из проходных сечений трубок трубного пучка:

$$f_2 = n \frac{\pi d_6^2}{4}, \quad (12)$$

где n — число трубок в пучке.

В итоге, из совместного решения уравнений (11), (12), можно оценить требуемое число трубок:

$$n = \frac{4G_2}{\pi \rho_2 w_2 d_6^2} = \frac{4 \cdot 1,05}{\pi \cdot 995 \cdot 1 \cdot 0,014^2} = 6,8.$$

Принимаем число трубок в пучке $n = 7$.

Уточняем значение скорости нагреваемого теплоносителя в трубках

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{4G_2}{\pi \rho_2 d_6^2 n} = \frac{4 \cdot 1,05}{\pi \cdot 995 \cdot 0,014^2 \cdot 7} = 0,98 \text{ м/с.}$$

Так как ожидаемые значения коэффициента теплоотдачи и со стороны греющего и со стороны нагреваемого теплоносителей должны быть одного и того же порядка, расчет площади поверхности теплообмена ведем по среднему диаметру теплопередающих трубок:

$$F = n \pi d_c l, \quad (13)$$

где l — длина трубок в пучке, м.

Откуда получаем

$$l = \frac{F}{n \pi d_c} = \frac{0,85}{7 \cdot \pi \cdot 0,015} = 2,58 \text{ м.}$$

Сравнивая полученную длину трубного пучка с данными стандартных секционных теплообменников (табл. 1.1) делаем вывод, что полученная длина приемлема.

2.2.2. Определение геометрии поперечного сечения теплообменника

Определяем конструкцию поперечного сечения теплообменника. На рис. 2.2 приведен его поперечный разрез. В корпусе 1

расположены трубки 2. Принимаем один из основных вариантов размещения трубок в трубном пучке — по вершинам равносторонних треугольников. Шаг между трубками обычно выбирают в пределах $s = (1,25 - 1,5)d_n$. Чем меньше шаг между трубками, тем меньше площадь сечения для движения теплоносителя в межтрубном пространстве, т.е. тем выше скорость его движения. Однако, с уменьшением шага растут технологические проблемы крепления трубок в трубных решетках.

Принимаем шаг $s = 1,25d_n = 1,25 \cdot 16 = 20$ мм.

Минимальный зазор между крайними трубками и корпусом теплообменника обычно принимается равным $k \geq 5$ мм. Принимаем $k = 5$ мм. Тогда, как ясно из рис. 2.2, внутренний диаметр корпуса теплообменника будет равен

$$D_в = 2s + d_n + 2k = 2 \cdot 20 + 16 + 2 \cdot 5 = 66 \text{ мм.} \quad (14)$$

Определяем площадь сечения теплообменника для движения греющего теплоносителя, т.е. площадь поперечного сечения межтрубного пространства. Эта площадь, соответственно рис. 2.2, равна

$$f_1 = \frac{\pi D_в^2}{4} - n \frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D_в^2 - n d_n^2). \quad (15)$$

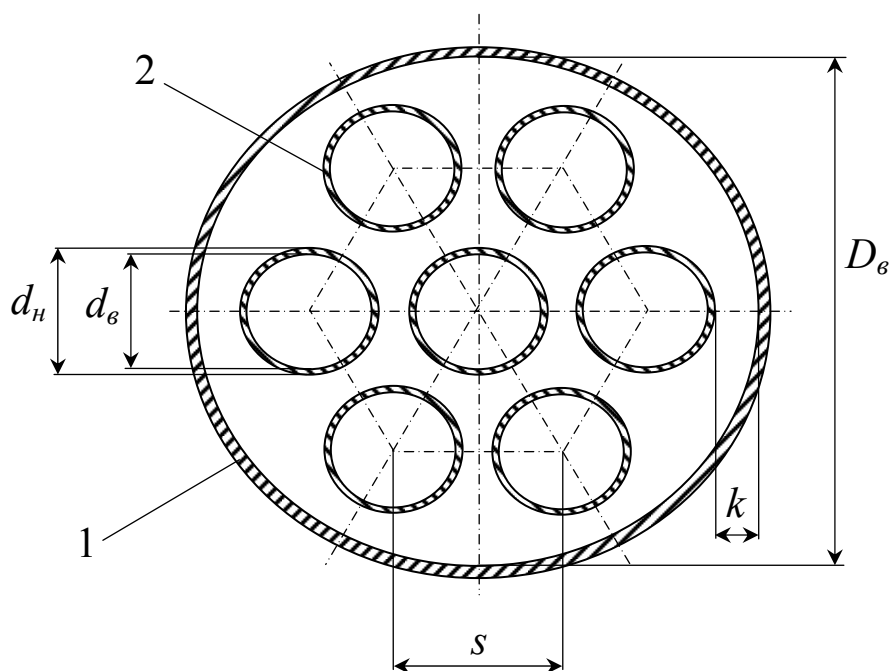


Рис. 2.2. Поперечный разрез теплообменника.

Следовательно,

$$f_1 = \frac{\pi}{4} (0,066^2 - 7 \cdot 0,016^2) = 20,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Скорость движения греющего теплоносителя в межтрубном пространстве

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{1,41}{972 \cdot 20,1 \cdot 10^{-4}} = 0,72 \text{ м/с.}$$

По завершению этого этапа расчетов необходимо сделать анализ полученных результатов. Можно заметить, что полученные скорости движения теплоносителей укладываются в рекомендуемый диапазон. Поперечное сечение и оценочная длина теплообменника близки к размерам стандартных секционных рекуператоров (см. табл. 1.1). Значит, полученные результаты можно взять за основу дальнейших расчетов.

При неудовлетворительных результатах предварительного расчета, потребовалось бы повторить расчет, изменив геометрию поперечного сечения теплообменника. Например, если бы скорости движения теплоносителей оказались слишком высоки, понадобилось бы увеличить число трубок в трубном пучке и, соответственно, увеличить диаметр корпуса теплообменника.

2.2.3. Расчет коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена

Следующий этап расчета заключается в определении коэффициента теплопередачи, площади поверхности теплообмена и длины трубного пучка. Геометрию поперечного сечения теплообменника при этом сохраняем неизменной.

Расчет коэффициента теплопередачи требует нахождения коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя α_1 и коэффициента теплоотдачи к нагреваемому теплоносителю α_2 . Так как температура поверхности теплообмена заранее неизвестна, коэффициенты теплоотдачи приходится рассчитывать методом

последовательных приближений. Задаваясь температурой поверхности теплообмена, определяем численные значения коэффициентов теплоотдачи, зная которые уточняем температуру поверхности теплообмена. Затем вновь повторяем расчет коэффициентов теплоотдачи. Цикл расчета повторяется до тех пор, пока не будет получена требуемая сходимости результатов. Ниже рассматривается пример такого расчета, применительно к конструируемому теплообменнику.

Для средней температуры нагреваемого теплоносителя

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 0,5(20 + 47) = 33,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

из таблиц теплофизических свойств воды (табл. 2.2), интерполируя, находим: коэффициент теплопроводности $\lambda_{ж2} = 0,623$ Вт/(мК); кинематический коэффициент вязкости $\nu_{ж2} = 0,756 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля $Pr_{ж2} = 5,05$.

Поскольку предполагаем изготовить теплопередающие трубки из латуни, изменение температуры по толщине поверхности теплообмена мало. Кроме того, ожидаемые значения коэффициентов теплоотдачи α_1, α_2 имеют один и тот же порядок. Поэтому в первом приближении будем полагать:

$$t_{c1} = t_{c2} = t_c = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 0,5(80 + 33,5) = 56,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для этой температуры из таблиц теплофизических свойств воды, интерполируя, находим число Прандтля при температуре стенки со стороны греющего и со стороны нагреваемого теплоносителей: $Pr_{c1} = Pr_{c2} = 3,2$.

Для расчета коэффициента теплоотдачи в условиях вынужденного движения жидкости в каналах различной геометрии можно использовать различные уравнения, большинство из которых получены на основе обобщения опытных данных. При выборе расчетной формулы руководствуемся следующим:

1. Геометрия канала, по которому движется жидкость в решаемой задаче, должна соответствовать геометрии канала, применительно к которому получено расчетное уравнение;

2. Численные значения определяющих критериев подобия по условиям решаемой задачи должны находиться в диапазоне, в котором расчетная формула применима.

Определяем коэффициент теплоотдачи к нагреваемому теплоносителю, движущемуся в трубках. Для расчета можно использовать какую либо формулу для определения среднего коэффициента теплоотдачи при движении жидкости в трубе. В таких формулах определяющим критерием подобия является число Рейнольдса. Применительно к решаемой задаче оно равно

$$Re_{ж2} = \frac{w_{ж2} d_e}{\nu_{ж2}} = \frac{0,98 \cdot 0,014}{0,756 \cdot 10^{-6}} = 18150. \quad (16)$$

Так как число Рейнольдса превышает его критическое значение, т.е. $Re_{ж2} > Re_{кр} = 2300$, режим течения в трубках турбулентный. Поэтому применима формула М.А. Михеева [1]:

$$Nu_{ж2} = 0,021 Re_{ж2}^{0,8} Pr_{ж2}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{с2}} \right)^{0,25} \quad (17)$$

Подставляя в формулу (17) численные значения, находим число Нуссельта:

$$Nu_{ж2} = \frac{\alpha_2 d_e}{\lambda_{ж2}} = 0,021 \cdot 18150^{0,8} \cdot 5,05^{0,43} \left(\frac{5,05}{3,2} \right)^{0,25} = 120. \quad (18)$$

В результате из формулы (18) получаем численное значение среднего по поверхности теплообмена коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемой жидкости:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{ж2} \lambda_{ж2}}{d_e} = \frac{120 \cdot 0,623}{0,014} = 5340 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Далее рассчитываем средний по поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя, движущегося

гося в межтрубном пространстве. Для средней температуры греющего теплоносителя

$$\bar{t}_1 = 0,5(t_1' + t_1'') = 0,5(90 + 70) = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

из таблиц теплофизических свойств воды (табл. 2.2) находим: коэффициент теплопроводности $\lambda_{ж1} = 0,674 \text{ Вт/(мК)}$; кинематический коэффициент вязкости $\nu_{ж1} = 0,356 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; число Прандтля $\text{Pr}_{ж1} = 2,21$.

Для каналов сложной геометрии в качестве характерного размера можно использовать эквивалентный диаметр

$$d_{э} = \frac{4f}{p}, \quad (19)$$

где f — площадь сечения, через которое протекает теплоноситель, м^2 ; p — смоченный периметр поперечного сечения, м.

Применительно к решаемой задаче, в соответствии с рис. 2.2, эквивалентный диаметр канала, по которому движется греющий теплоноситель:

$$d_{э1} = \frac{4\left(\frac{\pi D_г^2}{4} - n \frac{\pi d_n^2}{4}\right)}{\pi D_г + n \pi d_n} = \frac{D_г^2 - n d_n^2}{D_г + n d_n} = \frac{0,066^2 - 7 \cdot 0,016^2}{0,066 + 7 \cdot 0,016} = 0,0144 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса для потока греющего теплоносителя

$$\text{Re}_{ж1} = \frac{w_1 d_{э1}}{\nu_{ж1}} = \frac{0,72 \cdot 0,0144}{0,356 \cdot 10^{-6}} = 29120.$$

Аналогично уравнению (17), рассчитываем число Нуссельта для греющего теплоносителя:

$$\text{Nu}_{ж1} = 0,021 \text{Re}_{ж1}^{0,8} \text{Pr}_{ж1}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{с1}}\right)^{0,25}. \text{ Тогда:}$$

$$Nu_{ж1} = \frac{\alpha_1 d_{э1}}{\lambda_{ж1}} = 0,021 \cdot 29120^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} \left(\frac{2,21}{3,2} \right)^{0,25} = 100,3.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж1} \lambda_{ж1}}{d_{э1}} = \frac{100,3 \cdot 0,674}{0,0144} = 4695 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом того, что толщина стенки теплопередающих трубок $\delta = 0,001$ м, а коэффициент теплопроводности латуни, из которой они будут изготовлены $\lambda = 107$ Вт/(м·К), рассчитываем коэффициент теплопередачи, в соответствии с уравнением (7):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4695} + \frac{0,001}{107} + \frac{1}{5340}} = 2441 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Так как в рассматриваемом случае

$$\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} = \frac{50}{43} < 1,5, \text{ то, с достаточной точностью можно вести расчет,}$$

используя среднюю арифметическую разность температур:

$$\Delta t_a = \bar{t}_1 - \bar{t}_2 = 80 - 33,5 = 46,5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (20)$$

Средняя плотность передаваемого теплового потока

$$q = k \Delta t = 2441 \cdot 46,5 = 113510 \text{ Вт}/\text{м}^2. \quad (21)$$

Температура наружной поверхности теплопередающей трубки

$$t_{c1} = \bar{t}_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 80 - \frac{113510}{4695} = 55,8 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (22)$$

Температура внутренней поверхности теплопередающей трубки

$$t_{c2} = t_{c1} - \frac{q\delta}{\lambda} = 55,8 - \frac{113510 \cdot 0,001}{107} = 54,7 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (23)$$

Из полученных численных значений температур наружной и внутренней поверхностей теплопередающих трубок видно, что они различаются незначительно. Поэтому, число Прандтля при температуре жидкости равной температуре стенки можно взять из таблиц теплофизических свойств воды, полагая, что $t_{c1} \approx t_{c2} \approx 55 \text{ } ^\circ\text{C}$. В результате получаем уточненные значения $\text{Pr}_{c1} \approx \text{Pr}_{c2} = 3,46$.

Теперь можно рассчитать уточненное соотношение:

$$\left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,21}{3,46} \right)^{0,25} = 0,894 \text{ (в первом приближении было}$$

принято: $\left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,21}{3,2} \right)^{0,25} = 0,91$).

Точно так же рассчитываем уточненное соотношение

$$\left(\frac{\text{Pr}_{ж2}}{\text{Pr}_{c2}} \right)^{0,25} = \left(\frac{5,05}{3,46} \right)^{0,25} = 1,1 \text{ (в первом приближении было}$$

принято: $\left(\frac{\text{Pr}_{ж2}}{\text{Pr}_{c2}} \right)^{0,25} = \left(\frac{5,05}{3,2} \right)^{0,25} = 1,12$).

Далее можно повторить расчет коэффициентов теплоотдачи α_1, α_2 , подставляя в формулу (17) новые численные значения со-

отношений $\left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25}$ и $\left(\frac{\text{Pr}_{ж2}}{\text{Pr}_{c2}} \right)^{0,25}$. В рассматриваемом примере

следующее приближение нет смысла выполнять, так как, согласно полученным численным значениям, различие в результатах расчета не превысит 2%.

Таким образом, теперь можно перейти к заключительной стадии конструктивного расчета — окончательному определению поверхности теплообмена и длины трубного пучка:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{118,2 \cdot 10^3}{2441 \cdot 46,4} = 1,044 \text{ м}^2; \quad l = \frac{F}{n\pi d_c} = \frac{1,044}{7 \cdot \pi \cdot 0,015} = 3,16 \text{ м}.$$

После определения основных размеров теплообменника, необходимо в масштабе вычертить его продольный и поперечный разрез. При этом за основу можно взять рис. 1.2 и рис. 2.2. Диаметры патрубков для подвода и отвода теплоносителей следует выбирать так, чтобы скорости движения в них жидкости не превышали значений, рекомендованных в табл. 2.1.

2.3. Поверочный расчет теплообменника

Поверочный расчет заключается в том, что для стандартного или вновь разработанного теплообменника при известных расходах греющего и нагреваемого теплоносителей G_1, G_2 , их начальных температурах t_1', t_2' и площади поверхности теплообмена F требуется определить конечные значения температур теплоносителей t_1'' и t_2'' , а также передаваемый тепловой поток. Известно [4], что конечные температуры обоих теплоносителей t_1'' и t_2'' можно рассчитать с помощью уравнений

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \cdot E \cdot \frac{(G \cdot c)_{\min}}{G_1 \cdot c_1}, \quad (24)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot E \cdot \frac{(G \cdot c)_{\min}}{G_2 \cdot c_2}, \quad (25)$$

где E — *эффективность теплообменника*, т.е. отношение теплового потока, передаваемого в теплообменнике в действительности к его теоретически максимально возможной величине; c_1, c_2 — теплоемкость греющего и нагреваемого теплоносителя; $(G \cdot c)_{\min}$ — наименьшее из произведений $(G_1 \cdot c_1)$ и $(G_2 \cdot c_2)$. В технической литературе эти произведения обычно называют *водяными эквивалентами* и, соответственно, обозначают индексами C_1 и C_2 .

В случае прямоточной схемы движения теплоносителей совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса дает следующее выражение для эффективности теплообменного аппарата:

$$E = \frac{\delta t_1 \cdot G_1 \cdot c_1}{\Delta t_{\max} \cdot C_{\min}} = \frac{1 - e^{-N \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}, \quad (26)$$

где $\delta t_1 = t_1' - t_1''$; $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2'$; $N = \frac{k \cdot F}{C_{\min}}$;

N — число единиц переноса; C_{\min} , C_{\max} — меньший и больший водяной эквивалент теплоносителей.

В случае противоточной схемы движения теплоносителей

$$E = \frac{1 - e^{-N \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} e^{-N \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}}. \quad (27)$$

Применительно к решаемой задаче имеем:

$$C_1 = C_{\max} = c_1 G_1 = 4,195 \cdot 10^3 \cdot 1,41 = 5915 \text{ Вт/К};$$

$$C_2 = C_{\min} = c_2 G_2 = 4,17 \cdot 10^3 \cdot 1,05 = 4379 \text{ Вт/К};$$

$$N = \frac{k \cdot F}{C_{\min}} = \frac{2441 \cdot 1,044}{4379} = 0,582;$$

Сконструированный теплообменник выполнен по противоточной схеме движения теплоносителей. Поэтому, в соответствии с формулой (27), имеем:

$$E = \frac{1 - e^{-0,582 \left(1 - \frac{4379}{5915}\right)}}{1 - \frac{4379}{5915} e^{-0,582 \left(1 - \frac{4379}{5915}\right)}} = 0,386.$$

В результате, как следует из формул (24), (25), температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на выходе из теплообменника соответственно равны:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \cdot E \cdot \frac{(G \cdot c)_{\min}}{G_1 \cdot c_1} = 90 - (90 - 20)0,386 \frac{4379}{5915} = 70 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot E \cdot \frac{(G \cdot c)_{\min}}{G_2 \cdot c_2} = 20 + (90 - 20)0,386 \frac{4379}{4379} = 47 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Вывод. Результаты поверочного расчета подтверждают соответствие конструктивного расчета исходным требованиям на проектирование рекуператора.

2.4. Оформление курсовой работы

При оформлении расчетно—пояснительной записки и графической части курсовой работы необходимо соблюдать следующие требования:

1. В записке должны быть отражены все пункты, соответственно подзаголовкам главы 2 настоящих методических указаний;
2. Записку необходимо оформить на листах формата А4 и она должна содержать подробные записи всех выполненных расчетов, включая все необходимые пояснения;
3. Титульный лист расчетно—пояснительной записки необходимо оформить так, как показано в приложении;
4. Графическая часть курсовой работы оформляется на листе формата А1 в масштабе, и включает в себя продольный и поперечный разрезы теплообменника с указанием его основных размеров.

Заключение

Выполненный анализ основных вариантов конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и сведения об их технических данных позволяют приобрести исходные знания об этом виде теплотехнической аппаратуры и о принципах выбора их типа и типоразмера.

Приведенная методика конструктивного расчета рекуператора дает представление о предпосылках и последовательности определения основных геометрических размеров рекуператора, соответствующих исходным данным на проектирование.

Рассмотренный метод поверочного расчета теплообменника позволяет определить температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на выходе из рекуператора, если известны их расходы и начальные температуры, а также основные геометрические размеры теплообменника.

Контрольные вопросы

1. Что называют теплообменником?
2. Что такое рекуперативный теплообменник?
3. В чем заключаются преимущества и недостатки секционных теплообменников?
4. Какие схемы движения теплоносителей возможны в секционных теплообменниках и почему?
5. Каковы отличительные особенности кожухотрубных теплообменников?
6. Как организуются многоходовые схемы движения теплоносителей в кожухотрубных теплообменниках?
7. В чем заключаются преимущества и недостатки пластинчатых теплообменников?
8. В чем состоит цель конструктивного расчета теплообменника?
9. Приведите перечень исходных данных, необходимых для выполнения конструктивного расчета рекуператора.
10. В чем состоит цель поверочного расчета теплообменника?
11. Приведите перечень исходных данных, необходимых для выполнения поверочного расчета рекуператора.
12. Как оценивается площадь поверхности теплообмена?

13. Каким образом определяются площади сечений для движения теплоносителей?
14. По каким причинам во время выполнения конструктивного расчета рекуперативного теплообменника необходимо выполнять последовательные приближения?

Список литературы

1. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел.—М.: Энергоиздат, 1981.—416 с.
2. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче.—М.: Энергия, 1980.—288 с.
3. Справочник по теплообменникам, т. 2 / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др.—М.: Энергоатомиздат, 1987.—352 с.
4. Бакластов А.М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др.—М.: Энергоатомиздат, 1986.—328 с.