

Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Кафедра «Технология и оборудование химических, нефтегазовых и пищевых
производств»

ОБОРУДОВАНИЕ ХИМИЧЕСКИХ И НЕФТЕГАЗОВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Учебное пособие к практическим занятиям
для студентов направлений

15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
23.03.01 «Нефтегазовое дело»

очной, очно-заочной и заочной форм обучения

Энгельс 2024

УДК 621.039.534.25
ББК 31.31
М 20

М20. Мацнева Т.А., Черемухина И.В. Теплообменные аппараты: учеб. пособие –
Энгельс: Изд-во ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А., 2023. – 36 с.

Рецензенты: д.т.н., профессор кафедры «Технология и оборудование химических, нефтегазовых и пищевых производств» Энгельсского технологического института (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А. Целуйкин В.Н.;
к.т.н., доцент кафедры «Оборудование и технологии обработки материалов» Энгельсского технологического института (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А. Тихонов Д.А.

Приведены теоретические сведения о теплообменном оборудовании химической промышленности, его принципах расчёта и некоторых особенностях работы. Даны задания для практических работ расчетного типа по теплообменным аппаратам. Предназначено для студентов направлений 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 21.03.01 «Нефтегазовое дело», изучающих учебные дисциплины, где рассматриваются теплообменные аппараты.

УДК 621.039.534.25
ББК 31.31

*Одобрено редакционно-издательским советом
ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А.*

Пособие издается в авторской редакции

Содержание

Введение.....	4
Практическая работа № 1 "Изучение, расчёт и выбор стандартизованного кожухотрубчатого теплообменного аппарата"	5
Задание.....	6
Методика расчета.....	9
Содержание отчёта по работе.....	14
Практическая работа № 2 "Проектирование и расчёт тепловой изоляции"	15
Методика расчета.....	18
Задание.....	19
Содержание отчёта по работе.....	20
Практическая работа № 3 "Работа теплообменного аппарата в условиях нарастания отложений на поверхности теплопередачи"	22
Задание.....	25
Методика расчета.....	26
Содержание отчёта по работе.....	28
Практическая работа № 4 "Работа теплообменного аппарата при наличии дефектных трубок"	30
Методика расчета.....	31
Задание.....	32
Содержание отчёта по работе.....	35
Литература	36

Введение

В современных образовательных технологиях важное место отводится самостоятельной работе студентов под контролем преподавателя. Одной из форм такой работы при выполнении практикума по специальным дисциплинам является освоение методов расчета и выполнение самих расчетов, проводимых студентами самостоятельно по индивидуальным заданиям, и имеющих цель выбора наиболее подходящего при данных условиях аппарата из числа стандартных и определения основных конструктивных и режимных характеристик оборудования.

Проведение практикума по курсу "Оборудование химических и нефтегазовых производств" в расчетной форме с использованием приемов математического моделирования и оптимизации отвечает специфике этого курса, в котором рассматривается крупногабаритное оборудование, где протекают разнородные по своей природе процессы, отличающиеся сложностью, многофакторностью и взаимообусловленностью.

Отчеты по предлагаемым практическим работам целесообразно представлять в одной тонкой тетради, так как задания 2-ой, 3-ей и 4-ой работ связаны с результатами, полученными в 1-ой работе. Если отчеты распечатывают на А4, то их следует сброшюровать все вместе. При выполнении практических работ и оформлении отчетов к ним необходимо соблюдать следующие правила.

1. Условия работы должны быть приведены в отчете полностью.
2. Решения должны сопровождаться краткими пояснениями и подробными вычислениями.
3. При вычислении какой-либо величины, нужно словами указать какая величина вычисляется. Слова написать полностью, без сокращений.
4. В процессе расчетов нужно сначала привести формулы, лежащие в основе вычислений, проделать с ними все выкладки (в буквенном выражении) и лишь затем подставлять соответствующие числовые значения величин и производить вычисления. При оформлении работы промежуточные вычисления, как правило, не приводятся, а после подстановки численных значений величин сразу пишется ответ.
5. Невнимательное отношение к размерностям может привести к неверному численному результату, что является одной из распространенных ошибок студенческих работ.
6. При проведении расчетов необходимо придерживаться принятой системы обозначений, терминов. Вычисления проводить в единицах СИ.
7. Обязательно в тексте давать ссылку на источник (литературу), откуда взята та или иная расчетная формула, рекомендация, а также численное значение какого-либо параметра, коэффициента. При этом в квадратных скобках указывается номер литературного источника по списку, прилагаемому в конце отчета.
8. Для заметок преподавателя в отчете нужно оставлять поле размером примерно 30 мм.

Практическая работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ, РАСЧЁТ И ВЫБОР СТАНДАРТНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Цель работы: изучить конструкции стандартных кожухотрубчатых теплообменников и получить практические навыки расчета и выбора теплообменников в соответствии с ГОСТ 9929 – 82.

Основные понятия

Теплообменная аппаратура по массе составляет около 40% всего оборудования предприятий химической и нефтехимической промышленности. Почти все основные процессы химической технологии связаны с необходимостью подвода или отвода теплоты. При разнообразии типов теплообменных аппаратов главенствующее положение в промышленности имеют кожухотрубчатые теплообменники. Их доля в настоящее время составляет около 80%. Кожухотрубчатые теплообменники просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Они достаточно универсальны, то есть могут быть использованы для осуществления теплообмена между газами, парами, жидкостями в любом сочетании теплоносителей и в широких диапазонах изменения их давлений и температур.

В зависимости от назначения кожухотрубчатые аппараты могут быть нагревателями, холодильниками, конденсаторами и испарителями; их изготавливают одно- и многоходовыми.

Общие виды теплообменных аппаратов различной конструкции, описание их устройства и работы приведены в [1, 2]; материал основных узлов и деталей указан в ГОСТ 9929 – 82; свойства материалов даны в табл. 1.1.

В конденсаторах пар направляется преимущественно в межтрубное пространство. Кожухотрубчатые конденсаторы имеют больший диаметр штуцера для подвода пара, чем для отвода конденсата. Кожухотрубчатые испарители по ГОСТ 15119 - 79 могут быть только вертикальными одноходовыми с трубками диаметром 25×2 мм. В их трубном пространстве кипит жидкость, а в межтрубном пространстве может быть теплоноситель с фазовым переходом (конденсация) или однофазный. По ГОСТ 14248 - 79 кожухотрубчатые испарители выпускаются с паровым пространством над кипящей в кожухе жидкостью с трубными пучками из V - образных труб или с плавающей головкой. Эти аппараты всегда располагаются горизонтально. Горячий теплоноситель (газ, жидкость, пар) в них движется по трубам с двумя ходами, причем длина труб 6 м, а диаметр 25×2 мм.

Задача выбора стандартного теплообменника состоит в определении из типоразмерного ряда аппарата с минимальной площадью теплопередающей поверхности, которая обеспечит передачу требуемого количества теплоты.

Процедура выбора стандартного теплообменника входит составной частью в методику расчета теплообменника, которая в общем случае включает в себя определение площади поверхности теплопередачи, потерь давления теплоносителей при прохождении через аппарат, механических напряжений в элементах и узлах работающего аппарата. В соответствии с определяемыми величинами различают тепловой расчет, гидравлический (аэродинамический - для газовых теплоносителей) расчет, механический расчет.

Таблица 1.1

Физические свойства металлов

Свойства	Температура, °С					
	20	100	200	300	400	500
1. Коэффициент теплопроводности, λ , Вт/(м·К):						
– среднеуглеродистых сталей	50,0	49,3	48,1	45,6	42,4	39,1
– хромоникелевых сталей	39,0	38,4	37,9	36,8	36,8	34,5
– латуни	104	115	126	136	148	157
– алюминия	204	205	220	230	249	267
– меди	393	385	378	371	365	359
2. Нормативное допускаемое напряжение, $[\sigma]$, МПа:						
– для сталей 20 и 20К	147	142	136	119	92	-
– для сталей 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	160	152	140	130	121	113
3. Модуль нормальной упругости, $E \cdot 10^{-5}$, МПа:						
– для углеродистых и низколегированных сталей	1,99	1,91	1,81	1,71	1,55	-
– для коррозионно-стойких хромистых сталей	2,15	2,15	1,98	1,9	1,78	1,63
4. Коэффициент температурного линейного расширения, $\alpha \cdot 10^6$, $1/^\circ\text{C}$:	от -100 до +20	от 20 до 100	от 20 до 200	от 20 до 300	от 20 до 400	от 20 до 500
для углеродистых сталей	15,2	11,35	12,36	12,93	13,44	14,1
для легированных сталей	15,1	11,65	12,40	12,80	13,30	13,5

Задание и порядок выполнения работы

Произвести тепловой расчет и выбрать стандартный кожухотрубчатый теплообменник для рабочих условий варианта из табл. 1.2, указанного преподавателем. Выполнить гидравлический расчет с целью определения потери давления ΔP в выбранном стандартном аппарате того теплоносителя, для которого в табл. 21. задана допустимая величина ΔP . Выполнить механический расчет выбранного стандартного теплообменника с целью определения напряжений в трубках и кожухе и решения вопроса о компенсации температурных удлинений.

Таблица 1.2

Варианты заданий практической работы №1

№ задания	Теплоносители		Назначение аппарата	Расход целевого теплоносителя G_1 , кг/с	Температура целевого теплоносителя, °С		Давление (абс.) целевого теплоносителя в аппарате P_1 , МПа	Допустимая потеря давления в аппарате, ΔP , МПа	
	Целевой (1)	Обеспечивающий (2)			Начальная $t_{1,n}$	Конечная $t_{1,k}$		Целевой теплоноситель	Обеспечивающий теплоноситель
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Бензол	вода	холодильник	24	70	30	0,2	0,01	-
2	Ацетон	вода	холодильник	15	55	28	0,15	-	0,008
3	Этилацетат	вода	холодильник	20	77	32	1,0	0,015	-
4	Этиловый спирт	вода	холодильник	30	90	40	0,15	0,02	-
5	Метиловый спирт	вода	холодильник	16	100	35	0,3	0,025	-
6	Толуол	вода	холодильник	25	110	25	0,13	0,012	-
7	Бутиловый спирт	вода	холодильник	14	105	40	0,25	0,01	-
8	Хлорбензол	вода	холодильник	18	100	28	0,18	0,006	-
9	Изопропиловый спирт	водяной пар	нагреватель	9	30	120	0,3	0,012	-
10	Воздух	водяной пар	нагреватель	3	0	100	0,25	0,015	-
11	Этиловый спирт	водяной пар	нагреватель	10	25	75	0,15	0,01	-
12	Хлорбензол	водяной пар	нагреватель	15	30	130	0,13	0,02	-
13	Четыреххлористый углерод	водяной пар	нагреватель	8	25	95	0,2	0,013	-
14	Бензол	воздух	нагреватель	4	20	60	0,22	-	0,01
15	Ацетон	воздух	нагреватель	5	22	50	0,25	-	0,08
16	Толуол	воздух	нагреватель	6	40	80	0,2	-	0,012

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
17	Этиловый спирт	водяной пар	испаритель	9	28	-	0,2	-	-
18	Бутиловый спирт	водяной пар	испаритель	4	40	-	0,1	-	-
19	Четыреххлористый углерод	водяной пар	испаритель	10	30	-	0,2	-	-
20	Бензол	водяной пар	испаритель	8	35	-	0,3	-	-
21	Толуол	водяной пар	испаритель	10	25	-	0,15	-	-
22	Метиловый спирт	водяной пар	испаритель	3	30	-	0,18	-	-
23	Уксусная кислота	водяной пар	испаритель	2	35	-	0,16	-	-
24	Хлорбензол	вода	конденсатор	4	-	-	0,12	-	0,014
25	Бензол	вода	конденсатор	8	-	-	0,25	-	0,016
26	Толуол	вода	конденсатор	9	-	-	0,13	-	0,023
27	Этиловый спирт	вода	конденсатор	10	-	-	0,15	-	0,014
28	Метиловый спирт	вода	конденсатор	6	-	-	0,35	-	0,018
29	Бутиловый спирт	вода	конденсатор	12	-	-	0,15	-	0,012
30	Уксусная кислота	вода	конденсатор	2	-	-	0,13	-	0,015

Методика теплового расчета и выбор стандартного теплообменного аппарата

Расчет проводится в следующей последовательности:

1. Исходные данные определены заданием из табл. 1.2. Кроме того, принимаются следующие численные значения:

- для вариантов **1-8, 14-16** любые две из трех величин: начальная температура обеспечивающего теплоносителя $t_{2,н}$; конечная температура обеспечивающего теплоносителя $t_{2,к}$; расход обеспечивающего теплоносителя G_2 . Определяют также значения средних теплоемкостей целевого c_1 и обеспечивающего c_2 теплоносителей [3, 8];

- для вариантов **9-13** принимают значение температуры конденсации $t_{2,с}$ обеспечивающего теплоносителя и находится теплота фазового перехода r_2 [3, 8];

- для вариантов **17-23** сначала находится величина температуры насыщения $t_{1,с}$ и теплоты фазового перехода r_1 целевого теплоносителя при заданном в табл. 2 давлении. Температуру конденсации $t_{2,с}$ обеспечивающего теплоносителя можно принимать большей $t_{1,с}$ на $10 \div 30^\circ\text{C}$. По принятому значению $t_{2,с}$ находится с использованием данных [3, 8] величина давления греющего пара P_2 . Для обоих теплоносителей находятся из литературных источников значения теплофизических свойств жидкой фазы и плотность пара кипящей жидкости при $t_{1,с}$, P_1 и $t_{2,с}$, P_2 ;

- для вариантов **24-30** полагая, что подаваемый в теплообменник пар является сухим насыщенным, по величине заданного в табл. 1.2 давления с использованием связи температуры и давления насыщения для целевого теплоносителя находится значение температуры конденсации $t_{1,с}$. Для условий конденсации находится теплота фазового перехода r_1 целевого теплоносителя. Выбирается обеспечивающий теплоноситель. Принимаются значения $t_{2,н}$ и $t_{2,к}$. Если обеспечивающим теплоносителем является вода, то конечную температуру для нее целесообразно принимать не выше $60\text{--}70^\circ\text{C}$ с целью исключить интенсивное образование накипи и отложений на стенках труб.

Решается вопрос о распределении теплоносителей по трубному и межтрубному пространствам теплообменника, учитывая, что конденсирующийся теплоноситель преимущественно направляют в межтрубное пространство, а кипящий – по трубам. По [3, 8] находятся величины термических сопротивлений отложений в трубном $R_{тр}$ и межтрубном $R_{мтр}$ пространствах, которые также входят в состав вводимых параметров.

2. Составляют уравнения теплового баланса:

- для вариантов **1-8**

$$Q = G_1(c_{1,н}t_{1,н} - c_{1,к}t_{1,к}) = G_2(c_{2,к}t_{2,к} - c_{2,н}t_{2,н});$$

- для вариантов 14-16

$$Q = G_1(c_{1,k}t_{1,k} - c_{1,n}t_{1,n}) = G_2(c_{2,n}t_{2,n} - c_{2,k}t_{2,k})$$

и находят передаваемый в теплообменнике тепловой поток Q и ту из величин G_2 , $t_{2,n}$ или $t_{2,k}$, которая не была ранее принята;

- для вариантов 9-13

$$Q = G_1(c_{1,k}t_{1,k} - c_{1,n}t_{1,n}) = G_2r_2;$$

- для вариантов 24-30

$$Q = G_1r_1 = G_2(c_{2,k}t_{2,k} - c_{2,n}t_{2,n});$$

- для вариантов 17-23

$$Q = G_1[(t_{1,s} - t_{1,n})c_1 + r_1] = G_2r_2.$$

и находятся Q и G_2 .

3. Среднелогарифмическая разность температур в теплообменнике при прямотоке и противотоке

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})},$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ - соответственно большая и меньшая разности температур между горячим и холодным теплоносителями на концах теплообменника.

Для испарителей $\Delta t_{\text{ср}} = t_{2,s} - t_{1,s}$.

4. Для теплоносителя, имеющего меньшее изменение температуры в теплообменнике, средняя температура находится как среднеарифметическая температур входа и выхода

$$t'_{\text{ср}} = 0,5(t'_{\text{вх}} + t'_{\text{вых}}).$$

Средняя температура другого теплоносителя определяется по формуле

$$t''_{\text{ср}} = t'_{\text{ср}} \pm \Delta t_{\text{ср}},$$

где знак “+” соответствует случаю, когда $t''_{\text{ср}}$ относится к горячему теплоносителю.

5. При температурах $t'_{\text{ср}}$ и $t''_{\text{ср}}$ определяют для обоих теплоносителей их свойства: плотность, ρ ; теплоемкость, c_p ; коэффициент теплопроводности, λ ; коэффициент вязкости ν или μ ; число Прандтля Pr .

6. По литературным данным [3, 4, 8] принимается приближенное значение коэффициента теплопередачи $K_{\text{пр}}$.

7. Оценивается предварительно величина площади поверхности теплопередачи

$$F_{\text{пр}} = \frac{Q}{\Delta t_{\text{ср.л}} \cdot K_{\text{пр}}}.$$

Исключение: в испарителях на участке нагрева целевого теплоносителя от начальной температуры $t_{1,n}$ до температуры кипения $t_{1,s}$ и на участке его испарения при постоянной температуре $t_{1,s}$ теплопередача осуществляется при различных значениях Δt и коэффициентов теплопередачи K . Поэтому точный расчет испарителей предполагает раздельное определение величин площадей

поверхностей теплопередачи на участке нагрева $F_{\text{нагр}}$ и на участке кипения $F_{\text{кип}}$ с последующим их суммированием $F = F_{\text{нагр}} + F_{\text{кип}}$. По описанному выше алгоритму по найденной таким образом предварительной величине $F_{\text{пр}} = F_{\text{нагр,пр}} + F_{\text{кип,пр}}$ выбирается стандартный теплообменник, для него выполняется расчет характеристик теплообмена на участках $F_{\text{нагр}}$ и $F_{\text{кип}}$ и далее значение $F = F_{\text{нагр}} + F_{\text{кип}}$, которое в п. 13 сравнивается с $F_{\text{ст}}$.

В приближенных расчетах испаритель можно не разбивать на участки, а рассматривать целиком, принимая постоянство температур теплоносителей и коэффициентов теплообмена вдоль поверхности теплопередачи. При этом погрешность расчета будет тем меньше, чем ближе друг к другу будут численные значения $t_{1,н}$ и $t_{1,с}$ и чем меньше тепловая мощность $Q_{\text{нагр}}$, затрачиваемая на нагрев, по отношению к тепловой мощности $Q_{\text{кип}}$, затрачиваемой на перевод жидкости в пар.

8. Стандартный теплообменник целесообразно выбирать такой, чтобы в трубах обеспечивался турбулентный режим течения теплоносителя, то есть число Рейнольдса было бы больше 2300. Очевидно, такой режим возможен в теплообменнике, у которого число труб n , приходящееся на один ход Z , равно

$$\frac{n}{Z} = \frac{4G_i}{\pi d_{\text{вн}} \text{Re}_i \mu_i},$$

где $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр труб, м; G_i , Re_i , μ_i - расход (кг/с), число Рейнольдса и динамический коэффициент вязкости (Па·с) теплоносителя, протекающего в трубах. Причем следует предварительно принять численное значение Re_i в интервале от 8000 до 15000.

Определяются значения n/Z для труб диаметром 20×2 мм и 25×2 мм. По этим значениям и величине $F_{\text{пр}}$ с использованием данных [3, 4, 8] выбирается стандартный теплообменник с наиболее близкой площадью поверхности теплопередачи $F_{\text{ст}}$.

Если выбранный теплообменник имеет $Z > 1$, то необходимо уточнить величину средней разности температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.л}} \cdot \varepsilon_{\Delta t},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправка на сложные схемы тока теплоносителей:

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln[(1 - P)/(1 - PR)]}{\ln \frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \bigg|_{R \neq 1} ; \quad \varepsilon_{\Delta t} = \frac{P}{1 - P} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\ln \frac{2 - P(2 - \sqrt{2})}{2 - P(2 + \sqrt{2})}} \bigg|_{R=1} ;$$

$$P = \frac{t_{\text{хк}} - t_{\text{хн}}}{t_{\text{гн}} - t_{\text{хн}}} ; \quad P = \frac{t_{\text{гн}} - t_{\text{гк}}}{t_{\text{хк}} - t_{\text{хн}}} ;$$

При любом числе ходов в конденсаторе $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

После этого уточняется значение

$$F_{\text{пр}} = \frac{Q}{\Delta t_{\text{ср}} \cdot K_{\text{пр}}}$$

и вновь выбирается стандартный теплообменник по $F_{\text{пр}}$ и величинам n/Z .

9. Численные значения конструктивных характеристик принятого стандартного теплообменника представлены в названных в предыдущем п. 8 таблицах в источниках [3, 4, 8]. С учетом рекомендаций [5] выбирается материал узлов и элементов теплообменника. Для выбранного материала труб по табл. 1 определяется коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ст}}$.

10. Расчет коэффициентов теплообмена в трубном $\alpha_{\text{тр}}$ и межтрубном $\alpha_{\text{мтр}}$ пространствах выполняется с использованием уравнений теплообмена приведенных, например, в [2 – 4, 8], а также в других источниках. Здесь важно не ошибиться в выборе расчетных уравнений и в записи чисел подобия, входящих в эти уравнения.

При конденсации теплоносителя для расчета $\alpha_{\text{мтр}}$ удобно воспользоваться формулами и рекомендациями, приведенными в [3].

Для испарителей можно предложить следующий алгоритм. Коэффициент теплообмена со стороны конденсирующегося пара $\alpha_2 = Aq^{-1/3} = f_2(q)$, а со стороны кипящей жидкости - при кипении в трубах $\alpha_1 = B'q^{0,6} = f_1(q)$ и при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости, $\alpha_1 = B''q^{2/3} = f_1(q)$, где q - плотность теплового потока через поверхность теплопередачи; A , B' , B'' - комплексы из теплофизических свойств теплоносителей. В полном виде формулы для α_1 и α_2 можно найти, например, в [3]. Коэффициент теплопередачи $K = q / \Delta t_{\text{ср}}$. Кроме того,

$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{тр}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{мтр}} + \frac{1}{\alpha_2}$. Объединяя выражения для α_1 и α_2 и для K , можно получить

$$\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{q} = \frac{1}{f_1(q)} + R_{\text{тр}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{мтр}} + \frac{1}{f_2(q)}.$$

Из последнего уравнения определяется величина плотности теплового потока q . Затем находится площадь поверхности теплопередачи $F = Q/q$.

11. Определяется величина коэффициента теплопередачи в выбранном теплообменнике

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + R_{\text{тр}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{мтр}} + \frac{1}{\alpha_{\text{мтр}}}}.$$

12. Уточненная площадь поверхности теплопередачи

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{\text{ср}} \cdot K}.$$

13. Если окажется, что $F \approx F_{ст}$ или F меньше $F_{ст}$ на 10 - 15 %, то выбранный теплообменник подходит для заданных условий.

Если $1,15 F_{ст} > F > F_{ст}$, то необходимо увеличить площадь поверхности теплопередачи на 10 - 15 % путем перехода к теплообменнику с большей длиной труб и теми же прочими конструктивными характеристиками. Если такой переход осуществим, то тепловой расчет можно считать законченным.

Если же $F > 1,15 F_{ст}$, то нужно выбрать другой стандартный вариант теплообменника, руководствуясь полученными результатами расчетов.

14. Для выбранного нового типоразмера аппарата вновь производится расчет по изложенному алгоритму, начиная с п. 9.

Гидравлический и механический расчеты теплообменника

Для выбранного стандартного теплообменника проводится расчет гидравлического сопротивления течению того теплоносителя, для которого в табл. 1.2 задано ограничение по предельному падению давления. Методика расчета с численными примерами изложена во многих литературных источниках и, в частности, в [3, 4, 8]. Если окажется, что расчетный перепад давления теплоносителя превышает допустимый, то необходимо выбрать другой стандартный теплообменник или принять два параллельно включенных по данному теплоносителю теплообменника с тем, чтобы возможно было уменьшить расчетный ΔP до величины не выше допустимой. При этом для вновь выбранного теплообменника выполняется тепловой расчет в полном объеме.

Механический расчет выбранного кожухотрубчатого теплообменника можно проводить по методике, приведенной в [8]. Численный пример расчета представлен там же.

Рассчитываются напряжения, возникающие в трубах σ_t и кожухе σ_k теплообменника и сравниваются с допускаемыми напряжениями $[\sigma]_{доп}$ для материалов, из которых выполнены трубы и кожух. Если выполняются условия $\sigma_t < [\sigma]_{доп}$ и $\sigma_k < [\sigma]_{доп}$ и, кроме того, обеспечивается надежность крепления труб в трубных решетках, то есть удовлетворяется неравенство

$$\frac{P'_t + P''_t}{\pi d n b} \leq P_{доп},$$

где P'_t - усилие, растягивающее (сжимающее) трубки из-за температурных деформаций, Па·м²; P''_t - усилие, растягивающее трубки из-за действия давления в аппарате, Па·м²; $P_{доп}$ - допускаемое усилие, Па; n - число труб; d - наружный диаметр труб, м; b - толщина трубной решетки, м, то возможно использовать аппарат типа ТН. В последней формуле величину b можно принимать равной d , а величина $P_{доп}$ зависит от способа крепления труб: при креплении вальцовкой в гладких отверстиях без отбортовки $P_{доп} = 15$ МПа; при вальцовке труб в отверстиях с канавками $P_{доп} = 40$ МПа.

Если условия прочности или надежности крепления труб не выполняются, то необходимо принимать аппарат типа ТК или же ТП и ТУ. В

аппаратах типа ТК кожух имеет линзовые компенсаторы, которые дают возможность уменьшать напряжения на величину:

$$- \text{в кожухе } \Delta\sigma_k = [\sigma_k]_{\text{доп}} - \sigma_k \approx \Delta_L m \sigma_k / L;$$

$$- \text{трубах } \Delta\sigma_T = [\sigma_T]_{\text{доп}} - \sigma_T \approx \Delta_L m \sigma_T / L,$$

где Δ_L - компенсирующая способность одного элемента, м (величина Δ_L определяется по нормам для стандартных линз компенсатора и приводится, в частности, в [5]); m - число элементов компенсатора; L - длина труб, м. Принимается теплообменник с числом линз m , наибольшим из двух значений, вычисленных по данным уравнениям.

Содержание отчёта по работе

Отчет должен содержать: название работы; цель работы; исходные данные в виде таблицы; тепловой, гидравлический и механический, расчеты в подробном изложении с необходимыми пояснениями и ссылками на литературные источники; схема выбранного теплообменника с указанием элементов, основных размеров, направления теплоносителей и основных режимных характеристик.

Вопросы для самопроверки

1. Из каких основных элементов состоят кожухотрубчатые теплообменные аппараты?
2. На какие типы подразделяются выпускаемые промышленностью кожухотрубчатые теплообменные аппараты? В чем состоит конструктивное различие между отдельными типами, каковы области их применения?
3. Какова технология и последовательность действий при пуске кожухотрубчатого теплообменника в работу и при выводе его из работы?
4. Чем следует руководствоваться и какие обстоятельства нужно учитывать при решении вопроса о том, какой теплоноситель, в какое пространство теплообменника, трубное или межтрубное, нужно направлять?
5. Почему не рекомендуется направлять конденсирующийся пар или испаряющуюся жидкость в многоходовое трубное пространство теплообменника?
6. Назовите способы крепления труб в трубных решетках. Каковы преимущества и недостатки этих способов?
7. Дайте характеристику конструктивных форм фланцевых соединений кожуха и крышек теплообменников с возможностью извлечения трубной системы из кожуха и без такой возможности.

Практическая работа № 2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Цель работы: Изучить основные характеристики теплоизоляционных материалов и получить практические навыки выбору материала и расчета толщины тепловой изоляции для теплообменного аппарата.

Основные понятия

Для снижения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения требований техники безопасности теплотехнологическое оборудование и трубопроводы снабжают тепловой изоляцией с коэффициентом теплопроводности меньше 0,2 Вт/(м·К). Тепловая изоляция накладывается на поверхность стенки одним слоем или двумя слоями из различных материалов. Чаще всего теплоизоляция является рыхлой массой, не способной противостоять внешним механическим воздействиям. Сверху ее покрывают или листовым металлом (кровельная сталь, алюминий, дюраль), или гибкими покрытиями (стеклопластики, рулонные материалы типа изола, рубероида и т.д.), или жесткими сборными оболочками (например, асбестоцементными или стеклопластиковыми кожухами - полуцилиндрами), или штукатурят асбозуритовой мастикой, цементным раствором и др. [13].

Изоляцию на поверхности оборудования крепят деталями к стенкам на заводе - изготовителе (втулки, скобы) или во время монтажа - (штыри, разгрузочные и опорные полки и др.), а также деталями, установленными при монтаже без приварки (внутренний каркас или съемные стяжные бандажи). По конструктивному исполнению изоляция может выполняться из готовых теплоизоляционных конструкций (сборных и полносборных скорлуп, цилиндров и др.), оберточными штучными изделиями (маты прошивные, плиты мягкие и полужесткие), жесткими изделиями (плиты прямоугольные, сегментные и другой формы).

Промышленностью выпускается большое число теплоизоляционных материалов и изделий. Характеристики наиболее часто используемых материалов приведены в табл. 2.1.

Выбор теплоизоляционного материала зависит от его изолирующих свойств, от максимальной температуры стенки, от влажностного состояния окружающей среды, стоимости материала, доступности изделий, удобства крепления на стенке, возможность ремонта т.д. В общем случае выбор материала и определение толщины изолирующего слоя является оптимизационной задачей. Критерием оптимальности при вариантных расчетах можно принять приведенные годовые затраты

$$\Pi = S_{\text{э}} \cdot Q + \frac{S_{\text{из}} \cdot G_{\text{из}}}{T_{\text{н}}}, \text{ руб/год}, \quad (2.1)$$

где $S_{\text{э}}$ - стоимость тепловой энергии, руб/Гкал; Q - потеря теплоты через слой теплоизоляции; Гкал/год; $S_{\text{из}}$ - стоимость единицы количества теплоизоляции с учетом монтажа, руб/кг; $G_{\text{из}}$ - вес изоляции, кг; $T_{\text{н}}$ - срок службы изоляции,

принимается в интервале 5 - 10 лет (он может также определяться сроками ремонта оборудования).

Таблица 2.1

Расчетные значения коэффициентов теплопроводности
теплоизоляционных конструкций

Наименование материала изоляционного слоя	Плотность изоляционного слоя, кг/м ³	Максимальная температура применения, °С	Коэффициент теплопроводности в зависимости от средней температуры λ , Вт/(м·К)
Альфоль	20-40	450	$0,059+0,00024t_{cp}$
Асбест хризотилковый	300	500	$0,074+0,00014t_{cp}$
Картон асбестовый	1000-1300	600	$0,135+0,00012t_{cp}$
Войлок строительный	200	100	$0,044+0,00021t_{cp}$
Маты минераловатные прошивные на стеклоткани	130	450	$0,045+0,0002t_{cp}$
то же на металлической сетке	200	600	$0,0535+0,000185t_{cp}$
Маты и полосы из непрерывного стекловолокна прошивные	200	450	$0,04+0,00026t_{cp}$
Маты минераловатные на синтетическом связующем	115	400	$0,043+0,00022t_{cp}$
Диатомитовая крошка обожженная	500	900	$0,095+0,00015t_{cp}$
Пенопласт ФРП - 1	40-60	130	$0,033+0,00021t_{cp}$
Плиты стекловатные полужесткие на синтетическом связующем	50	180	$0,042+0,00035t_{cp}$
Плиты стекловатные полужесткие на синтетическом связующем	115	400	$0,043+0,00022t_{cp}$
Торфоплиты, сегменты, скорлупы	275	100	$0,064+0,00015t_{cp}$
Ньювель мастичный	370	350	$0,077+0,000105t_{cp}$

При известных температурах изолируемой стенки $t_{ст}$ (ее можно приближенно принимать равной температуре теплоносителя, контактирующего со стенкой) и температуре окружающей среды t_0 потеря теплоты через плоский слой изоляции с площадью поверхности F (м²) составит

$$Q = \frac{F(t_{\text{ст}} - t_0)}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} A \tau, \frac{\text{Гкал}}{\text{год}}, \quad (2.2)$$

а для цилиндрической стенки длиной ℓ (м)

$$Q = \frac{\ell(t_{\text{ст}} - t_0) A \tau}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{D_i}{D_{i-1}}\right) + \frac{1}{\pi\alpha D_{\text{из}}}}, \quad (2.3)$$

где n - число слоев теплоизоляции; δ_i - толщина i -того слоя, м; λ_i - коэффициент теплопроводности i -того слоя, Вт/(м·К); α - коэффициент теплообмена внешней поверхности теплоизоляции с окружающей средой, Вт/(м²·К); A - переводной множитель, равный $0,86 \cdot 10^{-6}$ Гкал/(Вт·ч); τ - число часов работы теплоизолированного объекта в год; D_i - диаметр i -того слоя изоляции, м; $D_{\text{из}}$ - наружный диаметр изоляции, м. С ошибкой не более 5 % для цилиндрических объектов диаметром не менее 2 м можно пользоваться более простой формулой (2.2) для плоской стенки, если толщина изоляции не превышает 150 мм.

Для обычных условий работы тепловой изоляции значения коэффициента теплообмена α составляют от 4 до 45 Вт/(м²·К). В большинстве расчетов тепловой изоляции величина α не имеет определяющего влияния и при расчетах горячих поверхностей может быть принята приближенно по табл. 2.2.

Коэффициент теплопроводности изоляции λ зависят от ее средней температуры $t_{\text{ср}}$ (см. табл. 2.1), которая определяется как среднеарифметическая от $t_{\text{ст}}$ и температуры наружной поверхности изоляции. Последняя для целей определения $t_{\text{ср}}$ может приниматься равной $35 \div 45$ °С для объектов в закрытых помещениях и $-10 \div 0$ °С для объектов на открытом воздухе в зимнее время.

Таблица 2.2

Значение коэффициентов теплообмена α , Вт/(м²·К)

Изолированный объект	В закрытом помещении		На открытом воздухе при скорости ветра, м/с		
	Покрытия с малым коэффициентом излучения	Покрытия с высоким коэффициентом излучения	5	10	15
Горизонтальные трубопроводы	6	10	20	25	35
Вертикальные трубопроводы, оборудование, плоская стенка	7	11	25	35	50

Примечания:

1. К покрытиям с малым коэффициентом излучения относятся кожухи из оцинкованной стали, листов алюминиевых сплавов, а также покрашенных алюминиевыми лаками; к покрытиям с высоким коэффициентом излучения – штукатурки, стеклопластики, различные окраски (кроме алюминиевой).
2. При отсутствии сведений о скорости ветра принимаются значения α , соответствующие скорости 10 м/с.

Методика расчета тепловой изоляции

Упрощенный подход к расчету тепловой изоляции состоит в определении толщины изоляционного слоя, обеспечивающей соблюдение заданных производственно – технических требований. При этом вид теплоизоляционной конструкции должен быть предварительно определен и должен быть известен ее коэффициент теплопроводности.

В качестве исходных данных при упрощенном подходе к расчету наиболее часто задают величину теплотерь через 1 м² (плоская стенка), q Вт/м², или на 1 погонном метре длины (цилиндрическая стенка), q_l , Вт/м.

Величины теплотерь нормируются по отраслям промышленности и зависят от температур теплоносителя (стенки трубы) и окружающего воздуха, местонахождения изолируемого объекта и состояния окружающего воздуха, от размеров и формы объекта. Значения нормируемых q и q_l приводятся в специальной литературе [13, 14].

Вместо q или q_l иногда задают температуру наружной поверхности изоляции $t_{из}$. Это делается тогда, когда соображения экономии теплоты не являются лимитирующими, а теплоизоляция нужна как средство, предохраняющее обслуживающий персонал от ожогов при соприкосновении с горячей поверхностью, или для уменьшения общих тепловыделений в производственных помещениях. Температура поверхности изоляции, не вызывающая болезненного ощущения ожога при соприкосновении, составляет примерно 60°C при штукатурном покровном слое и 55°C при металлическом. В закрытых производственных помещениях из соображений уменьшения тепловыделений часто принимают максимальную температуру на поверхности теплоизоляции равной 45°C. В отдельных случаях могут быть заданы и другие значения температуры.

Если задается не $t_{из}$, то для повышения точности определения толщины изоляции коэффициент теплообмена α следует рассчитывать по приводимым в литературе [2-4] формулам, а не принимать по табл. 2.2. В частности, для аппаратов, находящихся в закрытых помещениях, можно использовать формулу [4]

$$\alpha = 9,74 + 0,07(t_{из} - t_0), \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (2.4)$$

которая учитывает перенос теплоты конвекцией и излучением.

Термическое сопротивление покровного слоя мало и в расчетах его не учитывают.

Для расчета толщины, например, однослойной теплоизоляции при заданных q (q_1) или $t_{из}$ используются уравнения:
для плоской стенки

$$q = \frac{t_{ст} - t_0}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} = \alpha(t_{из} - t_0); \quad (2.5)$$

для цилиндрической стенки

$$q_1 = \frac{2\pi\lambda(t_{ст} - t_0)}{\ln \frac{D + 2\delta}{D}} = \pi\alpha(D + 2\delta)(t_{из} - t_0), \quad (2.6)$$

где D – наружный диаметр цилиндрической стенки, м.

Более строгий подход к расчету тепловой изоляции состоит в определении оптимальной ее толщины с использованием выражения (2.1) для целевой функции.

Задание и порядок выполнения работы

Каждый студент для теплообменного аппарата с конструктивными параметрами из практической работы №1 выбирает материал теплоизоляции, определяет толщину слоя изоляции при заданных q_1 или $t_{из}$ и находит оптимальную величину δ при условиях из табл. 2.3 для заданного преподавателем варианта.

Работа выполняется в следующей последовательности.

1. Выбирается материал однослойной теплоизоляции.
2. Оценивается величина $t_{ст}$ и находится значение коэффициента теплопроводности λ теплоизоляции.
3. С использованием связей (2.6) определяется толщина теплоизоляции δ при заданном нормативном параметре (q_1 или $t_{из}$).
4. Вариантными расчетами или аналитически находится оптимальная толщина теплоизоляции $\delta_{опт}$ кожуха теплообменника с использованием выражений (2.1) и (2.3). При этом число часов работы теплообменника в год принимается $\tau = 6000$ ч/год, а вес изоляции кожуха выражается через ее плотность и объем

$$G_{из} = \rho_{из} V_{из} = \pi \delta l \rho_{из} (D + \delta),$$

где l и D – длина и диаметр кожуха теплообменника.

5. Строится графическая зависимость $\delta = f(\Pi)$ для области изменения Π , содержащей $\delta_{опт}$.

Таблица 2.3

Варианты заданий практической работы № 2

№ задания	Расчетная темпер. корпуса аппарата $t_{ст}, ^\circ\text{C}$	Нормируемы е параметры		Температура окружающей среды $t_0, ^\circ\text{C}$	Стоимость тепловой энергии S_z , тыс. руб/Гкал	Стоимость теплоизол. с учетом монтажа $S_{из}$, тыс.руб/кг	Срок служ. изол. T_H , год
		q_l , Вт/м	$t_{из}$, $^\circ\text{C}$				
1	50	80	-	-10	40	5	5
2	80	100	-	-10	40	6	6
3	100	130	-	-10	40	5,5	7
4	120	150	-	-5	35	7	8
5	150	180	-	-5	35	7,2	9
6	160	210	-	-5	40	8	10
7	180	220	-	0	35	6,5	5
8	200	240	-	0	40	9	6
9	220	290	-	0	45	9,5	7
10	240	340	-	5	35	7,2	8
11	260	380	-	5	40	9,8	9
12	280	400	-	5	45	8,6	10
13	300	440	-	10	35	8,3	5
14	320	450	-	10	40	9,9	6
15	340	470	-	10	45	9,1	7
16	350	—	55	20	35	8	8
17	300	-	60	20	40	9	9
18	280	-	55	20	45	9,5	10
19	250	-	50	25	35	5,8	5
20	220	-	45	25	40	8,5	6
21	200	-	65	25	45	8,6	7
22	190	-	50	20	35	5	8
23	170	-	45	15	40	7,2	9
24	140	-	40	15	45	6	10
25	110	-	35	15	35	6,5	5

Содержание отчёта по работе

Отчет должен содержать: название работы; цель работы; схема теплообменника с размещенной на нем теплоизоляцией, указанием конструктивных размеров и исходными данными по заданному варианту; обоснование выбора материала теплоизоляции; расчет толщины теплоизоляции при заданных q_l или $t_{из}$; определение оптимальной толщины изоляции; график зависимости $\delta=f(\Pi)$.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется тепловой изоляцией и ее целевое назначение?
2. Какие материалы и в каком виде используются в качестве тепловой изоляции трубопроводов и оборудования?
3. Как закрепляется тепловая изоляция на поверхностях изолируемых стенок? Виды и назначение покровных слоев.
4. Укажите случаи, когда нанесение изоляции на поверхность трубы приводит не к уменьшению потерь теплоты, а, наоборот, к увеличению.
5. Какие нормативные параметры используются при расчетах тепловой изоляции? Чем, по вашему мнению, должны руководствоваться нормирующие органы при назначении численных значений этих параметров?
6. Объясните, чем обусловлено то обстоятельство, что расчет толщины изоляции при заданном параметре $q(q_1)$ рекомендуется вести при приближенном значении коэффициента теплообмена α , принятом из табл. 2.3, а при заданном параметре $t_{из}$ величину α следует определять более точно по формулам.
7. Как и через какие факторы будет влиять вторичное использование теплоизоляционного материала на величину оптимальной толщины слоя изоляции?

Практическая работа № 3

РАБОТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА В УСЛОВИЯХ НАРАСТАНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Цель работы: изучить способы борьбы с отложениями загрязнений и накипеобразованием в теплообменниках; ознакомиться с методикой расчета теплообменного аппарата, работающего в условиях нарастания отложений на стенках и останавливаемого периодически на очистку отложений; получить навыки расчетов, выполняя индивидуальное задание.

Основные понятия

Эксплуатация теплообменной аппаратуры и, в особенности, выпарных установок обычно сопровождается формированием слоев отложений твердых веществ, выпадающих из теплоносителей на поверхности теплопередающей поверхности. Наличие слоев отложений создает дополнительное термическое сопротивление переносу теплоты, снижает коэффициент теплопередачи, уменьшает производительность аппарата. В высокотемпературных установках возникает опасность перегрева и разрыва металла теплопередающей стенки. Кроме того, отложения уменьшают проходное сечение каналов теплообменника, что приводит к повышению гидравлического сопротивления и, как следствие, к снижению расходов теплоносителей или к возрастанию энергозатрат на их прокачку.

Физико-химические свойства отложений, скорость их роста и сила сцепления (адгезии) с теплопередающей стенкой зависят от вида и свойств теплоносителя и стенки, температурных условий процесса.

Отложения сильнее сцепляются с шероховатыми поверхностями. С повышением температуры стенки скорость роста толщины слоя отложений увеличивается. Сведения по характеристикам отложений в теплообменниках приведены в [12] применительно к пищевым производствам. В [12] дано описание теплогидродинамических методов снижения отложений, мероприятий по уменьшению накипеобразования и очистки от накипи; см. также [1, 9].

Во многих случаях толщина слоя отложений на первоначально чистой поверхности стенки увеличивается с высокой скоростью, а затем по истечении определенного времени работы аппарата, скорость роста слоя отложений замедляется, и толщина слоя может стабилизироваться. В определенной мере стабилизация толщины слоя отложений связана со смывом оседающих частиц потоком теплоносителя, скорость движения которого в канале растет с увеличением толщины слоя отложений на стенках канала из-за сужения сечения для прохода теплоносителя. Считается, что для смыва отложений скорость воды, например, в трубках теплообменников следует поддерживать выше 1,5 - 2 м/с, а скорость газов - выше 10 м/с. Часты случаи, когда толщина слоя отложений увеличивается во времени постоянно. В особенности это относится к накипеобразованию. Такие отложения приходится удалять путем

периодической промывки или механической очистки. В табл. 3.1 приведены основные способы периодической очистки теплообменников и дана их краткая характеристика.

Таблица 3.1

Способы периодической очистки труб теплообменных аппаратов

Способ	Характер загрязнений	Последовательность очистки и композиции для растворения отложений
Механический	Мягкие осадки	Использование шомполов, проволочных щеток из латунной проволоки; проталкивание струей воды или сжатым воздухом резиновых шариков или пробок (ершей) под давлением 0,1 - 1,0 МПа
	Твердая накипь	Использование шарошек, жестких проверочных щеток, долот с приводом от гибкого вращающегося вал и с последующей промывкой водой. Комбинирование механического способа очистки с химическим
Химический	Карбонатные отложения	Обработка 3-5%-ным раствором соляной кислоты с ингибитором (1-2г на 1 л раствора)
	Слизистые отложения (ил, масло, глина)	Обработка 3-5 %-ным раствором едкого натра с добавкой керосина
	Загрязнения органического происхождения	Обработка раствором хлорной извести с содержанием активного хлора 15-20 мг/м ³ или газообразным хлором
Гидравлический	Мелкий песок, твердая накипь	Промывка циркуляционной водой с повышенной скоростью или струей воды под большим давлением
	Механические загрязнения на концах труб (загрязнение трубных решеток)	Промывка потоком воды
Гидромеханический	Твердая накипь	Введение в циркуляционный раствор резиновых и корундовых шариков, твердых частиц, периодическое повышение скорости потока
Термический	Твердая накипь	Нагрев труб паром с последующим опрыскиванием холодной водой Пароскальвание путем изменения температурного режима или давления

Выбор способа очистки зависит от продолжительности остановки аппарата, специфических условий производства, наличия специального оборудования, химических реактивов и др. Применяемые методы очистки могут вызвать некоторые отрицательные явления, в результате которых дальнейшая эксплуатация теплообменного оборудования будет связана с более высоким темпом накипеобразования или с повышенным износом оборудования.

В результате механической чистки повышается шероховатость поверхности стенки и нарушается окисный защитный слой металла стенки. При химической чистке может произойти частичное растворение окисной пленки и металла, при гидромеханическом способе – повышенный износ поверхности и т.д.

При выполнении расчетов теплообменного оборудования наличие отложений на стенке учитывается путем использования тепловой проводимости загрязнений на теплопередающей стенке, термического сопротивления загрязнений, коэффициента использования поверхности теплопередачи и др. Наиболее широко применяются первые два из названных параметров; их ориентировочные численные значения для различных теплоносителей приведены в таблицах [2 - 4] и других источниках. Эти данные основаны на результатах практических измерений, полученных в различных отраслях техники и имеют узкий диапазон применения. Они позволяют приблизительно оценить вклад загрязнений в ухудшение теплопередачи, когда рост толщины слоев отложений на стенке стабилизировался.

Если оборудование периодически очищают от загрязнений, то его работа носит циклический характер. Каждый цикл состоит из рабочего периода продолжительностью τ_p и периода очистки продолжительностью τ_o . В период между двумя очистками изменение коэффициента теплопередачи, согласно опытным данным, можно представить линейной зависимостью

$$K = K_{ч.п.}(1 - b\tau), \quad (3.1)$$

где $K_{ч.п.}$ - коэффициент теплопередачи через чистую стенку; τ - текущее время; b - опытный коэффициент.

Определение величины τ_p является оптимизационной задачей, которую следует решать исходя из условия наибольшего количества теплоты, переданного в теплообменнике за время цикла $\tau_{ц} = \tau_p + \tau_o$. Количество переданной теплоты за время τ_p равно

$$Q = \int_0^{\tau_p} KF\Delta t d\tau = K_{ч.п.}F\Delta t \int_0^{\tau_p} (1 - b\tau) d\tau = K_{ч.п.}F\Delta t \left(\tau_p - \frac{b\tau_p^2}{2} \right), \quad (3.2)$$

где F - площадь поверхности теплопередачи; Δt - разность температур теплоносителей. За время τ_o теплота не передается. С достаточной степенью точности оптимальное значение τ_p можно найти, принимая, что потери теплопроизводительности за время τ_o не должны превышать потери теплопроизводительности за счет уменьшения коэффициента теплопередачи за период между очистками, т.е. за τ_p . Согласно (3.2), уменьшение Q за счет снижения коэффициента теплопередачи равно $K_{ч.п.}F\Delta t \frac{b\tau_p^2}{2}$. Потеря теплопроизводительности за время τ_o может быть принята равной $K_{ч.п.}F\Delta t\tau_o$.

При равенстве этих величин имеем $\frac{b\tau_p^2}{2} = \tau_o$ или $\tau_p = \sqrt{2\tau_o/b}$.

Если использовать более точную методику, то можно прийти к выражению для оптимального τ_p

$$\tau_p^{\text{опт}} = 1,1\sqrt{2\tau_0/b}. \quad (3.3)$$

Термическое сопротивление слоя отложений

$$R_3 = \delta_3 / \lambda_3,$$

где δ_3 - толщина слоя отложений, м; λ_3 - коэффициент теплопроводности отложений, Вт/(м·К), надежно может быть определено только опытным путем. Экспериментальные работы показывают, что изменение R_3 во времени τ можно описать зависимостью

$$R_3 = \frac{\tau}{n\tau + m}, \quad (3.4)$$

где n и m – опытные коэффициенты.

Задание и порядок выполнения работы

Объектом расчётов является стандартный теплообменник, выбранный в практической работе №1. Теплообменник работает в условиях постоянного роста толщины слоёв загрязнений на обеих поверхностях теплопередающей стенки и с проведением операции очистки загрязнений в пределах между рабочими периодами. Кроме известных из практической работы №1 конструктивных и режимных характеристик теплообменника в табл. 3.2 приведены дополнительные исходные данные по вариантам, которые преподаватель задаст индивидуально каждому студенту. Принимается, что в трубном и межтрубном пространствах теплообменника загрязнения имеют одну и ту же природу, одинаковые коэффициенты теплопроводности и рост толщины слоев отложений идет с одинаковой скоростью.

Требуется определить следующие параметры:

- 1) оптимальную продолжительность рабочего периода $\tau_p^{\text{опт}}$;
- 2) уменьшение теплопроизводительности аппарата за время цикла $\tau_{\text{ц}} = \tau_p^{\text{опт}} + \tau_0$ по отношению к работе без загрязнений, ΔQ ;
- 3) изменение перепада давления за время рабочего периода $\tau_p^{\text{опт}}$ того теплоносителя, для которого в практической работе №1 задано ограничение по потере давления при прохождении теплообменника, $\Delta(\Delta P)$;
- 4) конечные температуры целевого и обеспечивающего теплоносителей в конце рабочего периода.

Для испаряющихся и конденсирующихся теплоносителей параметры в п. п. 3 и 4 не определяются. Считать, что расходы теплоносителей без фазовых переходов в теплообменнике постоянны в течение времени $\tau_p^{\text{опт}}$.

Задание для практической работы №3

№ вар.	Время чистки аппарата в рабочем цикле τ_0 , ч	Коэффициент теплопроводности загрязнений λ_3 , Вт/(м·К)	Коэффициенты в уравнении (3.4)	
			n, Вт/(м ² ·К)	m·10 ⁻⁵ , Вт·ч/(м ² ·К)
1	20	2,2	1600	1,0
2	18	0,5	200	0,1
3	28	1,0	150	0,2
4	29	0,3	1700	0,5
5	34	0,08	900	1,0
6	42	0,1	1200	0,6
7	45	0,2	1300	0,2
8	50	3,0	1400	0,8
9	48	4,0	250	0,5
10	28	2,5	600	1,1
11	30	1,5	800	1,2
12	40	1,8	1000	0,7
13	32	0,3	400	0,2
14	30	2,8	300	0,2
15	26	1,0	200	0,8
16	18	2,6	150	1,0
17	14	3,2	50	0,1
18	11	3,8	200	0,2
19	15	1,3	300	0,3
20	20	1,0	500	0,4
21	24	0,6	800	0,7
22	8	0,3	1500	0,4
23	12	2,0	1200	1,0
24	10	2,6	1000	0,8
25	16	3,1	100	0,3

Методика и порядок выполнения расчётов

1. Величина $\tau_p^{\text{опт}}$ находится из совместного рассмотрения уравнений (3.1), (3.3), (3.4) и уравнения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + 2R_3 + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.5)$$

при условии $\tau = \tau_p = \tau_p^{\text{опт}}$. После вычисления $\tau_p^{\text{опт}}$ находится величина b по (3.3) и величина K по (3.1).

2. Уменьшение теплопроизводительности аппарата за время $\tau_{\text{ц}}$ находится по формуле

$$\Delta Q = Q_{\text{ч.п}} \tau_{\text{ц}} - Q, \text{ Вт} \cdot \text{ч}, \quad (3.6)$$

где $Q_{\text{ч.п}}$ – величина теплового потока в теплообменнике без отложений (принимается по данным практической работы №1), Вт; Q – теплопроизводительность при наличии загрязнений, находится по (3.3) с учётом того, что $\tau_{\text{р}} = \tau_{\text{р}}^{\text{опт}}$, Вт·ч.

3. Увеличение перепада давления теплоносителя при прохождении с загрязнёнными поверхностями

$$\Delta(\Delta P) = \Delta P - \Delta P_{\text{ч.п}}, \text{ Па}, \quad (3.7)$$

где $\Delta P_{\text{ч.п}}$ – перепад давления в теплообменнике без отложений (принимается по данным практической работы №1), Па; ΔP – перепад давления в теплообменнике с загрязнениями на момент работы $\tau = \tau_{\text{р}}^{\text{опт}}$.

Величина ΔP определяется по той же методике, что и $\Delta P_{\text{ч.п}}$ в практической работе №1, но учитывается уменьшение площади проходных сечений в теплообменнике, вызванное наличием отложений на поверхностях стенки. Это уменьшение площади находится следующим образом.

Определяется толщина слоя отложений

$$\delta_3 = \lambda_3 R_3, \text{ м}, \quad (3.8)$$

где R_3 – термическое сопротивление слоя загрязнений, находится по (3.4), $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Площадь проходного сечения одного хода по трубам

$$f_{\text{тр}} = f_{\text{тр,ч.п}} \frac{\pi(d_{\text{в}} - 2\delta_3)^2}{4} \cdot \frac{4}{\pi d_{\text{в}}^2} = f_{\text{тр,ч.п}} \left(1 - \frac{2\delta_3}{d_{\text{в}}}\right)^2, \text{ м}^2, \quad (3.9)$$

где $f_{\text{тр,ч.п}}$ – площадь проходного сечения в чистых трубах без отложений, м^2 ; $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр труб без отложений, м.

Площадь проходного сечения межтрубного пространства можно оценить по уравнению

$$f_{\text{мтр}} = f_{\text{мтр,ч.п}} \frac{h - d - 2\delta_3}{h - d} = f_{\text{мтр,ч.п}} \left(1 - \frac{2\delta_3}{h - d}\right), \text{ м}^2, \quad (3.10)$$

где $f_{\text{мтр,ч.п}}$ – наименьшая площадь проходного сечения в межтрубном пространстве без отложений, м^2 ; d – наружный диаметр труб без отложений, м; h – шаг размещения труб в пучке; стандартных теплообменников при $d = 20 \text{ мм}$ $h = 0,026 \text{ м}$, при $d = 25 \text{ мм}$ $h = 0,032 \text{ м}$, при $d = 38 \text{ мм}$ $h = 0,048 \text{ м}$.

Так как площади проходных сечений в соответствии с уравнениями (3.9) и (3.10) уменьшаются при наличии загрязнений, то увеличивается скорость движения теплоносителей

$$w = \frac{G}{\rho f}, \frac{m}{c}, \quad (3.11)$$

а следовательно $\Delta P > \Delta P_{\text{ч.п.}}$.

4. Конечные температуры целевого и обеспечивающего теплоносителей в момент времени $\tau = \tau_p^{\text{опт}}$ определяются с использованием уравнений

$$\left. \begin{aligned} KF\Delta t &= [Gc_p(t_{\text{вх(вых)}} - t_{\text{вых(вх)}})]_{\text{целев.}}; \\ KF\Delta t &= [Gc_p(t_{\text{вых(вх)}} - t_{\text{вх(вых)}})]_{\text{обеспеч.}} \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

где K - коэффициент теплопередачи, определяется по (3.1); G - расход теплоносителя, кг/с; c_p - теплоёмкость теплоносителя, Дж/(кг·К); $\Delta t = \Delta t_{\text{лог}} \varepsilon_{\Delta t}$ - разность температур теплоносителей; $\Delta t_{\text{лог}}$ - среднелогарифмическая разность температур; $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправочный множитель для сложных схем тока теплоносителей.

Можно предложить следующую последовательность действий. Приравняются правые части уравнений системы (3.12). Полученное равенство выражается в явном виде через конечную температуру одного из теплоносителей. Это выражение подставляется в уравнение системы (3.12) для другого теплоносителя. В последнем равенстве будет одна искомая неизвестная величина. Так как равенство представляет собой трансцендентное уравнение, то решить его можно, например, методом итераций. Определив, таким образом, из трансцендентного уравнения одну из искомых конечных температур, далее просто можно найти и конечную температуру другого теплоносителя.

Содержание отчёта по работе

Отчёт должен содержать название работы и её цель. Приводится задание работы с таблицей исходных данных и дополнительными сведениями о конструктивных и режимных характеристиках теплообменника из практической работы №1.

Подробно, с необходимыми пояснениями и ссылками приводится расчёт.

Работа заканчивается таблицей, которая должна содержать сведения о типе теплообменника, его названии, о теплоносителях, а так же численные величины $\tau_p^{\text{опт}}$, δ_z , $K_{\text{ч.п.}}$, K , $Q_{\text{ч.п.}}$, ΔQ , $\Delta P_{\text{ч.п.}}$, $\Delta(\Delta P)$, $t_{\text{цел.}}^{\text{вход}}$, $t_{\text{цел., ч.п.}}^{\text{выход}}$, $t_{\text{цел.}}^{\text{выход}}$, $t_{\text{обесп.}}^{\text{вход}}$, $t_{\text{обесп., ч.п.}}^{\text{выход}}$, $t_{\text{обесп.}}^{\text{выход}}$.

Вопросы для самопроверки

1. Исключить отложения на стенках каналов удаётся при использовании стеклянных и металлических остеклованных труб. Объясните, почему при обтекании стеклянной поверхности не образуется отложений?

2. Почему на поверхностях в застойных зонах аппаратов интенсивность роста слоя загрязнений наибольшая?

3. Установлено, что накипь сильнее сцепляется с поверхностью, обладающей большей шероховатостью, так как такая поверхность имеет большую поверхностную энергию. Так, например, тефлон имеет поверхностную энергию $17 \cdot 10^{-11} \text{ Дж/м}^2$, значительно меньшую, чем у металлов, и поэтому характеризуется самой низкой величиной адгезии к накипи. Большая величина адгезии с поверхностью титана. Далее по возрастающей идут нержавеющие стали, алюминий, сплавы “медь-никель”, медь. Однако установлено, что если слои накипи на перечисленных материалах достигают примерно 1 мм, то дальнейший рост слоёв накипи идёт на всех поверхностях с одинаковой интенсивностью. Требуется объяснить данный факт.

4. Какие достоинства и недостатки имеют механический, химический, гидравлический, гидромеханический, термический способы очистки поверхности от загрязнений? Почему наличие загрязнений на поверхностях теплопередающей стенки в теплообменных аппаратах приводит к увеличению гидравлического сопротивления перемещению теплоносителей?

5. При химической очистке аппаратуры от загрязнений часто чередуют промывку растворами соляной кислоты и едкого натра, с водной промывкой в промежутке между промывками. Данные операции в процессе очистки осуществляют несколько раз. С чем связана необходимость чередования этих операций?

6. Каков характер зависимости скорости образования отложений на поверхностях теплопередающей стенки от времени и почему?

Практическая работа № 4

РАБОТА КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ НАЛИЧИИ ДЕФЕКТНЫХ ТРУБОК

Цель работы: ознакомиться с методикой расчёта основных характеристик теплообменника, имеющего заглушенные дефектные трубки; получить практические навыки расчета при выполнении индивидуального задания.

Основные понятия

В процессе эксплуатации машин и аппаратов отдельные их детали и узлы могут разрушаться вследствие механического или коррозионного износа. Поэтому возникает необходимость восстановления рабочих функций оборудования, что осуществляется в результате ремонта.

При работе теплообменных аппаратов чаще всего выходят из строя трубки, возникают неплотности в их вальцовочном соединении с трубными решетками, происходит нарушение герметичности фланцевых соединений. Неисправности могут быть обнаружены в процессе работы аппарата или при проведении периодического технического обслуживания (ТО). Периодическое ТО проводят через установленные в эксплуатационной документации интервалы времени, либо во время планово-периодической остановки оборудования, либо в период нахождения оборудования в резерве или в нерабочий период. Необходимость, периодичность и продолжительность остановки оборудования определяются в зависимости от характера технологического процесса и возможности безопасного проведения работ с учётом данных статистики отказов оборудования.

Если в процессе технического обслуживания выявляются дефектные трубки в трубном пучке, то они подлежат замене или их заглушают с обеих сторон коническими металлическими пробками. Выявляют дефектные трубки как путём внешнего осмотра (если это возможно), так и путём опрессовки с использованием специального гидравлического пистолета при снятых крышках теплообменника. Сопловой конец пистолета вставляется в трубу, противоположный конец который в этот момент должен быть закрыт. Наличие повреждения стенки трубы обнаруживается по показаниям манометра, измеряющего давление воды в гидравлическом пистолете.

Причём заглушивание трубок пробками применяют, если число дефектных трубок, выявленных при испытании, не превышало 15% от общего числа. Если же более 15%, то их заменяют полностью. Величину 15% здесь следует рассматривать как сугубо ориентировочную, так как в каждом отдельном случае могут быть свои особенности, которые могут потребовать ограничить число заглушаемых трубок меньшей величиной или наоборот допускают заглушить большое число трубок. Связано это прежде всего с необходимостью передавать в теплообменнике заданную тепловую мощность, обеспечить требуемые конечные температуры теплоносителей, не превысить

предельно возможный для имеющегося напорного оборудования перепад давления теплоносителя при перемещении по трубам теплообменника.

Методика расчёта основных режимных характеристик теплообменника с заглушенными дефектными трубками

Наиболее просто определяются характеристики испарителей. Исключение части трубок испарителя из работы при неизменных давлениях теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах практически не изменяет величину коэффициента теплопередачи K и значение действующей разности температур Δt . Уменьшение площади поверхности теплопередачи F приводит к пропорциональному снижению передаваемой тепловой мощности Q и соответственно, расходов теплоносителей.

Несколько сложнее обстоит дело с расчётом характеристик теплообменников, в которых хотя бы один из теплоносителей не имеет фазовых переходов. Но по своей сущности методика расчёта теплообменника с известными конструктивными параметрами, в котором уменьшена поверхность теплопередачи в связи с наличием заглушенных труб, практически ничем не отличается от традиционной методики расчёта, использованной, например, в практической работе №1. Среди возможных формулировок исходных данных для расчётов чаще встречаются следующие две:

1) при заглушивании A , % трубок и сохраненном расходе целевого теплоносителя G_1 нужно найти конечную его температуру $t_{1,к}$, расход обеспечивающего теплоносителя G_2 и перепад давлений теплоносителя, проходящего через трубное пространство $\Delta P_{тр}$;

2) при заглушивании A , % трубок и сохранении конечной температуры теплоносителя $t_{1,к}$ нужно найти G_1 , G_2 и $\Delta P_{тр}$.

При решении обеих названных задач используются уравнения теплопередачи

$$Q = KF\Delta t, \quad (4.1)$$

теплового баланса

$$Q = G_1 c_1 (t_{1,к(н)} - t_{1,н(к)}) = G_2 c_2 (t_{2,н(к)} - t_{2,к(н)}) \quad (4.2)$$

или при наличии фазовых переходов (например, испарения)

$$Q = G_1 [r_1 + c_1 (t_{1,с} - t_{1,н})], \quad (4.3)$$

уравнение Дарси-Вейсбаха для потери давления в трубах

$$\Delta P = \lambda_{тр} \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{d_b}, \quad (4.4)$$

а так же связи для коэффициентов теплообмена α_1 и α_2 , коэффициента сопротивления трения $\lambda_{тр}$ с влияющими на них параметрами, выражение для коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{3,1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{3,2} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.5)$$

Особенность расчёта состоит лишь в том, что нужно учесть уменьшение площади поверхности теплопередачи и площади сечения прохода теплоносителя в трубах рассматриваемого теплообменника на величину соответствующую А, % заглушенных трубок.

Задание и порядок выполнения работы

Задание состоит в следующем. Для теплообменного аппарата и условий его деятельности из практической работы №1 при неизменных расходе целевого теплоносителя G_1 , начальной его температуре $t_{1,н}$, начальной $t_{2,н}$ и конечной $t_{2,к}$ температурах обеспечивающего теплоносителя определить конечную температуру целевого теплоносителя $t_{1,к}$, расход обеспечивающего теплоносителя G_2 , перепад давления ΔP теплоносителя при движении в трубах при заданной в табл. 4.1 величине А, % заглушенных трубок.

Найти также изменение тепловой мощности ΔQ и потерь давления $\Delta(\Delta P_{тр})$ теплоносителя, проходящего через трубное пространство, по отношению к случаю, когда все трубки теплообменника участвуют в передаче теплоты.

Таблица 4.1

Варианты заданий практической работы №4

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Величина А, %	13	17	15	12	8	9	25	20	10	15	14	6	7	13	11

№ вар.	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Величина А, %	18	20	23	14	22	17	12	15	16	24	21	5	19	8	10

В полной мере такая постановка задачи соответствует аппаратам, где теплоносители не имеют фазовых переходов. Если теплоноситель в трубах конденсируется или испаряется, то величины ΔP и $\Delta(\Delta P_{тр})$ не определяются. Для конденсаторов при $G_1 = idem$ определяемыми величинами являются G_2 и $t_{2,к}$. Для испарителей при $G_1 = idem$ определяется давление насыщения греющего пара.

Последовательность расчёта теплообменника с теплоносителями без фазовых переходов следующая.

1. Находится площадь поверхности теплопередачи

$$F = F_{исх} (1 - A/100), \text{ м}^2, \quad (4.6)$$

где $F_{исх}$ – исходная площадь поверхности теплопередачи (все трубки находятся в работе), м^2 .

2. Находится площадь проходного сечения одного хода теплоносителя в трубном пространстве

$$f_{\text{тр}} = f_{\text{тр, исх}} (1 - A/100), \text{ м}^2, \quad (4.7)$$

где $f_{\text{тр, исх}}$ - исходная площадь сечения хода, м^2 .

3. Если целевой теплоноситель протекает в трубах, то его средняя скорость движения

$$w_1 = G_1 / (\rho_1 f_{\text{тр}}). \quad (4.8)$$

Приближенно будем полагать, что плотность ρ_1 , вязкость μ_1 и теплопроводность λ_1 целевого теплоносителя те же, что использовались в практической работе №1. Находится число Рейнольдса $Re_1 = w_1 d_{\text{в}} \rho_1 / \mu_1$, выбирается формула для числа Нуссельта Nu_1 , рассчитывается коэффициент теплообмена α_1 . Если целевой теплоноситель протекает в межтрубном пространстве, то α_1 берётся из расчётов практической работы №1.

4. С использованием уравнения теплообмена для числа Нуссельта обеспечивающего теплоносителя из практической работы №1 устанавливается связь между коэффициентом теплообмена α_2 и расходом G_2

$$\alpha_2 = f'(G_2), \quad (4.9)$$

учитывая, что $w_2 = G_2 / (\rho_2 f)$, где $f = f_{\text{тр}}$ или $f = f_{\text{мп}}$.

5. Устанавливается связь между коэффициентом теплопередачи K и расходом G_2

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{3,1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{3,2} + \frac{1}{f'(G_2)}} = f''(G_2), \quad (4.10)$$

где $R_{3,1}$ и $R_{3,2}$ - термические сопротивления слоев загрязнений на поверхности трубок, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$; $\delta_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{ст}}$ - толщина и коэффициент теплопроводности стенок трубок.

6. Расход обеспечивающего теплоносителя выражается из формулы (4.2):

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_{1,\text{к(н)}} - t_{1,\text{н(к)}})}{c_2 (t_{2,\text{н(к)}} - t_{2,\text{к(н)}})} = f'''(t_{1,\text{к}}), \quad (4.11)$$

где c_1 и c_2 - теплоемкости целевого и обеспечивающего теплоносителей.

7. Из совместного рассмотрения выражений (4.10) и (4.11) можно получить

$$K = f''[f'''(t_{1,\text{к}})] = f^{\text{IV}}(t_{1,\text{к}}), \quad (4.12)$$

что с учётом (4.1) и (4.2) дает

$$f^{\text{IV}}(t_{1,\text{к}}) F \Delta t = G_1 c_1 (t_{1,\text{к(н)}} - t_{1,\text{н(к)}}), \quad (4.13)$$

где разность температур $\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} \varepsilon_{\Delta t}$.

В уравнении (4.13) одна величина неизвестная - $t_{1,\text{к}}$.

8. Решив уравнение (4.13) и найдя $t_{1,\text{к}}$, далее по (4.11) определяется G_2 . По величине G_2 находится число Рейнольдса и проверяется правильность

использования в п. 4 уравнения теплообмена для Nu_2 . Если окажется, что Re_2 выходит за пределы изменения чисел Рейнольдса в которых справедливо использованное уравнение для Nu_2 , то принимается другое, подходящее для данных условий уравнение теплообмена и начиная с п. 4 расчёт повторяется вновь.

9. Находим Q по уравнению (4.1) или (4.2) и величина

$$\Delta Q = Q_{исх} - Q, \quad (4.14)$$

где $Q_{исх}$ – тепловая мощность, определённая в практической работе №1.

10. По уравнению (4.4) находится потеря давления теплоносителя, текущего в трубках, ΔP и изменение потери давления

$$\Delta(\Delta P) = \Delta P - \Delta P_{исх}, \quad (4.15)$$

где $\Delta P_{исх}$ – перепад давления теплоносителя в трубках без заглушения их.

При расчёте конденсаторов особенность состоит в том, что п. 3 значение w_1 не определяется, а величина α_1 берётся из расчёта практической работы №1 вне зависимости от того находится целевой теплоноситель в трубках или межтрубном пространстве.

Пункты 4 и 5 предыдущей последовательности действий сохраняются.

В п.6 формула для G_2 принимает вид

$$G_2 = \frac{G_1 r_1}{c_2 (t_{2,к} - t_{2,н})} = f'''(t_{2,к}), \quad (4.16)$$

где r_1 – теплота фазового перехода целевого теплоносителя. Заметим, что если искомой температурой является $t_{2,н}$, то аргументом под знаком f''' в (4.16) должна быть записана эта температура. В п.7 расчётное уравнение примет вид

$$f''[f'''(t_{2,к})] F \Delta t = G_1 r_1, \quad (4.17)$$

где $\Delta t = \frac{t_{2,к} - t_{2,н}}{\ln \frac{t_{1,с} - t_{2,н}}{t_{1,с} - t_{2,к}}}$; $t_{1,с}$ – температура насыщения целевого теплоносителя.

После определения по (4.17) величины $t_{2,к}$ (или же $t_{2,н}$), далее по (4.16) находится G_2 . Затем проверяется правильность расчёта α_2 (см.п.3). Вычисляется ΔQ и если в трубках протекает обеспечивающий теплоноситель, то для него определяется $\Delta(\Delta P)$ по (4.15).

Если объектом рассмотрения является испаритель, то для него справедливо уравнение

$$Q = KF(t_{2,с} - t_{1,с}) = G_1 r_1, \quad (4.18)$$

откуда температура обеспечивающего теплоносителя

$$t_{2,с} = t_{1,с} + G_1 r_1 / (KF). \quad (4.19)$$

Так как для каждой жидкости имеется своя связь температуры и давления насыщения, то используя её, находится искомое давление $P_2 = f(t_{2,с})$.

Содержание отчёта по работе

Отчёт должен содержать: название работы, её цель, исходные данные для расчёта по заданному варианту, сам расчёт в подробном изложении с необходимыми пояснениями, в заключении приводятся численные значения всех искомых величин.

Вопросы для самопроверки

1. Расчёт характеристик многоходового, по трубному пространству теплообменника по рекомендованным выше методике и последовательности не является точным. Объясните – почему?

2. Какие преимущества и недостатки имеет способ ремонта теплообменника путём заглушивания дефектных труб металлическими конусными пробками?

3. Пробки – заглушки труб рекомендуется изготавливать из меди. Чем обусловлены данные рекомендации?

4. Почему заглушивание части трубок в теплообменнике не оказывает существенного влияния на величины коэффициентов теплообмена конденсирующихся паров и испаряющихся жидкостей?

5. Чем обусловлено влияние на коэффициент теплообмена потока однофазного теплоносителя в трубном пространстве уменьшение числа работающих трубок при неизменном расходе теплоносителя?

6. Чем обусловлено влияние на коэффициент теплообмена потока однофазного теплоносителя в трубном пространстве уменьшение числа работающих трубок при неизменных начальной и конечной температурах теплоносителя?

7. Назовите признаки, способы и приемы, которые дают возможность диагностировать нарушение целостности труб теплообменника в процессе его работы.

8. Каким образом и с помощью каких технических средств выявляются трубы, которые необходимо заглушить или заменить в процессе технического обслуживания и ремонта?

Литература

1. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки. Москва. Альфа - М, 2006 - 608 с.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: ООО «ИД Альянс», 2009. – 753 с.
3. Романков П.Г., Павлов К.Ф., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М: ООО «ИД Альянс», 2006 г. – 576 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию. Под ред. Ю.И.Дытнерского. М.: ООО «ИД Альянс», 2008. - 496 с.
5. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчёта химической аппаратуры: Справ. 2-е изд. – М.: Изд. «Альянс», 2013. – 384 с.
6. Основы проектирования химических производств: учебник для вузов/ В.И. Косинцев, ред. А.И. Михайличенко. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2008. – 332 с.
7. Курсовое проектирование по процессам и аппаратам химической технологии. Теплообменные аппараты и ректификационные установки: учеб. пособие/Ю.Я. Печенегов, Р.И. Кузьмина; Саратовский гос. техн. ун-т (Саратов) – Саратов: Из-во «Саратовский источник», 2013 – 110 с.
8. Машины и аппараты химических производств: Примеры и задачи/ Под ред. Соколова В.М. - М.:Машиностроение, 1982. - 384 с.
9. Чернобыльский И.К. Машины и аппараты химических производств.- М.: Машиностроение, 1974с.
10. Шаповалов Ю.Н., Шеин В.С. Машины и аппараты общехимического назначения: Уч. пособие.- Воронеж: Изд-во ВГУ, 1981.-304с.
11. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования и расчета машин и аппаратов нефтеперерабатывающих заводов.- М.: Машиностроение, 1978.-328 с.
12. Сагань И.И., Разладин Ю.С. Борьба с накипеобразованием в теплообменниках. Техника, 1986. - 134 с.
13. Тепловая изоляция/ Под ред. Г.Ф. Кузнецова. Изд. 2е, перер. и доп. –М.: Стройиздат, 1973. – 439 с.
14. Хижняков С.В. Практические расчёты тепловой изоляции. Изд. 3е, перераб. – М.: Энергия, 1976. – 200 с.

