



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИЙ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
В Г. ВОЛГОДОНСКЕ РОСТОВСКОЙ ОБЛАСТИ

(Институт технологий (филиал) ДГТУ в г. Волгодонске)



УТВЕРЖДАЮ

Директор

И.В. Столяр

«26» апреля 2022 г.

Методические указания

по дисциплине

«Основы тепловых расчетов теплообменного оборудования. Использование
современных расчетных программ»

для обучающихся по направлению подготовки

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств

профиль Технология машиностроения

2022 года набора

Волгодонск
2022

Лист согласования

Методические указания по дисциплине «Основы тепловых расчетов теплообменного оборудования. Использование современных расчетных программ» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки (специальности)

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «ТСиИТ» протокол № 9

от «26» апреля 2022 г.

Оглавление

Введение.....	4
Методика расчета.....	5
Теплообменный аппарат типа “Пароподогреватель”.....	7
1. Описание методики на примере теплообменника «Водяной пар – Уксусная кислота».....	7
1.1. Предварительный расчет.....	9
1.2. Проверочный расчет выбранного теплообменника.....	10
1.2.1. Трубное пространство «Водяной пар».....	11
1.2.2. Межтрубное пространство «Уксусная кислота».....	11
1.3. Масса теплообменного оборудования при гидроиспытаниях.....	13
1.4. Гидравлический расчет (трубный пучок).....	14
1.4.1. Горизонтальные теплообменники.....	16
1.4.2. Вертикальные теплообменники.....	16
1.5. Гидравлический расчет (межтрубное пространство).....	18
1.5.1. Горизонтальные теплообменники.....	20
1.5.2. Вертикальные теплообменники.....	22
2. Теплообменный аппарат “Угледороды”.....	23
2.1. Описание методики на примере теплообменника «Газ-Вода».....	23
2.2. Предварительный расчет.....	25
2.3. Проверочный расчет выбранного теплообменника.....	27
2.3.1. Трубное пространство «Вода».....	27
2.3.2. Межтрубное пространство «Угледородный газ».....	28
2.4. Масса теплообменного оборудования при гидроиспытаниях.....	30
2.5. Гидравлический расчет (трубный пучок).....	31
2.5.1. Горизонтальные теплообменники.....	32
2.5.2. Вертикальные теплообменники.....	33
2.6. Гидравлический расчет (межтрубное пространство).....	33
2.6.1. Горизонтальные теплообменники.....	34
2.6.2. Вертикальные теплообменники.....	35
3. Данные о потоках.....	35
4. Расчет и выбор аппаратов.....	37
5. Результат расчета. Список предлагаемых аппаратов.....	37
6. Условное обозначение теплообменного аппарата.....	38
7. Шаблоны отчетов.....	39
7.1. Пример отчета «Опросный лист».....	42
7.2. Пример отчета «Параметры аппарата».....	43

Введение

«НХП Теплообменник» - программа подбора теплообменного оборудования из базы данных Российских производителей, автоматизирует работу технолога на основе собственных методик и рекомендаций заводов производителей, может быть использована в работе начинающему специалисту для реализации сложных проектов. При подборе теплообменного оборудования решается актуальная задача - уменьшение массы теплообменных аппаратов, с одной стороны, и эксплуатационных затрат с другой.

Автоматизированный подбор аппаратов

- Выбор наиболее подходящих типов теплообменных аппаратов;
- Автоматизация выбора за счет использования фильтров, сужающих поиск. Элементы интерфейса программы, позволяющие формировать нужный список с заданными параметрами;



- Получение уточненных данных за счет автоматического выполнения дополнительных расчетов: гидравлический с учетом шероховатости стенок труб, проверочный, расчет массы аппарата, заполненного водой (гидроиспытаниях), определение режимов течения рабочей среды, использование при расчетах индексов противоточности;
- Возможность подбора типа теплообменного оборудования с учетом ограничивающих факторов (стесненные условия монтажа, наличие существующих фундаментов и т.п.);

Автоматический подбор типа теплообменного оборудования на основании климатических условий района строительства.

Типы аппаратов

- Подогреватели;
- Охладители (холодильники);
- Конденсаторы (в разработке);
- Испарители (в разработке).

1. Методика расчета

Из теплообменных аппаратов наиболее распространенными являются поверхностные аппараты рекуперативного типа, т. е. такие, в которых теплопередача от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку происходит непрерывно. При этом один из теплоносителей направляется в кожух и омывает трубки снаружи, другой теплоноситель направляется в трубки и омывает их поверхность изнутри. В трубки направляется наименее загрязненный механическими примесями теплоноситель или теплоноситель, вызывающий наименьшую коррозию материала трубок (кожух легче чистить от отложений чем трубки). Особенности теплового расчета теплообменного аппарата определяются его назначением и конструкцией.

В задачу теплового расчета любого теплообменного аппарата входит определение величины поверхности теплообмена путем совместного решения уравнений теплового баланса и теплопередачи.

В зависимости от технологического назначения теплообменника исходные данные для его расчета должны быть различными.

При расчёте теплообменника основными исходными данными должны быть количества и начальные температуры обоих потоков. При расчёте холодильника (конденсатора-холодильника) должны быть заданы количество, а также начальная и конечная температуры горячего теплоносителя. При расчёте подогревателя (или испарителя, кипятильника) должны быть заданы количество, а также начальная и конечная температуры холодного теплоносителя. При расчете пароподогревателя должны быть заданы начальная и конечная температура холодного потока!!! Кроме перечисленных исходных данных, во всех трех случаях необходимо знать некоторые физические свойства теплоносителей, главным образом это теплоемкость (или энтальпию), теплопроводность, плотность и вязкость.

Расчет и подбор рекуперативного теплообменника сводится к определению необходимой поверхности теплообмена, являющейся определяющим фактором, на основании величины которой далее, из ряда выпускаемых промышленностью аппаратов, подбирается наиболее подходящий по конструкции (длина, диаметр кожуха, расположение трубок в трубном пучке и др.), а также по величине поверхности теплообмена и материальному исполнению (тип стали кожуха и трубного пучка).

Последовательность расчета теплообменного оборудования в программе «Теплообменник» состоит из ниже приведенных этапов:

1. Определение исходных данных – начальные температуры обоих потоков, давления потоков в кожухе и трубном пучке.
2. В рамках данной методики, в трубный пучок подается водяной пар, так как он обладает меньшим загрязнением. Греющий, обычно *насыщенный водяной пар* является наиболее распространенным греющим агентом, единственный, но существенный недостаток которого состоит в необходимости повышать давление при увеличении его температуры. Конденсирующийся пар не загрязняет теплообменные поверхности и обладает высокими значениями коэффициентов теплоотдачи.
3. Задаются физико-химические свойства потока теплоносителей – теплоемкость, теплопроводность, плотность и вязкость. Физико-химические свойства для пара задаются согласно входящей температуры насыщенного водяного пара.
4. Выбирают конечную температуру одного из теплоносителей. Она должна быть принята такой, чтобы обеспечить достаточно высокий средний температурный напор в теплообменнике.
5. Определяется теплосодержание того теплоносителя, конечная температура которого известна. Рассчитывают тепловую нагрузку и затем из уравнения теплового баланса находят конечную температуру второго теплоносителя

6. В зависимости от агрегатного состояния, компонентного состава, коэффициентов теплопроводности теплоносителей и материала стенки трубы рассчитывается ориентировочный коэффициент теплопередачи.
7. Зная начальные и конечные температуры теплоносителей, рассчитывают средний температурный напор в теплообменнике. Определяют предварительную поверхность теплообмена.
8. Далее осуществляется выбор группы теплообменников из типовых, изготавливаемых промышленностью, на основании предварительного расчета поверхности теплообмена.
9. После выбора теплообменников автоматически начинается проверочный расчет, включающий в себя:
 - расчет площадей проходного сечения трубного и межтрубного пространств;
 - расчет линейных скоростей потоков и критериев Рейнольдса, с определением режимов течения теплоносителей (турбулентный или ламинарный);
 - расчет критериев подобия Пекле и Прандтля, необходимых для вычисления коэффициентов теплоотдачи;
 - расчет коэффициента теплопередачи в выбранном теплообменнике;
 - расчет минимально необходимой площади поверхности теплообмена с учетом, вычисленного в проверочном расчете, коэффициента теплопередачи;
 - по разнице между площадью поверхности труб, выбранного теплообменника, и минимально необходимой площадью поверхности теплообмена определяется коэффициент запаса поверхности;
 - если коэффициент запаса оказывается меньше 20 % или больше 100 % программа выбирает другой теплообменник с меньшей или большей поверхностью труб, соответственно, и повторяет проверочный расчет до тех пор, пока теплообменник не будет соответствовать условию $20 \% < F < 100 \%$.
10. Рассчитываются потери давления потока в трубном и межтрубном пространствах аппарата. В данном расчете учитываются: режимы течения теплоносителей, количество ходов, расположение аппарата (горизонтальный или вертикальный), расположение штуцеров относительно оси аппарата (верхний, нижний или осевой) и относительно движения потоков (входной или выходной).
11. Рассчитывается масса аппарата, заполненного водой. Результаты данного расчета могут быть использованы для определения нагрузки на опоры и фундамент.

В итоге пользователь получает перечень аппаратов способных решить поставленную технологическую задачу. Выбрав интересующий аппарат, пользователь получает полную информацию о его конструктивных особенностях (диаметр кожуха, диаметр трубок, длина, масса, поверхность теплообмена). Кроме того, программой предусмотрено автоматическое заполнение опросного листа по итогам расчета.

Подробное описание методики расчета, с рассмотренным примером, представлена ниже.

Глава 1. Теплообменный аппарат типа

“Пароподогреватель”

Описание используемой методики на примере теплообменника

«Водяной пар-Уксусная кислота»

Таблица 1 – Исходные технологические параметры

Показатель	Обозначение	Размерность	Значение	Примечание
Поток №2				
Наименование потока №1	-	-	Уксусная кислота	Состав
				СН4О2 (50%)
Агрегатное состояние	-	-	-	Жидкость
Номинальный массовый расход	G2	Кг /ч	30 000	-
Температура потока №1 на входе в ТО	T2вх	К	283	-
Температура потока №1 на выходе из ТО	T2вых	К	343	-
Давление	P2	М па	0.15	-
Поток №1				
Наименование потока №2	-	-	Водяной пар (насыщенный)	-
Агрегатное состояние	-	-	-	Газ
Температура потока № 2 на входе в ТО	T1вх	К	431,1	-
Температура потока № 2 на выходе из ТО	T1вых	К	431,1	-
Массовый расход	G1	Кг /ч	-	рассчитывается

Давление	P1	М па	0,6	-
----------	----	---------	-----	---

1) Вычисляем среднюю движущую силу процесса нагревания:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}$$

$$\Delta t_B = t_{1к} - t_{2н} = 158,1 - 10 = 148,1^0 C$$

$$\Delta t_M = t_{1н} - t_{2к} = 158,1 - 70 = 88,1^0 C$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} = \frac{148,1 - 88,1}{\ln \frac{148,1}{88,1}} = 115,5^0 C$$

2) Средняя температура потока № 2:

$$t_{2CP} = t_{2с} - \Delta t_{cp} = 158,1 - 115,5 = 42,6^0 C$$

Далее пользователь вводит химико-физические параметры потоков при средних температурах (T_{1cp} и T_{2cp}).

Таблица 2 – Исходные физико-химические параметры (при средних температурах) из справочной литературы, лабораторных данных или ПО

Показатель	Обозначение	Размерность	Значение	Примечание
Поток № 1				
Плотность потока № 1	ρ_1	кг/м ³	3,104	При температуре конденсации 158,1°С и 0,6 МПа
Вязкость потока № 1	ν_1	сСт	4,48	
Теплоемкость потока № 1	$Cp2$	Дж/кг*К	2095*10 ³	
Теплопроводность потока № 1	λ_1	Вт/м*К = Дж/м*с*К	0,02895	
Коэффициент термического загрязнения стенки для потока № 1	$q1$	м ² *ч*град/кДж	0,000472	
Термическое сопротивление стенки с внутренней стороны труб	$r1$	м ² *К/Вт	0,00017	
Толщина теплового пограничного слоя	$\sigma 1$	м	0,0003	В трубном пучке
Поток № 2				
Плотность потока № 2	ρ_2	кг/м ³	1040	При 42,6°С и 1,5 МПа
Вязкость потока № 2	ν_2	сСт	1,25	
Теплоемкость потока №2	$Cp2$	Дж/кг*К	2095	
Теплопроводность потока № 2	λ_2	Вт/м*К = Дж/м*с*К	0,18	
Коэффициент термического загрязнения стенки для потока № 2	$q2$	м ² *ч*град/кДж	0,000472	

Термическое сопротивление стенки с наружной стороны труб	r_2	$\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	0,00017	
Толщина теплового пограничного слоя	σ_2	м	0,0002	В кожухе
Теплопередающая стенка				
Углеродистая сталь	$r_{ст}$	$\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}/\text{Дж}$	0,000043	

1.1. Предварительный расчет

1) Расход потока № 2 с учетом запаса 20 %:

$$G_2 = G \times 1,2 = 30000 \times 1,2 = 36000 \text{ кг/ч}$$

2) Ориентировочный коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + r_1 + r_{ст} + r_2 + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{0,0002}{0,18} + 0,00017 + 0,000043 + 0,00017 + \frac{0,0003}{0,02986}} = 86,6 \text{ Дж/м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}$$

1); где δ_1 – условная толщина теплового пограничного слоя с внутренней стороны труб, м (таблица

2 или 3); r_1 – термическое сопротивление загрязнений с внутренней стороны труб, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (таблица

$r_{ст}$ – термическое сопротивление стенки трубы, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (таблица 2);

2 или 3); r_2 – термическое сопротивление загрязнений с наружной стороны труб, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (таблица

δ_2 – условная толщина теплового пограничного слоя с наружной стороны труб, м (таблица 1). Также пользователь может ввести этот параметр вручную.

3) Передаваемое количество тепла потоком № 1:

$$Q_2 = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2н}) = 36000 \cdot 2095 \cdot (70 - 10) = 452500000 \text{ Дж/ч}$$

Количество тепла Q_1 , передаваемого потоком № 1, равно количеству тепла Q_2 , принимаемого потоком № 2, т.е. $Q_1 = Q_2$ следовательно требуемый

4) расход потока № 1 получится из следующего равенства:

$$G_1 = \frac{Q_1}{C_{p1}} = \frac{4525200000}{2095 \times 10^3} = 2160 \text{ кг/ч}$$

5) Ориентировочная поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q_1}{K \times \Delta T_{cp} \times 3600}$$

$$F = \frac{4525200000}{86,6 \times 115,5 \times 3600} = 125,6 \text{ м}^2$$

Из типовых, изготавливаемых промышленностью аппаратов, программа по значению величины F поверхности теплообмена отбирает наиболее подходящий аппарат, с запасом в большую сторону, и начинает проверочный расчет.

Показатели выбранного теплообменника, необходимые для проверочного расчета приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Параметры теплообменника, принятого к рассмотрению, для примера

Показатель из каталога аппаратов	Обозначение	размерность	Значение
Поверхность теплообмена	S	м ²	139
Диаметр кожуха теплообменника	D	мм	800
Наружный диаметр теплообменных труб	d _н	мм	25
Длина теплообменных труб	l	мм	4000
Площадь проходного сечения по трубам	S _{тр}	м ²	– (ТУ)
Площадь проходного сечения по межтрубному пространству	S _{мт}	м ²	– (ТУ)
Внутренний диаметр труб	d _{вн}	мм	– (ТУ)
Толщина стенки трубы	δ	мм	2
Теплопроводность стенки трубы	λ	Дж/м*К*с	604,8
Количество ходов по трубам	n	шт	2

1.2. Проверочный расчет выбранного теплообменника

1) Необходимое количество трубок теплообменника

$$N = \frac{S}{d_n \times \pi \times l} = \frac{139}{25/1000 \times 3,14 \times 4} = 442$$

2) Внутренний диаметр трубок:

$$d_{вн} = d_n - 2 \times \delta = 25 - 2 \times 2 = 21$$

3) Площадь проходного сечения по трубам:

$$S_{тр} = \frac{N \times \pi \times \left(\frac{d_{вн}}{1000}\right)^2}{4} = \frac{442 \times 3,14 \times \left(\frac{21}{1000}\right)^2}{4} = 0,076506885 \text{ м}^2$$

4) Площадь проходного сечения по межтрубному пространству:

$$S_{\text{пт}} = \frac{\pi \times \left[\left(\frac{D}{1000} \right)^2 - N \times \left(\frac{d}{1000} \right)^2 \right]}{8} = \frac{3,14 \times \left[\left(\frac{800}{1000} \right)^2 - 442 \times \left(\frac{25}{1000} \right)^2 \right]}{8} = 0,142771875 \text{ м}^2$$

1.2.1. Трубное пространство – «Водяной пар»

5) Линейная скорость потока № 1

$$\omega_1 = \frac{G_1}{3600 \times \rho_1 \times S_{\text{пт}}} = \frac{2160}{3600 \times 3,104 \times 0,076506885} = 2,52 \text{ м/с}$$

6) Критерий Рейнольдса для потока № 2:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \times d_{\text{вн}} \times 1000}{\nu_1}$$

$$Re_1 = \frac{2,52 \times 21 \times 1000}{4,48} = 11812$$

7) Коэффициент теплоотдачи от потока № 1 к стенке:

$$\alpha_1 = A \times \varepsilon \times \lambda \times \sqrt[3]{\frac{\rho_1 \times L \times n}{\nu_1 \times G}}$$

Где $A = 3,78$ и $\varepsilon = 1$, L – длина трубы. Для вертикальных труб

$A = 2,02$, $\varepsilon = 0,7$ при $n \leq 100$ и $\varepsilon = 0,6$ при $n \geq 100$, $L = d_{\text{н}}$ Для горизонтальных труб.

λ – коэффициент теплопроводности

ρ – плотность конденсата

ν_1 – кинематическая вязкость при средней температуре конденсата

G – расход конденсата, равный расходу

пара. n – число труб в теплообменнике

$$\alpha_1 = 2,02 \times 0,6 \times 0,02986 \times \sqrt[3]{\frac{3,104 \times 25 \times 442}{\dots}} = 84,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

1.2.2 Межтрубное пространство – «Уксусная кислота»

Линейная скорость в межтрубном пространстве (для потока № 2):

$$\omega_2 = \frac{G_2}{3600 \times \rho_2 \times S_{\text{пт}}} = \frac{36000}{3600 \times 1040 \times 0,142771875} = 0,007 \text{ м/с}$$

8) Эквивалентный диаметр:

$$\nu_{\text{экв}} = \frac{D^2 - N \times d_k^2}{(D + N d_k) \times 1000} = \frac{800^2 - 442 \times 25^2}{(800 + 442 \times 25) \times 1000} = 0,030696 \text{ м}^2/\text{с}$$

9) Критерий Рейнольдса для потока № 2:

$$R = \omega_2 \times D_{\text{ЭКВ}} = 0,067 \times 0,030696 \times 1000000 = 1645,30$$

10) Критерий Прандтля для потока № 2:

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \times d_2 \times \rho_2}{\lambda_2}$$

$$Pr_2 = \frac{2095 \times 1,25 \times 10^{-6} \times 1040}{0,18} = 15,13$$

11) Коэффициент теплоотдачи от потока № 2 к стенке для Re в диапазоне до 10000 (ламинарный режим):

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \times d_2 \times \rho_2}{\lambda_2}$$

$$Pr_2 = \frac{2095 \times 1,25 \times 10^{-6} \times 1040}{0,18} = 15,13$$

12) Коэффициент теплоотдачи от потока № 2 к стенке для Re более 10000 (турбулентный режим):

$$\alpha_{2\tau} = 1,72 \times \frac{\lambda \times 3600}{d_{\tau}} \times (Re)^{-0,25}$$

$$= 1,72 \times \frac{0,18 \times 36}{25} = 0,408$$

13) Коэффициент теплопередачи:

При расчете коэффициента теплопередачи в формулу подставляются соответствующие коэффициенты теплоотдачи α в зависимости от значений критериев Рейнольдса (ламинарный или турбулентный режим движения).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{84} + 0,000472 + \frac{1}{925}} = 72,49 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

15) Принимаем индекс противоточности из таблицы 4 в зависимости от числа ходов по трубам в выбранном для проверочного расчета аппарате.

16) Необходимая поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q_1}{3600 \times K \times T_{cp}} = \frac{4525200000}{3600 \times 72,49 \times 115,5} = 141 \text{ м}^2$$

17) Запас поверхности теплообмена составляет:

$$\text{Запас} = \frac{S - F_n}{F_n} = \frac{(125 - 141)}{141} \times 100 = -11.34\%$$

Запас поверхности теплообмена не соответствует условию $20\% < F < 100\%$. Программа выбирает новый аппарат и повторяет расчет.

1.3. Масса теплообменного оборудования при гидроиспытаниях

1) Площадь проходного сечения по трубам рассчитывается в проверочном расчете и составляет:

$$S_{\text{тр}} = 0,076506885 \text{ м}^2$$

2) Площадь проходного сечения по межтрубному пространству рассчитывается в проверочном расчете и составляет:

$$S_{\text{мт}} = 0,142771875 \text{ м}^2$$

3) Объем цилиндрической части ТО без стенок труб:

$$V_{\text{ц}} = \frac{L_{\text{тр}}}{1000} \times (S_{\text{тр}} + S_{\text{мт}}) = \frac{4000}{1000} \times (0,076506885 + 0,142771875) = 0,87711504 \text{ м}^3$$

4) Объем обечаек ТО рассматривается как объем сферы, диаметром которой является разность длин ТО и трубок:

$$V_{\text{обечаяк}} = \frac{\pi \times \left(\frac{L_{\text{то}}}{1000} - \frac{L_{\text{тр}}}{1000} \right)^3}{12} = \frac{3.14 \times \left(\frac{4700}{1000} - \frac{4000}{1000} \right)^3}{12} = 0,08975 \text{ м}^3$$

5) Общий объем ГО без стенок труб:

$$V_{об} = V_{ц} + V_{обечаяек} = 0,87711504 + 0,08975 = 0,96686504 \text{ м}^3$$

1.4. Гидравлический расчет (трубный пучок)

Суммарный перепад давления в трубном пучке $\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{ст}$

Где $\Delta P_{тр}$ – потеря напора в трубном пучке;

$\Delta P_{ст}$ – потеря давления за счет разности высот.

Потеря напора в трубном пучке;

$$\Delta P_{тр} = \left[\lambda \times \frac{n \times L_{тр} \times 1000}{d_{вн}} + 2 \times n + 2,5 \times (n - 1) \right] \times \frac{\rho \times \omega_2^2}{2};$$

λ

Где – коэфф. гидравлического сопротивления;

$L_{тр}$ – длина труб, мм;

n – количество ходов;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, мм;

ω – линейная скорость потока, м/с (рассчитана ранее);

$\rho_{ж}$ – плотность потока при средней температуре кг/м^3 .

Для режима движения потока со слабо развитой турбулентностью ($Re < 1000d_{вн}$) безразмерный коэффициент λ принимать по зависимости Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}};$$

Признаком, определяющим режим с сильно развитой турбулентностью потока, является условие $Re > 1000d_{вн}$, тогда безразмерный коэффициент λ принимать по зависимости проф. П. Л. Давидсона:

$$\lambda = \frac{0,063}{d_{вн}^{0,25}};$$

В нашем случае используя зависимость Блазиуса имеем:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}};$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{11812^{0,2}} = 0,03034$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left[\lambda \times \frac{n \times L_{\text{тр}} \times 1000}{d_{\text{вн}}} + 2 \times n + 2,5 \times (n - 1) \right] \times \frac{\rho \times \omega_2^2}{2} =$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = [0,03034 \times \frac{2 \times 4 \times 1000}{21} + 2 \times 2 + 2,5 * (2 - 1)] \times \frac{3,104 \times 1,33^2}{2} = 55,08 \text{ Па}$$

1.4.1. Горизонтальные теплообменники

1) Потеря давления в трубах за счет разности высот для горизонтальных теплообменников с $n > 1$:

$$\Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 9,81 \times \frac{D}{1000} \times 3,104 = 9,81 \times \frac{800}{1000} \times 3,104 = 24,360192 \text{ Па}$$

2) Потеря давления в трубах за счет разности высот для горизонтальных теплообменников $n = 1$ *:

$$\Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 9,81 \times 0 \times \rho = 9,81 \times 0 \times 3,104 = 0 \text{ Па}$$

3) Суммарный перепад давления в трубном пучке в горизонтальных теплообменниках:

- при подачи потока через верхний штуцер (двухходовой $n > 1$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} - \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1}$$

$$\Delta P = 55,08 - 24,360192 = 30,7237 \text{ Па}$$

- при подачи потока через нижний штуцер (двухходовой $n > 1$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1}$$

$$\Delta P = 55,08 + 24,360192 = 79,440 \text{ Па}$$

- одноходовой теплообменник $n = 1$ * (штуцера расположены на одной высотной отметке):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1}$$

$$\Delta P = 55,08 + 0 = 55,08 \text{ Па}$$

1.4.2. Вертикальные теплообменники

1) Потеря давления в трубах:

- Потеря давления в трубах за счет разности высот для вертикальных теплообменников с $n = 1$ *:

$$L_{\text{то}} \quad \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 9,81 \times \frac{L_{\text{то}}}{\text{Где}} \times \rho = 9,81 \times \frac{4700}{\text{длина}} \times 3,104 = 143,116128 \text{ Па}$$

— теплообменника

1000¹

1000

- Потеря давления в трубах за счет разности высот для вертикальных теплообменников $n>1$:

$$\Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 9,81 \times 0 \times \rho = 9,81 \times 0 \times 3,104 = 0 \text{ Па}$$

2) Суммарный перепад давления в трубном пучке в вертикальных теплообменниках:

- при подачи потока через верхний штуцер (одноходовой $n=1^*$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} - \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 55,08 - 143,116128 = -88,036128 \text{ Па}$$

- при подачи потока через нижний штуцер (одноходовой $n=1^*$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 55,08 + 143,116128 = 198,196128 \text{ Па}$$

- многоходовой теплообменник $n>1$ (двухходовой) (штуцера расположены на одной высотной отметке):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 55,08 + 0 = 55,08 \text{ Па}$$

1.5. Гидравлический расчет (межтрубное пространство)

1) Перепад давления в межтрубном пространстве:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \Delta P_{\text{ст.мт}}$$

Где $\Delta P_{\text{мт}}$ – потеря напора в межтрубном пространстве;

$\Delta P_{\text{ст}}$ – потеря давления за счет разности высот.

2) Потеря напора в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{\text{мт}} = \left[\frac{3 \times m \times (1 + k)}{Re_1^{0,2}} + 1,5 \times k \right] \times \frac{\rho_1 \times \omega_1^2}{2}$$

k

Где – число поперечных перегородок;

ω

–линейная скорость потока, м/с (рассчитана ранее);

ρ – плотность потока при средней температуре кг/м^3 .

m – число рядов труб в пучке.

$$m = \sqrt{\frac{n}{3}} = \sqrt{\frac{442}{3}} = 12,13 = 13 - \text{с округлением в большую сторону}$$

n – число трубок в теплообменнике.

Тогда потеря напора в межтрубном пространстве составит (для горизонтальных и вертикальных теплообменников):

$$\Delta P_{\text{мт}} = \left[\frac{3 \times m \times (1 + k)}{Re_1^{0,2}} + 1,5 \times k \right] \times \frac{\rho_1 \times \omega_1^2}{2}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{мт}} &= \left[\frac{3 \times 13 \times (1 + 22)}{1757^{0,2}} + 1,5 \times 22 \right] \times \\ &\quad \frac{1040 \times 0,13^2}{2} = 2059,005 \text{ Па} \end{aligned}$$

1.5.1. Горизонтальные теплообменники

- 1) Потеря давления в межтрубном пространстве за счет разности высот для горизонтальных теплообменников:

$$\Delta P_{\text{ст.мт}} = 9,81 \times \frac{D}{1000} \times \rho_{\text{мт}}$$

$$\Delta P_{\text{ст.мт}} = 9,81 \times \frac{800}{1000}$$

$$\times 1040 = 8161,92 \text{ Па}$$

- 2) Перепад давления в межтрубном пространстве в горизонтальных теплообменниках:

- при подаче потока через верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} - \Delta P_{\text{ст.мт}} = 2059,005 - 8161,92 = -6102,915 \text{ Па}$$

- при подаче потока через нижний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \Delta P_{\text{ст.мт}} = 2059,005 + 8161,92 = 10220,925 \text{ Па}$$

- 3) для теплообменников с осевым расположением штуцера ввода (вывода) продукта, движущегося по межтрубному пространству:

- при подаче в этот штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \frac{\Delta P_{\text{ст.мт}}}{2} = 2059,005 + \frac{8161,92}{2} = 6139,965 \text{ Па}$$

- при подаче в верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} - \frac{\Delta P_{\text{ст.мт}}}{2} = 2059,005 - \frac{8161,92}{2} = -2021,955 \text{ Па}$$

1.5.2. Горизонтальные теплообменники

- 4) Потеря давления в межтрубном пространстве за счет разности высот для горизонтальных теплообменников:

$$\Delta P_{\text{ст.мт}} = 9,81 \times \frac{D}{1000} \times \rho_{\text{мт}}$$

$$\Delta P_{\text{ст.мт}} = 9,81 \times \frac{800}{1000} \\ \times 1040 = 8161,92 \text{ Па}$$

5) Перепад давления в межтрубном пространстве в горизонтальных теплообменниках:

- при подаче потока через верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{MT}} - \Delta P_{\text{СТ.МТ}} = 2059,005 - 8161,92 = -6102,915 \text{ Па}$$

- при подаче потока через нижний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{MT}} + \Delta P_{\text{СТ.МТ}} = 2059,005 + 8161,92 = 10220,925 \text{ Па}$$

6) для теплообменников с осевым расположением штуцера ввода (вывода) продукта, движущегося по межтрубному пространству:

- при подаче в этот штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{MT}} + \frac{\Delta P_{\text{СТ.МТ}}}{2} = 2059,005 + \frac{8161,92}{2} = 6139,965 \text{ Па}$$

- при подаче в верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{MT}} - \frac{\Delta P_{\text{СТ.МТ}}}{2} = 2059,005 - \frac{8161,92}{2} = -2021,955 \text{ Па}$$

1.5.3. Вертикальные теплообменники

1) Потеря давления в межтрубном пространстве за счет разности высот для вертикальных теплообменников:

$$\Delta P_{\text{СТ.МТ}} = 9,81 \times L_{\text{ТР}} \times \rho_{\text{MT}} = 9,81 \times 4 \times 1040 = 40809,6$$

2) Суммарный перепад давления в межтрубном пространстве в вертикальных теплообменниках:

- при подачи потока через верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{MT}} - \Delta P_{\text{СТ.МТ}} = 2059,005 - 40809,6 = -38750,595 = -38,7 \text{ кПа}$$

- при подачи потока через нижний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{MT}} + \Delta P_{\text{СТ.МТ}} = 2059,005 + 40809,6 = 42868,605 = 42,8 \text{ кПа}$$

Глава 2. Теплообменный аппарат «Углеводороды»

2.1 Описание используемой методики на примере теплообменника «Газ–Вода»

Таблица 1 – Исходные технологические параметры

Показатель	Обозначение	Размерность	Значение	Примечание	
Поток № 1					
Наименование потока № 1	–	–	Углеводородный газ	Состав:	
				Метан	0,9001
				Этан	0,0900
				Пропан	0,0090
				н-Бутан	0,0009
Агрегатное состояние	–	–	Газ	–	
Номинальный массовый расход	G_1	кг/ч	7777	–	
Температура потока № 1 на входе в ТО	$T_{1вх}$	К	373	–	
Температура потока № 1 на выходе из ТО	$T_{1вых}$	К	333	–	
Давление	P_1	МПа (изб.)	0,8	–	
Поток № 2					
Наименование потока № 2	–	–	Вода	Состав:	
				Вода	1,0
Агрегатное состояние	–	–	Жидкость	–	
Температура потока № 2 на входе в ТО	$T_{2вх}$	К	278	–	
Температура потока № 2 на выходе из ТО	$T_{2вых}$	К	308	–	
Массовый расход	G_2	кг/ч	–	рассчитывается	
Давление	P_2	МПа (изб.)	0,6	–	

3) Средняя температура потока № 1:

$$T_{1cp} = \frac{T_{1вх} - T_{1вых}}{\ln \frac{T_{1вх}}{T_{1вых}}} = \frac{373 - 333}{\ln \frac{373}{333}} = 353 \text{ K} = 80 \text{ }^\circ\text{C};$$

4) Средняя температура потока № 2:

$$T_{2cp} = \frac{T_{2вх} - T_{2вых}}{\ln \frac{T_{2вх}}{T_{2вых}}} = \frac{278 - 308}{\ln \frac{278}{308}} = 293 \text{ K} = 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

Далее пользователь вводит химико-физические параметры потоков при средних температурах (T_{1cp} и T_{2cp}).

Таблица 2 – Исходные физико-химические параметры (при средних температурах) исправочной литературы, лабораторных данных или ПО

Показатель	Обозначение	Размерность	Значение	Примечание
Поток № 1				
Плотность потока № 1	ρ_1	кг/м ³	7,595	При р.у 80 °С и 1,3 МПа
Вязкость потока № 1	ν_1	сСт	1,733	
Теплоемкость потока № 1	$Cp2$	Дж/кг*К	2402	
Теплопроводность потока № 1	λ_1	Вт/м*К = Дж/м*с*К	0,04199	
Коэффициент термического загрязнения стенки для потока № 1	$q1$	м ² *ч*град/кДж	0,000078	
Термическое сопротивление стенки внутренней стороны труб	$r1$	м ² *К/Вт	0.00008	
Толщина теплового пограничного слоя	$\sigma 1$	м	0,0002	В кожухе
Поток № 2				
Плотность потока № 2	ρ_2	кг/м ³	1022	При р.у 20 °С и 0,8 МПа
Вязкость потока № 2	ν_2	сСт	1,468	
Теплоемкость потока № 2	$Cp2$	Дж/кг*К	4321	
Теплопроводность потока № 2	λ_2	Вт/м*К = Дж/м*с*К	0,5780	
Коэффициент термического загрязнения стенки для потока № 2	$q2$	м ² *ч*град/кДж	0,000222	
Термическое сопротивление стенки наружной стороны	$r2$	м ² *К/Вт	0,0005	

труб				
Толщина теплового пограничного слоя	δ_2	м	0,0003	В трубном пучке
Теплопередающая стенка				
Углеродистая сталь	$r_{ст}$	м ² *с*град/Дж	0,00006	

2.2 Предварительный расчет

б) Расход потока № 1 с учетом запаса 20 %:

$$G_1 = G \cdot 1,2 = 7777 \cdot 1,2 = 9332,4 \text{ кг/ч.}$$

7) Ориентировочный коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + r_1 + r_{ст} + r_2 + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{0,0002}{0,04199} + 0,00008 + 0,00006 + 0,0005 + \frac{0,0003}{0,6034}} =$$

$$= 169,49 \text{ Дж/м}^2 \times \text{с} \times \text{К}$$

1);
где δ_1 – условная толщина теплового пограничного слоя с внутренней стороны труб, м (таблица

r_1 – термическое сопротивление загрязнений с внутренней стороны труб, м²*К/Вт (таблица 2 или 3);

$r_{ст}$ – термическое сопротивление стенки трубы, м²*К/Вт (таблица 2);

2 или 3);

1).
 r_2 – термическое сопротивление загрязнений с наружной стороны труб, м²*К/Вт (таблица

– условная толщина теплового пограничного слоя с наружной стороны труб, м (таблица
Также пользователь может ввести этот параметр вручную.

8) Передаваемое количество тепла потоком № 1:

$$Q_1 = G_1 \times c_{p1} \times (T_{1ввх} - T_{1вх}) = 9332,4 \times 2402 \times (373 - 333) = 896656992 \frac{\text{Дж}}{\text{ч}}$$

Количество тепла Q_1 , передаваемого потоком № 1, равно количеству тепла Q_2 , принимаемого потоком
 $Q_1 = Q_2$

№ 2, т.е следовательно требуемый

9) расход потока № 2 получится из следующего равенства:

$$G_2 = \frac{Q_1}{c_{p2} \times (T_{2вх} - T_{2ввх})} = \frac{896656992}{4314 \times (308 - 278)} = 6928,27 \text{ кг/ч.}$$

При известном расходе можно найти одну из неизвестных температур

$$T_{2ввх} = \frac{Q_1}{G_2 \times c_{p2}} + T_{2вх} = \frac{896656992}{6928,27 \times 4314} + 278 = 308 \text{ К;}$$

$$T_{2вх} = T_{2ввх} - \frac{Q_1}{G_2 \times c_{p2}} = 308 - \frac{896656992}{6928,27 \times 4314} = 278 \text{ К}$$

10) Максимальная разность температур:

$$\Delta T_{\text{макс}} = (T_{1ввх} - T_{2вх}) = 373 - 308 = 65 \text{ °C}$$

11) Минимальная разность температур:

$$\Delta T_{\text{мин}} = (T_{1вх} - T_{2ввх}) = 333 - 278 = 55 \text{ °C}$$

12) Средняя разность температур:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\text{макс}} - \Delta T_{\text{мин}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{макс}}}{\Delta T_{\text{мин}}}} = \frac{65 - 55}{\ln \frac{65}{55}} = 59,86 \text{ К}$$

газ 373 К 333 К

вода 308 К 278 К

$$\Delta T_{\text{мин}} = 65 \text{ К}$$

$$\Delta T_{\text{макс}} = 55 \text{ К}$$

13) Ориентировочная поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q_1}{1000 \cdot K \cdot \Delta T_{\text{cp}}} = \frac{896656992}{1000 \cdot 169,49 \cdot 59,86} = 88,38 \text{ м}^2$$

Из типовых, изготавливаемых промышленностью аппаратов, программа по значению величины F поверхности теплообмена отбирает наиболее подходящий аппарат, с запасом в большую сторону, и начинает проверочный расчет.

Показатели выбранного теплообменника, необходимые для проверочного расчета приведены в

таблице 3.

Таблица 3 – Параметры теплообменника, принятого к рассмотрению, для примера

Показатель из каталога аппаратов	Обозначение	размерность	Значение
Поверхность теплообмена	S	м ²	102,56
Диаметр кожуха теплообменника	D	мм	700
Наружный диаметр теплообменных труб	D _н	мм	20
Длина теплообменных труб	L	мм	3000
Площадь проходного сечения по трубам	S _{тр}	м ²	– (ТУ)
Площадь проходного сечения по межтрубному пространству	S _{мт}	м ²	– (ТУ)
Внутренний диаметр труб	D _{вн}	мм	– (ТУ)
Толщина стенки трубы	Δ	мм	2,5
Теплопроводность стенки трубы	Λ	Дж/м*К*с	604,8
Количество ходов по трубам	N	шт	2

2.3 Проверочный расчет выбранного теплообменника

18) Необходимое количество трубок теплообменника

$$N = \frac{S}{d_n \times l \times \pi} = \frac{102,56}{\frac{20}{1000} \times \frac{3000}{1000} \times 3,14} = 544 \text{ шт}$$

19) Внутренний диаметр трубок:

$$d_{вн} = d_n - 2 \times \delta = 20 - 2 \times 2,5 = 15 \text{ мм};$$

20) Площадь проходного сечения по трубам:

$$S_{тр} = \frac{N \times \pi \times ((d_{вн}/1000)^2)}{4 \times n} = \frac{544 \times 3,14 \times (15/1000)^2}{4 \times 2} = 0,048042 \text{ м}^2;$$

21) Площадь проходного сечения по межтрубному пространству:

$$S_{мт} = \frac{\pi \times [(\frac{D}{1000})^2 - N \times (\frac{d_n}{1000})^2]}{8} = \frac{3,14 \times [(\frac{700}{1000})^2 - 544 \times (\frac{20}{1000})^2]}{8} = 0,106917 \text{ м}^2;$$

2.3.1 Трубное пространство – «Вода»

22) Линейная скорость потока № 2

$$\omega_2 = \frac{G_2}{3600 \times \rho_2 \times S_{тр}} = \frac{6928,27}{3600 \times 1011 \times 0,048042} = 0,0396 \text{ м/с}$$

23) Критерий Рейнольдса для потока № 2:

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \times d_{вн}}{v_2} = \frac{\omega_2 \times d_{вн} \times 1000}{v_2} = \frac{0,0396 \times 15 \times 1000}{0,9906} = 599,9888$$

Если критерий Рейнольдса ниже 2300 – режим течения ламинарный, если больше 2300 – турбулентный. Программа должна учитывать это и выбирать методику расчета коэффициента теплоотдачи α в зависимости от режима течения, и при расчете фактического коэффициента теплообмена.

24) Критерий Пекле для потока № 2:

$$Pe_2 = \frac{\omega_2 \times d_{вн}/1000 \times \rho_2 \times c_{p2}}{\lambda_2} = \frac{0,0396 \times 15/1000 \times 1011 \times 4314}{0,6034} = 4296$$

25) Критерий Прандля для потока № 1:

$$Pr_2 = \frac{v_2 \times \rho_2 \times c_{p2}}{\lambda_2} = \frac{0,9906/1000000 \times 1011 \times 4314}{0,6034} = 7,16$$

26) Коэффициент теплоотдачи от потока № 2 к стенке для ламинарного режима:

$$\begin{aligned} \alpha_{2л} &= 1,61 \times \frac{\lambda_2 \times 3600}{d_{вн}} \times \sqrt[3]{Pe_2 \times \frac{d_{вн}}{l}} = 1,61 \times \frac{0,6034 \times 3600}{15} \times \sqrt[3]{4296 \times \frac{15}{3000}} = \\ &= 648,12 \frac{\text{Дж}}{\text{м} \times \text{К} \times \text{ч}}; \end{aligned}$$

27) Коэффициент теплоотдачи от потока № 2 к стенке для турбулентного режима:

$$\begin{aligned} \alpha_{2т} &= 0,008 \times \frac{\lambda_2 \times 3600}{d_{вн}} \times Re_2^{0,9} \times Pr_2^{0,43} = 0,008 \times \frac{0,6034 \times 3600}{15} \times 600^{0,9} \times 7,16^{0,43} = \\ &= 854,78 \frac{\text{Дж}}{\text{м} \times \text{К} \times \text{ч}}; \end{aligned}$$

2.3.2 Межтрубное пространство – «Углеводородный газ»

28) Линейная скорость в межтрубном пространстве (для потока № 1):

$$\omega_1 = \frac{G_1}{3600 \times \rho_1 \times S_m} = \frac{9332,4}{3600 \times 7,595 \times 0,106917} = 3,19 \text{ м/с};$$

29) Эквивалентный диаметр:

$$D_{экр} = \frac{D^2 - N \times d_n^2}{(D + N d_n) \times 1000} = \frac{700^2 - 544 \times 20^2}{(700 + 544 \times 20) \times 1000} = 0,0235 \text{ м};$$

30) Критерий Рейнольдса для потока № 1:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \times D_{\text{экв}}}{v_1} = \frac{3,19 \times 0,0235 \times 1000000}{1,733} \approx 43332,75$$

31) Критерий Прандтля для потока № 1:

$$Pr_1 = \frac{v_1 \times \rho_1 \times c_{p1}}{\lambda_1} = \frac{1,733/1000000 \times 7,595 \times 2402}{0,04199} \approx 0,753;$$

32) Коэффициент теплоотдачи от потока № 2 к стенке для Re в диапазоне до 10000 (ламинарный режим):

$$\begin{aligned} \alpha_{1л} &= 0,17 \times \frac{\lambda_1 \times 3600}{d_H} \times Re_1^{0,6} \times Pr_1^{1/3} = 0,17 \times \frac{0,04199 \times 3600}{20} \times 43332,75^{0,6} \times 0,753^{1/3} \\ &= 707,76 \frac{\text{Дж}}{\text{м} \times \text{К} \times \text{ч}}; \end{aligned}$$

33) Коэффициент теплоотдачи от потока № 2 к стенке для Re более 10000 (турбулентный режим):

$$\begin{aligned} \alpha_{1т} &= 1,72 \times \frac{\lambda_1 \times 3600}{d_H} \times (D_{\text{экв}} \times Re_1)^{0,6} \times Pr_1^{1/3} \\ &= 1,72 \times \frac{0,04199 \times 3600}{20} \times (0,0235 \times 43332,75)^{0,6} \times 0,753^{1/3} \\ &= 754,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}; \end{aligned}$$

34) Коэффициент теплопередачи:

При расчете коэффициента теплопередачи в формулу подставляются соответствующие коэффициенты теплоотдачи α в зависимости от значений критериев Рейнольдса (ламинарный или турбулентный режим движения).

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + q_1 + \frac{\delta}{1000 \times \lambda} + q_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{754,83} + 0,000222 + \frac{2,5}{1000 \times 604,8} + 0,000078 + \frac{1}{648,12}} = \\ &= 315,27 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}} \end{aligned}$$

35) Принимаем индекс противоточности из таблицы 4 в зависимости от числа ходов по трубам в выбранном для проверочного расчета аппарате.

36) Разность температур потоков № 1 и № 2:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{1\text{вх}} - t_{1\text{вых}} = 373 - 333 = 40 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{2\text{вых}} - t_{2\text{вх}} = 308 - 278 = 30 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

37) Средняя арифметическая разность температур:

$$\theta = \frac{t_{1\text{вх}} + t_{1\text{ввых}} - t_{2\text{ввых}} - t_{2\text{вх}}}{2} = \frac{373 + 333 - 308 - 278}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

38) Характеристическая разность температур:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t_2 + \Delta t_1)^2 - 4 \times p \times \Delta t_2 \times \Delta t_1} = \sqrt{(30 + 40)^2 - 4 \times 0,5 \times 30 \times 40} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

39) Большая и меньшая разность температур:

$$\theta_1 = \theta + 0,5 \times \Delta T = 60 + 0,5 \times 50 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_2 = \theta - 0,5 \times \Delta T = 60 - 0,5 \times 50 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

40) Средняя разность температур:

$$t_{\text{ср}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)} = \frac{85 - 35}{\ln\left(\frac{85}{35}\right)} = 56,35 \text{ }^\circ\text{C}$$

41) Необходимая поверхность теплообмена:

$$F_{\text{н}} = \frac{Q_1}{3600 \times K \times t_{\text{ср}}} = \frac{896656992}{1000 \times 315,27 \times 56,35} = 50,47 \text{ м}^2.$$

42) Запас поверхности теплообмена составляет:

$$\text{Запас} = \frac{S - F_{\text{н}}}{F_{\text{н}}} \times 100 = \frac{102,56 - 50,47}{50,47} \times 100 = 103,2 \%$$

Запас поверхности теплообмена не соответствует условию $20 \% < F < 100 \%$. Программа выбирает новый аппарат и повторяет расчет.

2.4 Масса теплообменного оборудования при гидроиспытаниях

6) Площадь проходного сечения по трубам рассчитывается в проверочном расчете и составляет:

$$S_{\text{тр}} = 0,048042 \text{ м}^2.$$

7) Площадь проходного сечения по межтрубному пространству рассчитывается в проверочном расчете и составляет:

$$S_{\text{мт}} = 0,106917 \text{ м}^2.$$

8) Объем цилиндрической части ТО без стенок труб:

$$V_{\text{ц}} = \frac{L_{\text{тр}}}{1000} \times (S_{\text{тр}} + S_{\text{мт}}) = \frac{3000}{1000} \times (0,048042 + 0,106917) = 0,464877 \text{ м}^3.$$

9) Объем обечаек ТО рассматривается как объем сферы, диаметром которой является разность длин ТО и трубок:

$$V_{\text{обечаек}} = \frac{\pi \times \left(\frac{L_{\text{ТО}}}{1000} - \frac{L_{\text{тр}}}{1000} \right)^3}{12} = \frac{3,14 \times \left(\frac{4200}{1000} - \frac{3000}{1000} \right)^3}{12} = 0,45216 \text{ м}^3.$$

10) Общий объем ТО без стенок труб:

$$V_{\text{об}} = V_{\text{ц}} + V_{\text{обечаек}} = 0,464877 + 0,45216 = 0,917037 \text{ м}^3.$$

11) Масса воды в теплообменнике при 20 °С и 101,325 кПа, изменение плотности воды при повышении давления до давления гидроиспытания $P_{\text{г}} = 1,25 \times P_{\text{расч}}$, компенсируется запасом в 10%.

$$m_{\text{в}} = 1,1 \times V_{\text{об}} \times \rho = 1,1 \times 0,917037 \times 1000 = 1008,74 \text{ кг.}$$

12) Масса ТО, наполненного водой, равна

$$m_{\text{ТО при ГИ}} = m_{\text{п.ТО}} + m_{\text{в}} = m_{\text{п.ТО}} + 1088,74$$

где $m_{\text{п.ТО}}$ – масса пустого теплообменника (из ТУ).

2.5 Гидравлический расчет(трубный пучок)

Суммарный перепад давления в трубном пучке

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст}}$$

Где $\Delta P_{\text{тр}}$ – потеря напора в трубном пучке;

$\Delta P_{\text{ст}}$ – потеря давления за счет разности высот.

Потеря напора в трубном пучке;

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left[\lambda \times \frac{n \times L_{\text{тр}} \times 1000}{d_{\text{вн}}} + 2 \times n + 2,5 \times (n - 1) \right] \times \frac{\rho \times \omega^2}{2};$$

λ

Где – коэфф. гидравлического сопротивления;

$L_{\text{тр}}$ – длина труб, мм;

n – количество ходов;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, мм;

ω –линейная скорость потока, м/с (рассчитана ранее);

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность потока при средней температуре кг/м^3 .

Для режима движения потока со слабо развитой турбулентностью ($Re < 1000d_{вн}$) безразмерный коэффициент λ принимать по зависимости Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}};$$

Признаком, определяющим режим с сильно развитой турбулентностью потока, является условие $Re > 1000d_{вн}$, тогда безразмерный коэффициент λ принимать по зависимости проф. П. Л. Давидсона:

$$\lambda = \frac{0,063}{d_{вн}^{0,25}};$$

В нашем случае $Re_2 < 1000d_{вн}; 600 < 1000 \times 15$ используя зависимость Блазиуса имеем:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{600^{0,25}} = 0,064$$

Тогда потеря напора в трубном пучке составит (для горизонтальных и вертикальных теплообменников):

двухходовой:

$$\begin{aligned} \Delta P_{тр} &= \left[\lambda \times \frac{n \times L_{тр} \times 1000}{d_{вн}} + 2 \times n + 2,5 \times (n - 1) \right] \times \frac{\rho \times \omega_2^2}{2} = \\ &= \left[0,064 \times \frac{2 \times 3 \times 1000}{15} + 2 \times 2 + 2,5 \times (2 - 1) \right] \times \frac{1022 \times 0,0396^2}{2} \\ &= 25,72 \text{ Па;} \end{aligned}$$

2.5.1 Горизонтальные теплообменники

4) Потеря давления в трубах за счет разности высот для горизонтальных теплообменников с $n > 1$:

$$\Delta P_{ст.тр}^{n>1} = 9,81 \times \frac{D}{1000} \times \rho_2 = 9,81 \times \frac{700}{1000} \times 1022 = 7011 \text{ Па}$$

5) Потеря давления в трубах за счет разности высот для горизонтальных теплообменников с $n = 1$:

$$\Delta P_{ст.тр}^{n=1} = 9,81 \times 0 \times \rho_2 = 9,81 \times 0 \times 1022 = 0 \text{ Па}$$

б) Суммарный перепад давления в трубном пучке в горизонтальных теплообменниках:

- при подачи потока через верхний штуцер (двухходовой $n > 1$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} - \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 25,72 - 7011 = -6985,28 \text{ Па} = -6,985 \text{ кПа}$$

- при подачи потока через нижний штуцер (двухходовой $n>1$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 25,72 + 7011 = 7036,72 \text{ Па} = 7,036 \text{ кПа}$$

- одноходовой теплообменник $n=1^*$ (штуцера расположены на одной высотной отметке):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 11,86 + 0 = 11,86 \text{ Па} = 0,01186 \text{ кПа}$$

2.5.2 Вертикальные теплообменники

3) Потеря давления в трубах:

- Потеря давления в трубах за счет разности высот для вертикальных теплообменников с $n=1^*$:

$$\Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 9,81 \times \frac{L_{\text{то}}}{1000} \times \rho_2 = 9,81 \times \frac{4450}{1000} \times 1022 = 44615 \text{ Па}$$

Где $L_{\text{то}}$ – длина теплообменника

- Потеря давления в трубах за счет разности высот для вертикальных теплообменников с $n>1$:

$$\Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 9,81 \times 0 \times \rho_2 = 9,81 \times 0 \times 1022 = 0 \text{ Па}$$

4) Суммарный перепад давления в трубном пучке в вертикальных теплообменниках:

- при подачи потока через верхний штуцер (одноходовой $n=1^*$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} - \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 11,86 - 44615 = -44603 \text{ Па} = -44,603 \text{ кПа}$$

- при подачи потока через нижний штуцер (одноходовой $n=1^*$):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n=1} = 11,86 + 44615 = 44626,86 \text{ Па} = 44,627 \text{ кПа}$$

- многоходовой теплообменник $n>1$ (двухходовой) (штуцера расположены на одной высотной отметке):

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ст.тр}}^{n>1} = 25,72 + 0 = 25,72 \text{ Па} = 0,02572 \text{ кПа}$$

2.6 Гидравлический расчет (межтрубное пространство)

3) Перепад давления в межтрубном пространстве:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \Delta P_{\text{ст.мт}}$$

Где $\Delta P_{\text{мт}}$ – потеря напора в межтрубном пространстве;

$\Delta P_{\text{ст}}$ – потеря давления за счет разности высот.

4) Потеря напора в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{\text{мт}} = \left[\frac{3 \times m \times (1 + k)}{Re_1^{0,2}} + 1,5 \times k \right] \times \frac{\rho_1 \times \omega_1^2}{2}$$

Где k – число поперечных перегородок;

ω – линейная скорость потока, м/с (рассчитана ранее);

ρ – плотность потока при средней температуре кг/м^3 .

m – число рядов труб в пучке.

$$m = \sqrt{\frac{n}{3}} = \sqrt{\frac{544}{3}} = 13,46 \approx 14 \quad \text{- с округлением в большую сторону}$$

n – число трубок в теплообменнике.

Тогда потеря напора в межтрубном пространстве составит (для горизонтальных и вертикальных теплообменников):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{мт}} &= \left[\frac{3 \times m \times (1 + k)}{Re_1^{0,2}} + 1,5 \times k \right] \times \frac{\rho_1 \times \omega_1^2}{2} = \\ &= \left[\frac{3 \times 14 \times (1 + 12)}{43332,75^{0,2}} + 1,5 \times 12 \right] \times \frac{7,595 \times 3,19^2}{2} = 3189,66 \text{ Па} = 3,19 \text{ кПа} \end{aligned}$$

2.6.1 Горизонтальные теплообменники

4) Потеря давления в межтрубном пространстве за счет разности высот для горизонтальных теплообменников:

$$\Delta P_{\text{ст.мт}} = 9,81 \times \frac{D}{1000} \times \rho_{\text{мт}} = 9,81 \times \frac{700}{1000} \times 7,595 = 52,15 \text{ Па.}$$

5) Перепад давления в межтрубном пространстве в горизонтальных теплообменниках:

- при подаче потока через верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} - \Delta P_{\text{ст.мт}} = 3189,66 - 52,15 = 3137,51 \text{ Па} = 3,138 \text{ кПа.}$$

- при подаче потока через нижний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \Delta P_{\text{ст.мт}} = 3189,66 + 52,15 = 3241,81 \text{ Па} = 3,241 \text{ кПа.}$$

б) для теплообменников с осевым расположением штуцера ввода (вывода) продукта, движущегося по межтрубному пространству:

- при подаче в этот штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \frac{\Delta P_{\text{ст.мт}}}{2} = 3189,66 + \frac{52,15}{2} = 3215,74 \text{ Па} = 3,216 \text{ кПа.}$$

- при подаче в верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} - \frac{\Delta P_{\text{ст.мт}}}{2} = 3189,66 - \frac{52,15}{2} = 3163,59 \text{ Па} = 3,164 \text{ кПа.}$$

2.6.2 Вертикальные теплообменники

3) Потеря давления в межтрубном пространстве за счет разности высот для вертикальных теплообменников:

$$\Delta P_{\text{ст.мт}} = 9,81 \times L_{\text{тр}} \times \rho_{\text{мт}} = 9,81 \times 3 \times 7,595 = 223,5$$

4) Суммарный перепад давления в межтрубном пространстве в вертикальных теплообменниках:

- при подачи потока через верхний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} - \Delta P_{\text{ст.мт}} = 3189,66 - 223,5 = 2966,16 \text{ Па} = 2,966 \text{ кПа}$$

- при подачи потока через нижний штуцер:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{мт}} + \Delta P_{\text{ст.мт}} = 3189,66 + 223,5 = 3413,16 \text{ Па} = 3,413 \text{ кПа}$$

3 Данные о потоках

Ввод данных о потоках производится при выборе в логическом дереве узла "Поток 1" или "Поток 2" (названия потоков можно переименовать).

Параметры:

- Жидкость - выбор среды из справочника;
- Температуры входящая и выходящая. Вводится в Цельсиях и пересчитывается в Кельвины. Одна из температур (двух потоков) может не задаваться и рассчитываться автоматически;
- Давление потока. Обязательный параметр;
- Номинальный массовый расход. Может не задаваться и рассчитываться автоматически;
- Запас расхода. Задается в процентах;
- Плотность;
- Вязкость;
- Теплоемкость. Может не задаваться и рассчитываться автоматически;
- Теплопроводность;
- Термическое сопротивление загрязнений $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К} / \text{кДж}$;

- оборотная вода 0,0005;
- рассол, органические жидкости, водяной пар 0,00017 ;
- пары органических веществ, хладонов, дистиллированная вода 0,00008;
- вода загрязненная, нефтепродукты сырые 0,0007;
- воздух 0,00035;
- Коэффициент термического загрязнения стенки $m^2 \cdot ч \cdot K / кДж$:
 - оборотная вода 0,001389;
 - рассол, органические жидкости, водяной пар 0,000472 ;
 - пары органических веществ, хладонов, дистиллированная вода 0,000222;
 - вода загрязненная, нефтепродукты сырые 0,001944;
 - воздух 0,0009722;

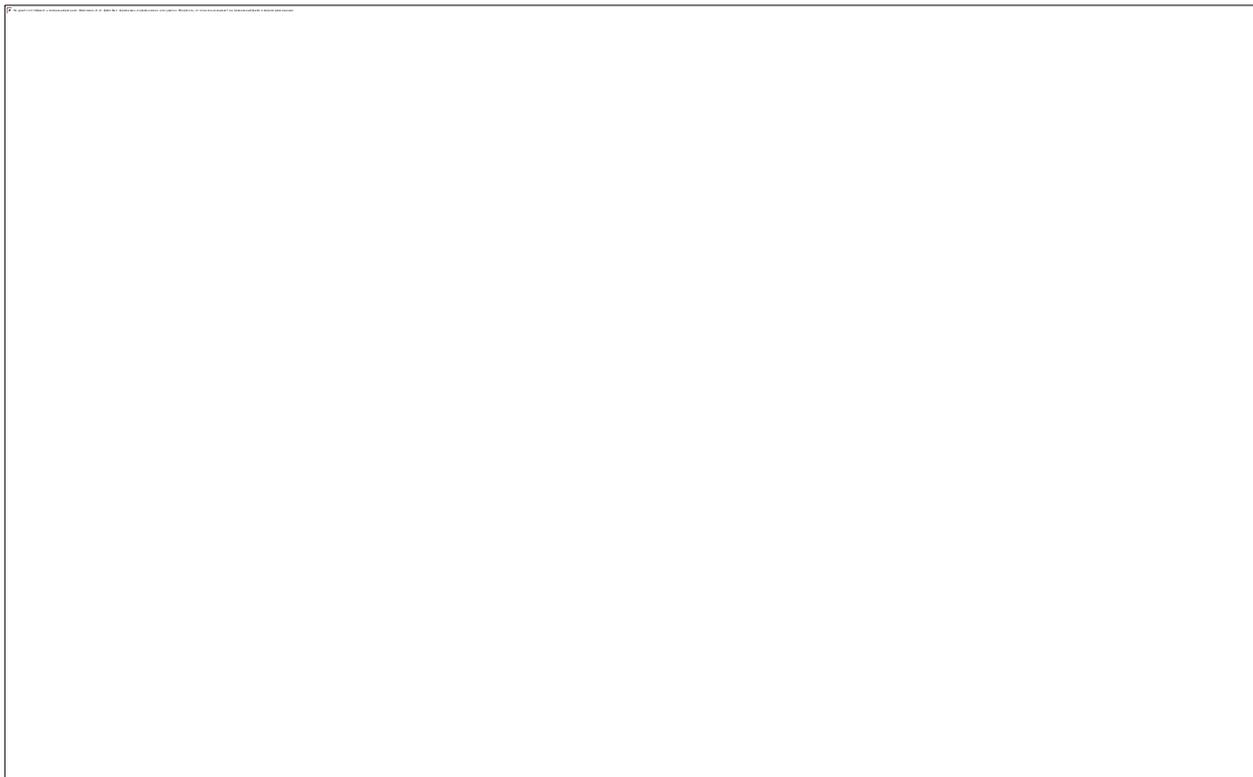
Индексы противоточности (Калашников С.А.)

Число ходов в теплообменнике	Индекс противоточности
1	□ 0,5
2	□ 0,5
3	□ 0,557
4	□ 0,498
5	□ 0,52
6	□ 0,498
7	□ 0,509
8	□ 0,498
9	□ 0,505
10	□ 0,5

4 Расчет и выбор аппаратов

Процесс расчета кожухотрубчатого теплообменного аппарата включает:

1. Автоматическое определение необходимых параметров для расчета в случае их отсутствия в виде ИД (расход потока, температура, теплоемкость и др).
2. Предварительный расчет необходимой площади теплообмена.
3. Выбор серийного ТО на основании предварительной поверхности теплообмена.
4. Проверочный расчет выбранного серийного ТО с проведением гидравлических расчетов, определением фактического коэффициента теплопередачи, скоростей потоков, количеств трубок, числа ходов, фактической поверхности теплообмена и др.
5. Выбор ряда подходящих серийно выпускаемых ТО на основе заданных пользователем исходных данных и результатов проведенных расчетов.



5 Результат расчета. Список предлагаемых аппаратов.

Окно результатов расчета и подбора аппаратов:

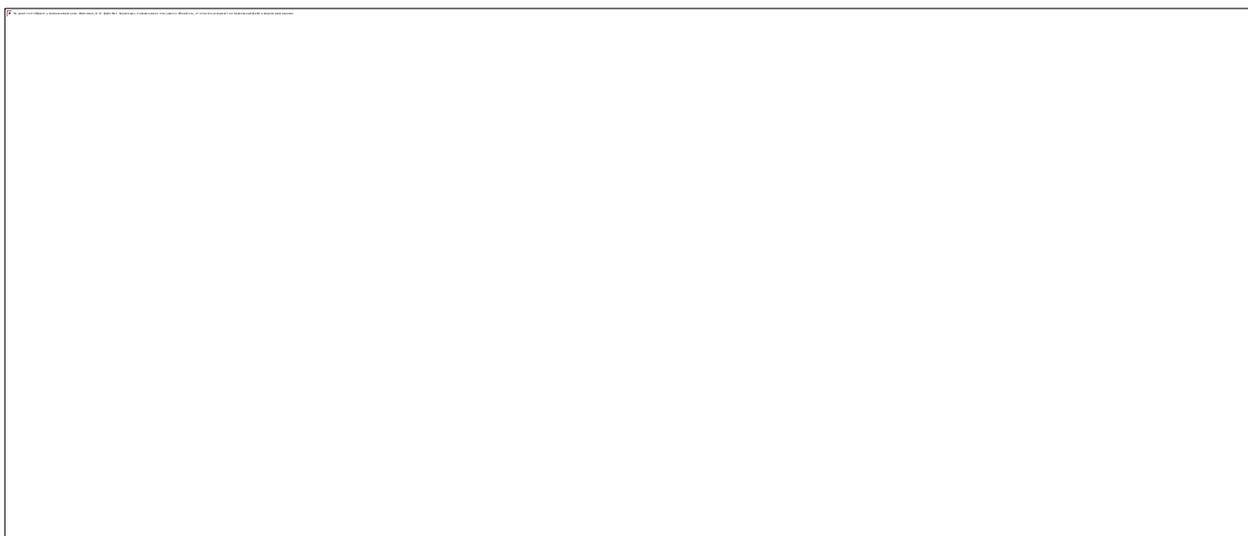
- Список аппаратов;
- Схему теплообменного аппарата;
- Параметры теплообменного аппарата;
 - 1) производитель;
 - 2) эскиз аппарата;
 - 3) марка теплообменника;
 - 4) давление в кожухе теплообменника;
 - 5) давление в трубках теплообменника;
 - 6) диаметр кожуха;
 - 7) длина теплообменника;
 - 8) длина теплообменных труб;
 - 9) поверхность теплообмена;
 - 10) наружный диаметр теплообменных труб;

- 11) число ходов;
- 12) расположение труб в кожухе теплообменника;
- 13) марка стали кожуха;
- 14) марка стали трубок;
- 15) климатическое исполнение; (У – если климат $\geq -40^{\circ}\text{C}$; ХЛ – если климат $< -40^{\circ}\text{C}$; НЕТ
ОБОРУДОВАНИЯ если климат $< -60^{\circ}\text{C}$)
- 16) наличие изоляции в комплекте; (Да - если $T_{1\text{вх}}$ или $T_{2\text{вх}} > 60$)
- 17) масса аппарата (пустого);
- 18) наличие плавающей головки;
- 19) наличие U-образных труб;
- 20) термическое сопротивление стенки трубы, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Дж}$ (принимается в расчете коэффициента теплопередачи).

- Фильтры отбора;
- Печать отчета.

Не удаст ся от образит ь связанн ый рисунок. Возможно, эт от файл был перемещен, переименован или удален. Убедит есь, чт о ссылка указывает на правильный файл и верное размещение.

6 Условное обозначение теплообменного аппарата



Теплообменник с винтовыми перегородками, с плавающей головкой, горизонтальный, с осевым расположением штуцера вывода (ввода) продукта, движущегося по межтрубному пространству (ТПГвц), с кожухом диаметром 1000 мм, на условное давление в трубах 2,5 МПа, в кожухе 4,0 Мпа, исполнения по материалу М1, с гладкими теплообменными трубами (Г), диаметром 20 мм, длиной 6 м. расположенными по вершинам квадратов (К), 4-х ходовой по трубному пространству климатического исполнения (У), с деталей для крепления теплоизоляции (И).

Принятые условные обозначения типа аппаратов:

Т – теплообменник.

К- конденсатор.

ТК, КК – с температурным компенсатором на кожухе.

П – с плавающей головкой.

У – с U-образными трубами.

В – вертикальный аппарат.

Г – горизонтальный аппарат.

в - трубный пучок с винтовыми перегородками.

ц- с осевым расположением штуцера вывода (ввода) продукта, движущегося по межтрубному пространству.

При выборе аппаратов производятся теплотехнические расчеты, а также выбираются материалы, обеспечивающие стойкость в отношении коррозионного воздействия сред.

При заказе аппаратов должен представляться бланк заказа по форме, приведенной в приложении А .

По требованию потребителя допускается:

- устанавливать дополнительные штуцеры диаметром $D_{ш} \leq 80$ мм, но не более $0,1D$, где D - диаметр аппарата;
- принимать уменьшенный диаметр одного или нескольких штуцеров (увеличение диаметров штуцеров допускается при выполнении расчета на прочность и уточнения массы аппарата).
- смещение штуцера трубного пространства по длине аппарата.
- изменять угол наклона перегородок, в трубном пучке, в сторону уменьшения (до 15°);
- располагать калачи U-образных труб в горизонтальной плоскости;
- принимать расположение опор по отношению к штуцерам, отличное от расположения, указанного в настоящих технических условиях; а также изменять расстояние между опорами, при проведении прочностного расчета;
- устанавливать отбойник напротив входного штуцера в межтрубное пространство (нижнего, верхнего или центрального);
- уплотнительную поверхность фланцев аппаратов и штуцеров выполнять «шип-паз»;
- производить крепление труб в трубных решетках обваркой с развальцовкой (при отсутствии специального указания, тип соединения труб с трубными решетками выбирает предприятие-изготовитель);
- устанавливать на горизонтальных аппаратах диаметром кожуха 300-1200 мм шарнирное устройство для подвешивания крышек, плавающих головок и камер со стороны плавающих головок (конструкции поворотных устройств определяет предприятие-изготовитель);
- не устанавливать детали для крепления теплоизоляции.

7 Шаблоны отчетов

Программа подготавливает отчеты в формате Microsoft Word.

Все отчеты, которые формируются в программе можно отредактировать. MS Word пользуется большой популярностью и знаком любому пользователю, поэтому пользователи программы зная путь к шаблону смогут без труда отформатировать шаблон под свои нужды.

Внимание! При редактировании в текст шаблона вставляются служебные переменные (например [par1]), которые программа заполняет реальными данными. Каждая такая переменная заключена в квадратные скобки "[]". Ниже приведен список переменных, значения которых можно использовать в отчете при необходимости.

Переменные шаблона:

№	Параметра	Название в программе
1.	Наименование производителя	[Manufacturer_Name]
2.	Марка теплообменника	[Type]
3.	Климатическое исполнение	[ClimatInfo]
4.	Давление в кожухе теплообменника	[HE_PressureCasing]

5.	Суммарный перепад давления в трубном пучке	[pressureDropInPipe]
6.	Перепад давления в межтрубном пространстве	[pressureDropInCasting]
7.	Давление в трубках теплообменника	[HE_PressurePipe]
8.	Диаметр кожуха	[Diametr_inner]
9.	Длина теплообменника	[Length_of_Heater]
10.	Длина теплообменных труб	[Length_Pipe]
11.	Поверхность теплообмена	[Surface]
12.	Расчетная поверхность теплообмена	[CalculateSurface]
13.	Запас поверхности теплообмена	[safetyFactor]
14.	Наружный диаметр теплообменных труб	[Diametr_out]
15.	Число ходов	[Steps]
16.	Расположение труб в кожухе теплообменника	[Scheme_Type_LongName]
17.	Марка стали кожуха	[Mark_steel_casing]
18.	Марка стали трубок	[Mark_steel_tubes]
19.	Масса аппарата (пустого)	[Weight_of_empty]

20.	Масса аппарата (заполненного водой)	[Weight_with_water]
21.	Нагрузки на фундаменты	[Load_on_foundation]
23.	Наличие изоляции в комплекте	[Availability_isolation]
24.	Наличие плавающей головки	[Have_floating_head]
25.	Климатическое исполнение	[ClimatInfo]
26.	Абсолютная минимальная температура района эксплуатации изделия, °С	[absoluteMinimumTemperature]
27.	Критерий Рейнольдса для потока № 1	[RenoldcFlow1]
28.	Критерий Рейнольдса для потока № 2	[RenoldcFlow2]
29.	Коэффициент теплопередачи	[Heat_transfer]
30.	Скорость потока	[speedFlow1]
31.	Температурный напор для потока № 1	[temperaturePressureFlow1]
32.	Температурный напор для потока № 2	[temperaturePressureFlow2]
33.	Коэффициент теплоотдачи для потока № 1	[heatTransferCoefficientFlow1]
34.	Коэффициент теплоотдачи для потока № 2	[heatTransferCoefficientFlow2]
35.	Изображение теплообменника	[picture]
<i>В кожухе</i>		
1.	Давление потока	[FlowCasingPressure]
2.	Температура на входе, °С	[FlowCasingTemperatureInput]
3.	Температура на выходе, °С	[FlowCasingTemperatureOutput]
4.	Теплоемкость при температуре	[FlowCasingHeatCapacity]
5.	Плотность на входе в кожух	[FlowCasingTemperatureDensity]
<i>В трубках</i>		
1.	Давление потока	[FlowPipePressure]
2.	Температура на входе, °С	[FlowPipeTemperatureInput]
3.	Температура на выходе, °С	[FlowPipeTemperatureOutput]
4.	Теплоемкость при температуре	[FlowPipeHeatCapacity]
5.	Плотность на входе в кожух	[FlowPipeTemperatureDensity]
<i>Холодный поток</i>		
1.	Давление потока	[FlowColdPressure]
2.	Температура на входе	[FlowColdTemperatureInput]
3.	Температура на выходе	[FlowColdTemperatureOutput]
4.	Теплоемкость	[FlowColdHeatCapacity]
5.	Плотность	[FlowColdTemperatureDensity]
6.	Расход	[FlowColdNominalMass]
7.	Теплопроводность	[FlowColdTranscalency]

8.	Вязкость	[FlowColdViscosity]
<i>Горячий поток</i>		
1.	Давление потока	[FlowHeatPressure]
2.	Температура на входе	[FlowHeatTemperatureInput]
3.	Температура на выходе	[FlowHeatTemperatureOutput]
4.	Теплоемкость	[FlowHeatCapacity]
5.	Плотность	[FlowHeatTemperatureDensity]
6.	Расход	[FlowHeatNominalMass]
7.	Теплопроводность	[FlowHeatTranscalency]
8.	Вязкость	[FlowHeatViscosity]

Опросный лист

Путь к файлу шаблона: c:\\НХП\template\questionere.docx

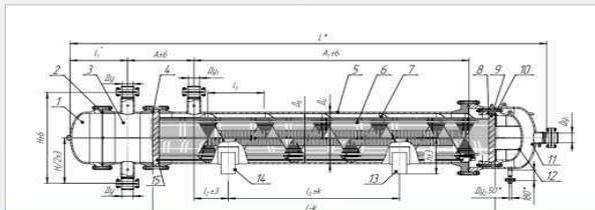
Параметры аппарата

Путь к файлу шаблона: c:\\НХП\template\Heater.docx

7.1 Пример отчета “Опросный лист”

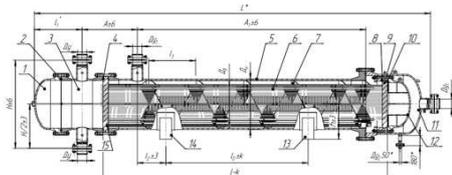
ОПРОСНЫЙ ЛИСТ НА ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ	
ВОПРОСЫ	ОТВЕТЫ
4. ИНФОРМАЦИЯ О ЗАКАЗЧИКЕ	
Организация-заказчик:	
Контрактное лицо (Ф.И.О., должность):	
Адрес:	
Телефон/факс:	
e-mail:	
Срок поставки:	
Тип теплообменного аппарата	
1. НАГРЕВАЕМЫЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ	
ВОПРОСЫ	ОТВЕТЫ
1.1 Наименование среды:	
1.2 Расход нагреваемого теплоносителя, кг/ч, возможные отклонения от номинальной производительности:	58120 +
1.3 Избыточное рабочее давление, МПа, возможные отклонения:	5 -
1.4 Температура на входе, °С, возможные отклонения:	-34 =
1.5 Температура на выходе, °С, возможные отклонения:	-20 -
1.6 Допустимое гидравлическое сопротивление по потоку, МПа:	
теплоемкость при температуре на входе, кДж/(кг·К):	2632
плотность при температуре на входе, кг/м ³ :	54,85
вязкость при температуре на входе, сСт:	2632
теплопроводность при температуре на входе:	0,03154
2. ГРЕЮЩИЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ	
2.1 Наименование среды:	
2.2 Расход греющего теплоносителя, кг/ч, возможные отклонения от номинальной производительности:	69442,469520104 +
2.3 Избыточное рабочее давление, МПа, возможные отклонения:	6 =
2.4 Температура на входе, °С, возможные отклонения:	-15 -
2.5 Температура на выходе, °С, возможные отклонения:	-25 -
2.6 Допустимое гидравлическое сопротивление по потоку, МПа:	
теплоемкость при температуре на входе / выходе, кДж/(кг·К):	3084
плотность при температуре на входе / выходе, кг/м ³ :	99,15
вязкость при температуре на входе / выходе, сСт:	3084
теплопроводность при температуре на входе / выходе:	0,1193
Имя, Кол-во, Лист, Рядок, Подпись, Дата	
Разработчик	
Проверен:	
ГИП:	
Лист 1 3	

3. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ПОСТАВКИ	
3.1 Количество заказываемых изделий, в том числе по годам:	
3.2 Вид поставки: блочная, на фланцах:	
3.3 Требуемый срок службы изделия, лет:	
3.4 Место расположения изделия (в помещении, на открытой площадке):	У
3.5 Абсолютная минимальная температура района эксплуатации изделия, °С:	-30
3.6 Средняя температура воздуха наиболее холодной пятидневки, °С:	
3.7 Сейсмостойкость, балл:	
3.8 Наличие теплоизоляции (да/нет):	Нет
3.9 Наличие внутреннего антикоррозионного покрытия (да/нет):	
3.10 Материальное исполнение теплообменника:	М1
3.11 Требования к системе эксплуатации:	
3.12 Категория и группа взрывоопасности по ГОСТ 30852.11-2002, ГОСТ:	
3.13 Класс опасности взрывоопасной зоны по ПУЭ:	
3.14 Условные диаметры штуцеров, мм:	
3.15 Материальное исполнение штуцеров:	
3.16 Состав теплоносителей и геофизические свойства:	
4. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ	
4.1 Конструкция аппарата должна быть разработана в соответствии с требованиями действующих нормативных документов, в том числе:	
- федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности;	
- общими правилами взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств;	
4.2 Аппарат должен быть вновь изготовленным и разработанным, в том числе и на месте эксплуатации;	
4.3 В комплект поставки включаются ответные фланцы по ГОСТ Р 54432-2011 со спирально-навальными прокладками по ГОСТ Р 52376-2005 и крепежными деталями с цинковым покрытием;	
4.4 Штуцеры должны быть закрыты транспортными заглушками;	
4.5 Предусмотреть наружную покраску в соответствии с требованиями Заказчика;	
4.6 Предусмотреть шеф-монтажные и пуско-наладочные работы;	
4.7 Оборудование должно иметь:	
- сертификат соответствия требованиям промышленной безопасности;	
- разрешение на применение данного оборудования на опасном производственном объекте, выданное Ростехнадзором России;	
- результаты проведенных заводских испытаний;	
- необходимую техническую документацию: заводской паспорта на оборудование (сборочный чертеж, спецификация, результаты расчета на прочность, карту измерений корпуса, карту маркировки, карту-список сварных соединений), инструкцию завода изготовителя по монтажу, эксплуатации, ремонту, техническому обслуживанию;	
- импортное оборудование и инструменты должны иметь техническую документацию производителя на русском языке;	
- задание на проектирование фундаментов, включающее:	
- схему соединений всех элементов аппарата на фундамент (расположение площадок опирания (точек опирания), их размеры, привязка и количество);	
- крепление аппарата к фундаменту (баннерные болты, сварные соединения к закладным деталям и т.д.);	
- в случае болтового соединения – диаметр болтов и отверстий под болты, схема расположения отверстий, требуемая длина выступающей части болтов над низом опорных площадок, длина нарезанной части болтов, материал болтов;	
4.8 Поставщик ответственен за транспортировку и доставку оборудования до пункта назначения (уточняется позднее), где оно будет передано Покупателю. Покупатель будет ответственен за дальнейшую транспортировку оборудования до места эксплуатации.	
Имя, Кол-во, Лист, Рядок, Подпись, Дата	
Лист 2	



7.2 Пример отчета “Параметры аппарата”

900 ТПГ-ц-6,3-6,3М1/25Г-9-К-2-У



1 – камера камеры расширительной; 2 – присадка камеры расширительной; 3 – камера расширительная; 4 – присадка кожуха; 5 – кожух; 6 – труба теплообменника; 7 – втулочная перегородка; 8 – корпус; 9 – решетка трубки выходящая; 10 – присадка втулочной головки; 11 – камера плавящей головки; 12 – камера кожуха; 13 – камера плавящая; 14 – камера плавящая; 15 – решетка трубки входящая.

Рисунок 2 – Аппарат типа ТПГ

Примечания

1. Рисунок не определяет конструкцию аппарата.

2. l – 3 мм, если диаметр труб < 2000 мм и $l \leq 10$ мм, если диаметр труб > 2000 мм.

3. Условные обозначения, указанные в приложении.

№	Параметр	значение
1.	Наименование производителя	ОАО «Пензмаш»
2.	Марка теплообменника	900 ТПГ-ц-6,3-6,3М1/25Г-9-К-2-У
3.	Климатическое исполнение	У
4.	Давление в кожухе теплообменника	6,3
5.	Суммарный перепад давления в трубном пучке	3,1871
6.	Перепад давления в межтрубном пространстве	96,4147
7.	Давление в трубках теплообменника	6,3
8.	Диаметр кожуха	900
9.	Длина теплообменника	11875
10.	Длина теплообменных труб	9
11.	Поверхность теплообмена	347,77
12.	Расчетная поверхность теплообмена	335,7688
13.	Запас поверхности теплообмена	3,5743
14.	Наружный диаметр теплообменных труб	25
15.	Число кодов	2
16.	Расположение труб в кожухе теплообменника	По квадрату
17.	Марка стали кожуха	-
18.	Марка стали трубок	-
19.	Масса аппарата (пустого)	18232
20.	Масса аппарата (заполненного водой)	27698,4915
21.	Нагрузки на фундаменты	0
22.	Наличие изоляции в комплекте	Нет
23.	Наличие плавящей головки	Да
24.	Климатическое исполнение	У

25.	Абсолютная минимальная температура района эксплуатации изделия, °С	-30
26.	Критерий Рейнольдса для потока № 1	446656,5322
27.	Критерий Рейнольдса для потока № 2	314965,5449
28.	Коэффициент теплопередачи	1012,5116
29.	Скорость потока	4,605
30.	Температурный напор для потока № 1	14
31.	Температурный напор для потока № 2	10
32.	Коэффициент теплоотдачи для потока № 1	5387,6948
33.	Коэффициент теплоотдачи для потока № 2	2825,647
В кожухе		
1.	Давление потока	5
2.	Температура на входе, °С	-34
3.	Температура на выходе, °С	-20
4.	Теплоемкость при температуре	2632
5.	Плотность на входе в кожух	34,85
В трубках		
1.	Давление потока	6
2.	Температура на входе, °С	-15
3.	Температура на выходе, °С	-25
4.	Теплоемкость при температуре	3084
5.	Плотность на входе	99,35
Холодный поток		
1.	Давление потока	5
2.	Температура на входе	-34
3.	Температура на выходе	-20
4.	Теплоемкость	2632
5.	Плотность	34,85
6.	Расход	[FlowColdNominalM mm]
7.	Теплопроводность	0,03134
8.	Вязкость	2632
Горячий поток		
1.	Давление потока	6
2.	Температура на входе	-15
3.	Температура на выходе	-25
4.	Теплоемкость	3084
5.	Плотность	99,35
6.	Расход	69442,469520104
7.	Теплопроводность	0,0393
8.	Вязкость	3084