

Содержание работы:

- I Введение. Классификация теплообменных аппаратов.
-
- II Конструктивный тепловой расчет.
-
1. Определение:
- теплофизических свойств горячего и холодного теплоносителей ($c_{pm}, \lambda, \nu, \rho, Pr$),
 - мощности теплообменного аппарата Q по исходным данным,
 - средней разности температур между теплоносителями θ_m ,
 - оптимального диапазона площадей проходных сечений (f_1, f_2) и минимального индекса противоточности R_{min} ТА,
 - водяного эквивалента kF и площади поверхности F теплообмена теплообменного аппарата.
-
2. Предварительный выбор теплообменного аппарата по каталогу.
-
3. Расчет коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке α_1 и от стенки к холодному теплоносителю α_2 , термических сопротивлений стенки трубы и загрязнений $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$.
-
4. Определение коэффициента теплопередачи, водяного эквивалента и площади поверхности теплообмена ТА.
-
5. Выбор теплообменного аппарата по каталогу.
-
- II Проверочный тепловой расчет.
-
- I
1. Определение фактической тепловой мощности выбранного теплообменного аппарата Q .

 2. Расчет действительных конечные температуры теплоносителей (t''_{1o}, t''_{2o}).
-

Исходные данные для выполнения работы:

1. Горячий теплоноситель – Дизель
Характеристики теплоносителя: $G_1 =$ - кг/с; $t_1=155^\circ\text{C}$; $t_1=95^\circ\text{C}$

 2. Холодный теплоноситель – Нефть
Характеристики теплоносителя: $G_2 = 8$ кг/с; $t_2=16^\circ\text{C}$; $t_2=80^\circ\text{C}$

 3. Тип теплообменного аппарата (ТА): Кожухотрубный
-

Рекомендуемая литература:

1. Калинин А.Ф. Расчет и выбор конструкции кожухотрубного теплообменного аппарата: Методические указания по курсовому проектированию. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – 82 с.
2. Трошин А.К., Купцов С.М., Калинин А.Ф. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих тел теплоэнергетических установок. – М.: МПА-ПРЕСС, 2006. – 78 с. с илл.
3. Термодинамика и теплопередача в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности/А.Ф. Калинин, С. М. Купцов, А.С. Лопатин, К.Х. Шотиди: Учебник для вузов. – М.: Российский государственный университет нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2016. – 264 с. с илл.

Графическая часть:

- I Графическая часть курсовой работы включает в себя схему ТА и
V температурную диаграмму теплоносителей.

Руководитель: К.Т.Н. _____ доцент _____
(уч.степень) (должность) (подпись) (фамилия, имя, отчество)

Задание принял к исполнению: студент _____
(подпись) (фамилия, имя, отчество)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
I. Классификация теплообменных аппаратов.....	6
II. Конструктивный тепловой расчет.....	11
1. Определение параметров необходимых для подбора ТА.....	11
1.1. Исходные данные.....	11
1.2. Определение теплофизических свойств холодного теплоносителей	11

1.3.	Определение средней разности температур между теплоносителями 12	
1.4.	Определение оптимального диапазона площадей проходных сечений и минимального индекса противоточности.....	14
2.	Предварительный выбор теплообменного аппарата по каталогу.....	15
3.	Расчет действительной разности температур и истинного индекса противоточности.....	15
4.	Расчет окончательной площади поверхности теплообмена.....	17
5.	Окончательный выбор теплообменного аппарата.....	22
III.	Проверочный тепловой расчет теплообменного аппарата.....	23
1.	Определение фактической тепловой мощности выбранного теплообменного аппарата.....	23
2.	Расчет действительных конечных температур теплоносителей.....	24
IV.	Графическая часть.....	25
1.	Схема теплообменного аппарата.....	25
2.	Температурная диаграмма теплоносителей.....	26
	Вывод.....	28
	Литература.....	29

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменными аппаратами (ТА) называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Теплообменные аппараты широко применяются в нефтедобывающей, газовой, нефтеперерабатывающей и химической промышленности: для производства теплообменного оборудования затрачивается до 30 % от общего расхода металла на все технологическое оборудование. Использование теплообменного оборудования в нефтяной и газовой промышленности обязывает специалистов уметь их рассчитывать, обобщать опыт их эксплуатации, анализировать рабочий процесс и намечать пути повышения эффективности их работы. Эффективная работа теплообменных аппаратов приводит к экономии энергии, сокращению расхода топлива и улучшает технико-экономические показатели производственных процессов.

Целью выполнения данной курсовой работы является выбор стандартного теплообменного аппарата, обеспечивающего при заданных массовых расходах (G_1, G_2) температурные режимы теплоносителей (t_1', t_1'', t_2', t_2'').

При выборе стандартного теплообменного аппарата необходимо провести конструктивный и проверочный тепловые расчеты.

Целью конструктивного теплового расчета является определение типа теплообменного аппарата и его конструкции.

При проверочном тепловом расчете определяется мощность выбранного стандартного теплообменного аппарата $Q_{ст}$ и действительные конечные температуры теплоносителей ($t_{1д}'', t_{2д}''$). В результате этого расчета выясняется возможность использования стандартного теплообменника при заданных температурных режимах теплоносителей.

I. Классификация теплообменных аппаратов

По принципу действия теплообменные аппараты разделяют на рекуперативные, регенеративные, смесительные.

В рекуперативных ТА теплоносители разделены стенкой, омывая которую они обмениваются теплотой.

В регенеративных ТА одна и та же твёрдая поверхность поочерёдно омывается то горячим, то холодным теплоносителем, соответственно, сначала забирая теплоту от горячего теплоносителя, а потом отдавая её холодному.

Рекуперативные и регенеративные аппараты относятся к поверхностным ТА, так как теплообмен между теплоносителями происходит через посредство твёрдой поверхности.

В смесительных ТА передача теплоты происходит при непосредственном контакте и смешении теплоносителей.

Рекуперативные ТА можно классифицировать по конфигурации теплообменной поверхности (стенки): трубчатые, блочные, с плоской поверхностью.

По функциональному назначению теплообменники различают конвективные (нагреватели и холодильники), испарители, конденсаторы и кристаллизаторы

Кристаллизаторы используют для охлаждения потока горячего теплоносителя до температуры, обеспечивающей образование кристаллов некоторых компонент горячего теплоносителя.

В конвективных теплообменных аппаратах не происходит агрегатного превращения теплоносителей.

В конденсаторах конденсируется горячий теплоноситель или компоненты горячего теплоносителя.

В испарителях происходит испарение холодного теплоносителя или компонентов холодного теплоносителя.

Кожухотрубчатые теплообменники относятся к поверхностным теплообменным аппаратам рекуперативного типа [1].

Широкое распространение этих аппаратов обусловлено прежде всего надежностью конструкции и большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации:

- Однофазные потоки, кипение и конденсация;
- Вертикальное и горизонтальное исполнение;
- Диапазон давлений теплоносителей: от вакуума до 8,0 МПа;
- Площади поверхности теплообмена от малых (1 м²) до предельно больших (1000 м² и более);
- Возможность применения различных материалов в соответствии с требованиями к стоимости аппаратов, агрессивностью, температурными режимами и давлением теплоносителей;
- Использование различных профилей поверхности теплообмена как внутри труб, так и снаружи и различных турбулизаторов;
- Возможность извлечения пучка труб для очистки и ремонта.
- Различают следующие типы кожухотрубных теплообменных аппаратов:
 - Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками (жесткотрубные ТА);
 - Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками и с линзовым компенсатором на кожухе;
 - Теплообменные аппараты с плавающей головкой;
 - Теплообменные аппараты с U – образными трубами.
 - Кожухотрубные теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками отличаются простотой конструкции и, следовательно, меньшей стоимостью (Рис. 1, [1 стр. 8]).

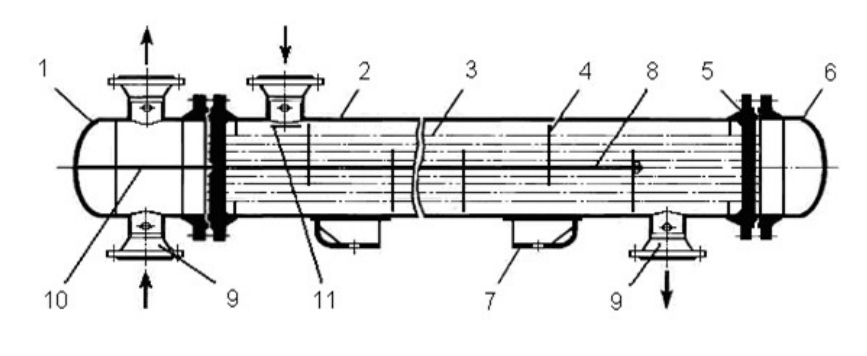


Рис. 1 - Кожухотрубчатый теплообменный аппарат с неподвижными трубными решетками

- 1 - распределительная камера; 2 - кожух; 3 - теплообменная труба;
 4 - поперечная перегородка; 5 - трубная решетка;
 6 - задняя крышка кожуха; 7 - опора; 8 - дистанционная трубка;
 9 - штуцеры; 10 - перегородка в распределительной камере;
 11 - отбойник

В зависимости от расположения теплообменных труб различают теплообменные аппараты горизонтального и вертикального типа.

В зависимости от числа перегородок в распределительной камере и задней крышке кожухотрубчатые теплообменные аппараты делятся на одноходовые, двухходовые и многоходовые в трубном пространстве.

Для частичной компенсации температурных напряжений в кожухе и в теплообменных трубах используются специальные гибкие элементы (расширители, компенсаторы), установленные на кожухе аппарата. Такие теплообменники называются теплообменными аппаратами с температурным компенсатором на кожухе (Рисунок 2 [1, стр. 10]).

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с плавающей головкой (с подвижной трубной решеткой) являются наиболее распространенным типом кожухотрубчатых теплообменников (Рисунок 3 [1, стр.11]). Подвижная трубная решетка позволяет трубному пучку свободно перемещаться независимо от корпуса, что значительно снижает температурные напряжения как в кожухе, так и в теплообменных трубах.

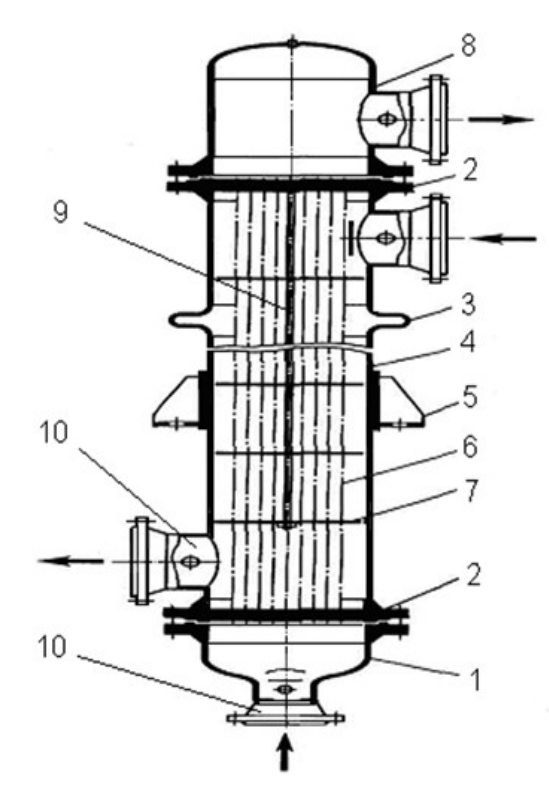


Рис. 2 - Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе
 1 - распределительная камера; 2 - трубные решетки; 3 - компенсатор;
 4 - кожух; 5 - опора; 6 - теплообменная труба;
 7 - поперечная перегородка; 8 - задняя крышка кожуха;
 9 - дистанционная трубка; 10 - штуцеры

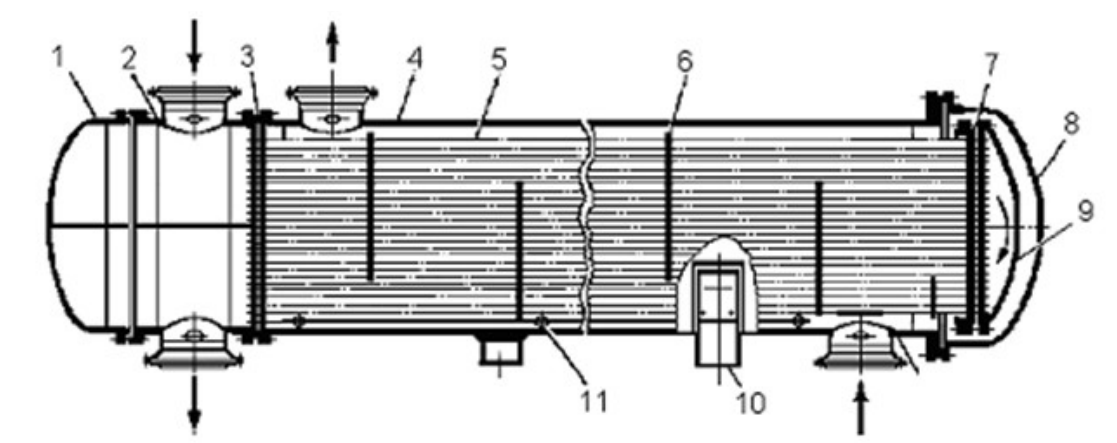


Рис. 3 - Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой
 1 - крышка распределительной камеры; 2 - распределительная камера;
 3 - неподвижная трубная решетка; 4 - кожух; 5 - теплообменная труба;
 6 - поперечная перегородка; 7 - подвижная трубная решетка; 8 - задняя крышка кожуха;
 9 - крышка плавающей головки; 10 - опора; 11 - катковая опора трубного пучка

Кожухотрубчатые теплообменники с U-образными трубами (Рисунок 4 [1, стр. 12]) имеют одну трубную решетку, в которую завальцованы оба конца U-образных теплообменных труб. Отсутствие других жестких связей теплообменных U-образных труб с кожухом обеспечивает свободное удлинение труб при изменении их температуры.

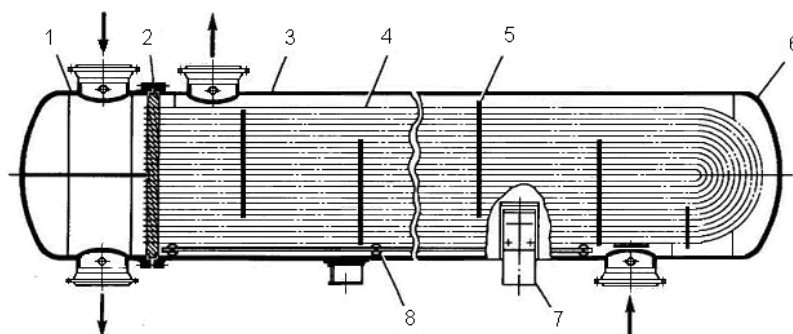


Рисунок 4 - Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными теплообменными трубами

1 - распределительная камера; 2 - трубная решетка; 3 - кожух;
4 - теплообменная труба; 5 - поперечная перегородка; 6 - крышка кожуха;
7 - опора; 8 - катковая опора трубного пучка

II. Конструктивный тепловой расчет

1. Определение параметров необходимых для подбора ТА

1.1. Исходные данные

Горячий теплоноситель – Дизель

Холодный теплоноситель - Нефть

Характеристики теплоносителей указаны в табл. 1.

Таблица 1

Данные о расходе и температурном режиме теплоносителя

№	Вид теплоносителя	Массовый расход G , кг/с	Начальная температура теплоносителя $t', ^\circ\text{C}$	Конечная температура теплоносителя $t'', ^\circ\text{C}$
1	Дизель	-	155	95
2	Нефть	8	16	80

1.2. Определение теплофизических свойств холодного теплоносителей

Средняя температура теплоносителей:

$$t_{cp} = \frac{t+t'}{2} \quad (1)$$

Для горячего теплоносителя (в дальнейших расчетах t_{cp1}):

$$t_{cp1} = \frac{t_1+t'_1}{2} = \frac{155+95}{2} = 125^\circ\text{C}$$

Для холодного теплоносителя (в дальнейших расчетах t_{cp2}):

$$t_{cp2} = \frac{t_2+t'_2}{2} = \frac{16+80}{2} = 48^\circ\text{C}$$

Теплофизические свойства теплоносителей при средних температурах приведены в таблице 2.

Таблица 2

Теплофизические свойства теплоносителей

Тепло-носитель	$t_{cp}, ^\circ C$	$\rho_{\square}, \frac{кг}{м^3}$	$C_{pm}, \frac{Дж}{кг * К}$	$\lambda_{\square}, \frac{Вт}{кг * К}$	$\nu_{\square} * 10^6, \frac{м^2}{с}$	β_{\square}	Pr
дизель	125	762	2420	0,103	1	9,7	18
нефть	48	850	2020	0,124	6,5	2,5	90

• Мощности Q теплообменного аппарата

Уравнение теплового баланса:

$$Q \dot{=} G_1 c_{pm1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 c_{pm2} (t_2'' - t_2') \quad (2)$$

где η - коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду (от 0,95 до 0,98) [2]. Примем $\eta = 0,965$.

Тепловой поток к холодному теплоносителю:

$$Q_2 \dot{=} G_2 c_{pm2} (t_2'' - t_2') = 8 \cdot 2020 \cdot (80 - 16) = 1034,24 \text{ кВт}$$

Тепловой поток от горячего теплоносителя:

$$Q_1 \dot{=} G_1 c_{pm1} (t_1' - t_1'') = \frac{Q_2}{\eta} = \frac{1034,24}{0,965} = 1071,75 \text{ кВт}$$

Определим расход горячего теплоносителя:

$$G_1 = \frac{Q_1}{c_{pm1} (t_1' - t_1'')} = \frac{1071,75}{2420 \cdot (155 - 95)} = 7,38 \text{ кг/с}$$

1.3. Определение средней разности температур между теплоносителями

Среднюю разность температур рассчитаем по уравнению Грасгофа для противоточной схемы движения теплоносителей [3]:

$$\theta_1 = t_1 - t_2 = 155 - 80 = 83 \text{ } ^\circ C, \quad (3)$$

$$\theta_2 = t_1 - t_2 = 95 - 16 = 79 \text{ } ^\circ C,$$

$$\theta_{cp} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{83 - 79}{\ln \frac{83}{79}} = 76,98^\circ\text{C}, \quad (4)$$

Коэффициент теплопередачи от горячего к холодному теплоносителю определяется по соотношению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{mp}} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.тр} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ст} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{зм.тр} + \frac{1}{\alpha_{мп}}} \quad (5)$$

где α_{mp} , $\alpha_{мп}$ – коэффициенты теплоотдачи в трубном и межтрубном пространстве, Вт/(м²·К); $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.тр}$ и $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{зм.тр}$ – термические сопротивления загрязнений на внутренней и наружной поверхности теплообменных труб, м²·К/Вт; $\delta_{ст}$ – толщина стенки теплообменных труб кожухотрубных ТА (от 1,5 до 3 мм), мм; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стенки теплообменных труб, Вт/(м·К).

Нефть более вязкое вещество, чем дизель, поэтому нефть отправляем в межтрубное пространство, а дизель в трубное.

По таблице 1[1] определяем ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи α в теплообменной аппаратуре:

$$\alpha_{mp} = 500 - 20000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$\alpha_{мп} = 150 - 500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

Принимаем: $\alpha_{mp} = 10250 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $\alpha_{мп} = 325 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

По таблице 3[1] определяем термические сопротивления загрязнений на поверхности теплообмена кожухотрубных теплообменников промышленного назначения:

$$R_{з.тр} = \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{з.тр} = 165 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}},$$

$$R_{зм.тр} = \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{зм.тр} = 29 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}},$$

Толщина стенки трубы: $\delta_{ст} = 1,5 \text{ мм} - 3 \text{ мм}$,

Принимаем: $\delta_{cm} = 2,25 \text{ мм} = 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, коэффициент теплопроводности стали

(Сталь 40): $\lambda_{cm} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{cm} = 0,00004839 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{10250} + 165 \cdot 10^{-4} + 4,839 \cdot 10^{-5} + 29 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{325}} = 128,65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

1.4. Определение оптимального диапазона площадей проходных сечений и минимального индекса противоточности

$$f_{min} = \frac{G}{\rho \cdot w_{max}}; (6)$$

$$f_{max} = \frac{G}{\rho \cdot w_{min}}; (7)$$

где w_{max} и w_{min} — минимальная и максимальная рекомендуемые скорости потоков теплоносителей, м/с; ρ — плотность, кг/м³; G — массовый расход теплоносителя, кг/с [1].

По таблице 5 [1] выбираем максимальную и минимальную рекомендуемые скорости.

Для горячего теплоносителя: $w_{max} = 3,0 \text{ м/с}$; $w_{min} = 0,5 \text{ м/с}$;

Для холодного теплоносителя: $w_{max} = 1,0 \text{ м/с}$; $w_{min} = 0,2 \text{ м/с}$;

Подставив данные, получаем:

$$f_{min}^{mp} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot w_{max}} = \frac{8}{850 \cdot 1} = 0,94 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2,$$

$$f_{max}^{mp} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot w_{min}} = \frac{8}{850 \cdot 0,2} = 4,71 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2,$$

$$f_{min}^{mp} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot w_{max}} = \frac{7,38}{762 \cdot 3} = 0,32 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2,$$

$$f_{max}^{mp} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot w_{min}} = \frac{7,38}{762 \cdot 0,5} = 1,94 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена:

$$F_{расч} = \frac{Q}{k \theta_{cp}} = \frac{1071}{128,65 * 76,98} = 104,43 \text{ м}^2$$

2. Предварительный выбор теплообменного аппарата по каталогу

$\theta_{cp} \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}$, следовательно, выбираем кожухотрубный теплообменный аппарат с неподвижными трубными решетками.

По диапазону площадей проходных сечений жидкости, текущей в трубном пространстве выбираем теплообменный аппарат, чтобы расчетная площадь поверхности теплообмена совпадала с табличной (таблица 8).

Таблица 8

Предварительные характеристики ТА

Диаметр кожуха, мм		Наружный диаметр труб d_n , мм	Число ходов по трубам n_x	Площадь проходного сечения $f \cdot 10^{-2}$, м ²			Площадь поверхности теплообмена F (м ²) при длине труб l (мм)
Наружный	Внутренний			Одног о хода по трубам	В вырезе перегородки	Между перегородками	
-	800	20	6	2	6,5	7	3000
-	800	20	6	2	6,5	7	116

3. Расчет действительной разности температур и истинного индекса противоточности

Воспользуемся уравнением для противоточной схемы движения, индекс противоточности примем равным единице ($P=1$).

Рассчитаем минимальный коэффициент противоточности P_{min} теплообменного аппарата:

$$P_{min} = \frac{(t'_1 - t'_2)(t''_2 - t''_1)}{(t'_1 - t''_1)(t''_2 - t'_2)} \quad (9)$$

$$P_{min} = \frac{(180 - 21)(97 - 117,295)}{(180 - 117,295)(97 - 21)} = -0,677$$

Условие $P \geq P_{min}$ выполняется. Следовательно, можно использовать противоточную схему движения теплоносителей

Так как выбранный теплообменный аппарат многоходовой ($n_x = 6$), то необходимо рассчитать действительную разность температур:

$$\theta_{cp}^0 = \varepsilon_{\Delta t} * \theta_{cp} \quad (10)$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ - коэффициент, учитывающий различие между средней логарифмической разностью температур между теплоносителями для противоточной схемы движения θ_{cp} и действительной средней разностью температур θ_{cp}^0 [1].

Определим индексы необходимые для расчета $\varepsilon_{\Delta t}$:

$$R = \frac{t'_2 - t'_1}{t'_2 - t''_1} = \frac{155 - 95}{80 - 16} = 0,9375 \quad (11)$$

$$PS = \frac{t''_2 - t''_1}{t'_2 - t''_1} = \frac{80 - 16}{155 - 16} = 0,460 \quad (12)$$

По графику $\varepsilon_{\Delta t} = 1$, отсюда действительная разность температур равна:

$$\theta_{cp}^0 = 1 * 76,98 = 76,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Характеристическая разность температур ΔT определяется с использованием метода последовательного приближения из следующего соотношения:

$$\theta_m = \frac{\Delta T}{\ln \frac{\theta_{ma} + 0,5 \Delta T}{\theta_{ma} - 0,5 \Delta T}} \quad (13)$$

где θ_{ma} – средняя арифметическая разница температур между теплоносителями в теплообменном аппарате, °С.

$$\theta_{ma} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{155 + 95}{2} - \frac{16 + 80}{2} = 77 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14)$$

$$\theta_m = \frac{\Delta T}{\ln \frac{89,6475 + 0,5 \cdot \Delta T}{89,6475 - 0,5 \cdot \Delta T}} = 76,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

С помощью математического пакета найдем ΔT .

Примем $\Delta T = 3,99 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Индекс противоточности для выбранной схемы теплообменного аппарата, заданных температурных режимов и водяных эквивалентов теплоносителей определяется также по уравнению Н.И. Белокопя для характеристической разности температур:

$$P = \frac{(\Delta t_1 + \Delta t_2)^2 - \Delta T^2}{4 \Delta t_1 \Delta t_2} \quad (15)$$

$$P = \frac{(60 + 64)^2 - 3,99^2}{4 \cdot 60 \cdot 64} = 1$$

$$P = 1 \geq P_{min} = -0,677$$

Условие выполняется.

4. Расчет окончательной площади поверхности теплообмена

Перед окончательным выбором теплообменного аппарата необходимо провести расчет коэффициента теплопередачи k' и, с учетом результатов расчета, определить расчетную площадь поверхности теплообмена $F'_{расч}$.

Для определения коэффициента теплопередачи k' необходимо рассчитать коэффициенты теплоотдачи теплоносителей, находящихся в трубном ($\alpha_{тр}$) и межтрубном ($\alpha_{мтр}$) пространстве.

Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве $\alpha_{тр}$ находится из соотношения:

$$\alpha_{mp} = \frac{C * \Re_{mp}^j * Pr_{mp}^y * Gr_{mp}^i * \left(\frac{Pr_{mp}}{Pr_c} \right)^{0,25} * \lambda_{mp}}{d_n - 2 \delta_{cm}}, \quad (16)$$

где \Re_{mp} , Pr_{mp} , Gr_{mp} – числа подобия теплоносителя, движущегося в теплообменных трубах ТА, при средней арифметической температуре потока;

Pr_c – число Прандтля теплоносителя, движущегося в теплообменных трубах ТА, при средней температуре стенки труб;

λ_{mp} – коэффициент теплопроводности теплоносителя, движущегося в теплообменных трубах ТА;

d_n, δ_{cm} – наружный диаметр и толщина стенки теплообменных труб;

Найдем Pr_c при t_c :

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{125 + 48}{2} = 86,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17)$$

$$Pr_c = 25$$

Средняя скорость теплоносителя в трубном пространстве выбранного стандартного теплообменного аппарата w_{mp} , необходимая для определения числа Рейнольдса \Re_{mp} , рассчитывается по формуле:

$$w_{mp} = \frac{G_{mp}}{f_{mp} * \rho_{mp}}, \quad (18)$$

где G_{mp} , ρ_{mp} – массовый расход и плотность теплоносителя, движущегося в трубном пространстве;

f_{mp} – площадь проходного сечения одного хода по трубам выбранного стандартного ТА.

$$w_{mp} = \frac{7,38}{0,02 * 762} = 0,48 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса \Re_{mp} рассчитывается по формуле:

$$\Re_{mp} = \frac{w_{mp} * (d_n - 2\delta_{cm})}{\nu_{mp}}, \quad (19)$$

где ν_{mp} – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, движущегося в теплообменных трубах ТА.

$$\Re_{mp} = \frac{0,48 * 0,0155}{1 * 10^{-6}} = 7507$$

$2300 \leq \Re_{mp} \leq 10000$, следовательно, режим течения теплоносителя в трубном пространстве переходный, отсюда значения коэффициентов для уравнения α_{mp} при $\Re_{mp} = 8000$: $C = 27$; $j = 0$; $y = 0,43$; $i = 0$

$$\alpha_{mp} = \frac{27 * Pr_{mp}^{0,43} * \left(\frac{Pr_{mp}}{Pr_c}\right)^{0,25} * \lambda_{mp}}{d_n - 2\delta_{cm}}$$

$$\alpha_{mp} = \frac{27 * 18^{0,43} * \left(\frac{18}{25}\right)^{0,25} * 0,1063}{0,020 - 2 * 0,00225} = 572,76 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

При расчете коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве следует учитывать, что характер омывания потоком теплоносителя трубного пучка в кожухотрубных теплообменных аппаратах в значительной степени отличается от поперечного омывания идеального пучка гладких труб. Распределение потока теплоносителя в межтрубном пространстве значительно усложняет гидродинамическую картину движения теплоносителя и оказывает существенное влияние на конвективный теплообмен [2].

Коэффициент теплоотдачи теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве α_{mtp} , рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{mtp} = \frac{C * C_z * C_1 * \Re_{mtp}^m * Pr_{mtp}^n * \left(\frac{Pr_{mtp}}{Pr_c}\right)^{0,25} * \lambda_{mtp}}{d_n}, \quad (20)$$

где $\Re_{\text{мтр}}$, $Pr_{\text{мтр}}$ – числа подобия для теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве ТА, при средней арифметической температуре потока;

Pr_c – число Прандтля теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве ТА, при средней температуре стенки труб;

$\lambda_{\text{мтр}}$ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве ТА;

d_n – наружный диаметр теплообменных труб.

Pr_c – число Прандтля теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве ТА, при средней температуре стенки труб:

$$t_c = 86,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Pr_c = 47$$

Средняя скорость теплоносителя в межтрубном пространстве выбранного стандартного теплообменного аппарата $w_{\text{мтр}}$, необходимая для определения числа Рейнольдса $\Re_{\text{мтр}}$, рассчитывается по формуле:

$$w_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{мтр}}}{\rho_{\text{мтр}} * \sqrt{f_{\text{м.п}} * f_{\text{в.п}}}}, \quad (21)$$

где $G_{\text{мтр}}$, $\rho_{\text{мтр}}$ – массовый расход и плотность теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве;

$f_{\text{в.п}}$, $f_{\text{м.п}}$ – площади проходного сечения в вырезе перегородки и между перегородками в межтрубном пространстве выбранного ТА.

$$w_{\text{мтр}} = \frac{8}{850 * \sqrt{0,065 * 0,07}} = 0,14 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса $\Re_{\text{мтр}}$ рассчитывается по формуле:

$$\Re_{\text{мтр}} = \frac{w_{\text{мтр}} * d_n}{\nu_{\text{мтр}}} \quad (22)$$

где $\nu_{\text{мтр}}$ – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве ТА.

$$\Re_{\text{мтр}} = \frac{0,14 * 0,02}{6,5 * 10^{-6}} = 429,32$$

Значения коэффициентов в уравнении для $\alpha_{\text{мтр}}$ зависят от расположения труб в пучке и значения числа Рейнольдса. В нашем ТА трубы располагаются по вершинам равносторонних треугольников (рис. 5), а число Рейнольдса находится в интервале $40 < \Re_{\text{мтр}} < 1000$, отсюда $C_1 = 0,71$; $m = 0,5$; $n = 0,36$; $C = 0,659$.

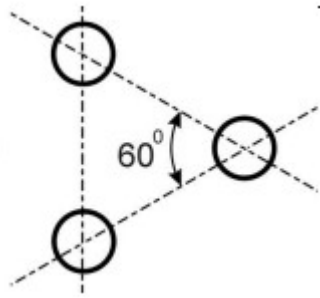


Рис. 5 - Схема расположения труб в пучке

Поправочный коэффициент C_z учитывает зависимость среднего коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве от числа рядов труб в пучке, омываемых в поперечном направлении Z_n ($Z_n = 16$; $C_z = 1$).

Все коэффициенты в уравнении для $\alpha_{\text{мтр}}$ найдены, можно найти значение коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве:

$$\alpha_{\text{мтр}} = \frac{0,679 * 0,71 * 429,32^{0,5} * 90^{0,36} * \left(\frac{90}{47}\right)^{0,25} * 0,124}{0,02} = 503,19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

После расчета значений коэффициентов теплоотдачи теплоносителей в трубном $\alpha_{\text{тр}}$ и межтрубном $\alpha_{\text{мтр}}$ пространстве определяем коэффициент теплопередачи k' по соотношению:

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{мп}} + R_{з.мп} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{з.мп} + \frac{1}{\alpha_{мп}}} = 120,024 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Далее уточняем расчетную площадь поверхности теплообмена $F'_{расч}$, по величине которой проводится окончательный выбор теплообменника.

$$F'_{расч} = \frac{Q}{k' * \theta_{ср}} = \frac{1071750}{120,024 * 76,98} = 115,9 \quad (23)$$

$$\Delta F = \left| \frac{F'_{расч} - F_{табл}}{F_{табл}} \right| = \left| \frac{115,9 - 116}{116} \right| = 0,0009 \text{ или } 0,09\% \leq (10 \div 14)\%$$

5. Окончательный выбор теплообменного аппарата

Выбор теплообменного аппарата можно считать правильным.

III. Проверочный тепловой расчет теплообменного аппарата

1. Определение фактической тепловой мощности выбранного теплообменного аппарата

Целью проверочного расчета теплообменного аппарата является определение фактической тепловой мощности выбранного стандартного теплообменного аппарата $Q_{ст}$, действительных температур теплоносителей на выходе из ТА ($t_{1\partial}$, $t_{2\partial}$) и оценка выбора теплообменного аппарата.

Рассчитаем фактическую тепловую мощность выбранного стандартного теплообменного аппарата по формуле:

$$Q_{cm} = \frac{2(t'_1 - t'_2)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_m} * e^{kF_{cm}/W_m} + 1}, \quad (24)$$

$$\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_m} * e^{kF_{cm}/W_m} - 1$$

где W_1 – водяной эквивалент для горячего теплоносителя;

W_2 – водяной эквивалент для холодного теплоносителя;

k – коэффициент теплопередачи;

F_{cm} – площадь поверхности теплообмена, выбранного стандартного теплообменного аппарата по каталогу;

W_m – приведенный водяной эквивалент, который можно найти из уравнения:

$$\frac{1}{W_m} = \sqrt{\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)^2 - \frac{4P}{W_1 * W_2}}, \quad (25)$$

где P – истинный индекс противоточности (из пункта 3 $P=1$)

$$W_1 = G_1 * C_{pm1} = 7,38 * 2420 = 17862 \frac{Bm}{K} \quad (26)$$

$$W_2 = G_2 * C_{pm2} = 8 * 2020 = 16160 \frac{Bm}{K}$$

$$\frac{1}{W_m} = \sqrt{\left(\frac{1}{17862} + \frac{1}{16160}\right)^2 - \frac{4 * 1}{17862 * 16160}} = 0,0000059 \frac{K}{Bm}$$

Можем найти значение фактической тепловой мощности ТА:

$$Q_{cm} = \frac{2 * (155 - 16)}{\frac{1}{17862} + \frac{1}{16160} + \frac{0,0000059 * e^{120,024 * 116 * 0,0000059} + 1}{e^{120,024 * 116 * 0,0000059} - 1}} = 1062,7 \text{ кВт}$$

2. Расчет действительных конечных температур теплоносителей

Действительные температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата определяются из следующих соотношений:

$$t_{1\delta} = t_1' - \frac{Q_{cm}}{W_1} = 155 - \frac{1062700}{17862} = 95,51 \text{ }^\circ\text{C} \quad (27)$$

$$t_{2\delta} = t_2' + \frac{Q_{cm}}{W_2} = 16 + \frac{1062700}{16160} = 81,76 \text{ }^\circ\text{C} \quad (28)$$

Найдем относительные расхождения между действительными ($t_{1\delta}$, $t_{2\delta}$) и заданными (t_1 , t_2) конечными температурами теплоносителей:

$$\varepsilon_1 = \left| \frac{t_{1\delta} - t_1}{t_1} \right| = \left| \frac{95,51 - 95}{95} \right| = 0,00033 \text{ или } 0,33 \%$$

$$\varepsilon_2 = \left| \frac{t_{2\delta} - t_2}{t_2} \right| = \left| \frac{81,76 - 80}{80} \right| = 0,022 \text{ или } 2,2 \%$$

Относительные расхождения между действительными и заданными конечными температурами теплоносителей не превышают [5-8]%, поэтому выбранный кожухотрубный ГА можно считать приемлемым [4].

IV. Графическая часть

1. Схема теплообменного аппарата

В трубном пространстве горячий теплоноситель – дизель, в межтрубном холодный теплоноситель - нефть (рисунок 6,7).

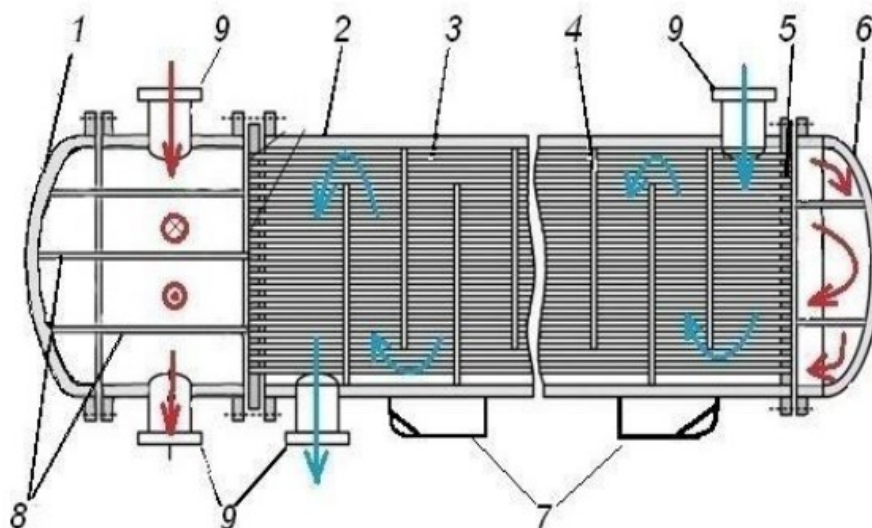


Рис. 6. Схема шестиходового теплообменного аппарата с неподвижными трубными решетками:

- 1- распределительная камера; 2 - кожух; 3 - теплообменная труба; 4 - поперечная перегородка; 5 - трубная решетка; 6 - задняя крышка кожуха; 7 - опора; 8 - перегородка в распределительной камере; 9 – штуцеры

Число ходов по трубам	Распределительная камера	Задняя крышка
6		

Рис. 7 - Схема движения теплоносителей и положение перегородок в распределительной камере и задней крышке ТА

2. Температурная диаграмма теплоносителей

Температурную диаграмму теплоносителей построим по 3 точкам (возьмём начальные температуры теплоносителей (t'_1, t'_2) , промежуточные (t_1^{np}, t_2^{np}), конечные действительные температуры $(t_{1\partial}, t_{2\partial})$).

Найдем промежуточные значения температур теплоносителей (t_1^{np}, t_2^{np}) при $F_{cm}^{np} = 0,5 \cdot F = 58 \text{ м}^2$.

$$Q_{cm}^{np} = \frac{2(t'_1 - t'_2)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_m} * e^{k F_{cm}^{np} / W_m} + 1}$$

$$Q_{cm}^{np} = \frac{2 * (155 - 16)}{\frac{1}{17862} + \frac{1}{16160} + \frac{0,0000059 * e^{120,024 * 58 * 0,0000059} + 1}{e^{120,024 * 58 * 0,0000059} - 1}} = 686075,7 \text{ Вт}$$

Теперь можем найти промежуточные значения температур теплоносителей:

$$t_1^{np} = t'_1 - \frac{Q_{cm}^{np}}{W_1} = 155 - \frac{686075,7}{17862} = 116,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2^{np} = t'_2 + \frac{Q_{cm}^{np}}{W_2} = 16 + \frac{686075,7}{16160} = 58,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Зная промежуточные значения температур, можем построить температурную диаграмму теплоносителя (рисунок 8).

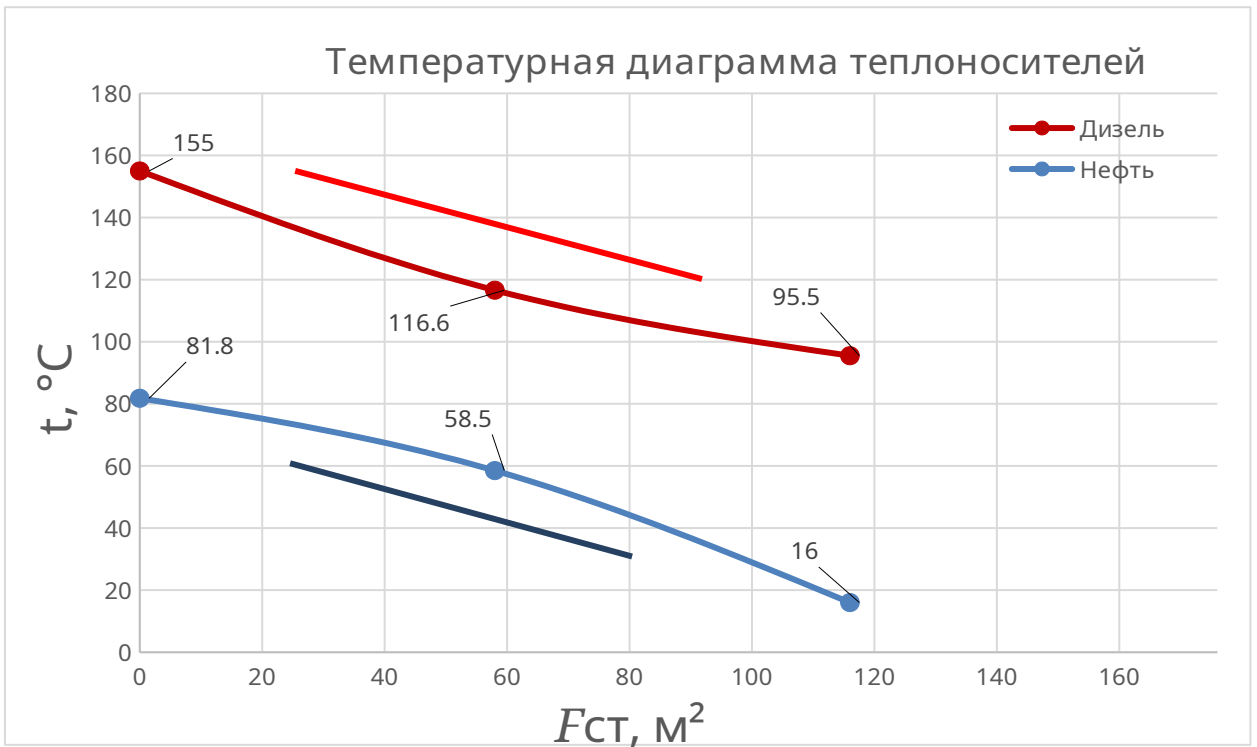


Рис. 8. Температурная диаграмма теплоносителей

$$t'_1 = 155^\circ\text{C}, t_{2\partial} = 81,8^\circ\text{C}, F_{cm} = 0\text{ м}^2$$

$$t_1^{np} = 116,6^\circ\text{C}, t_2^{np} = 58,5^\circ\text{C}, F_{cm} = 58\text{ м}^2$$

$$t_{1\partial} = 95,5^\circ\text{C}, t'_2 = 16^\circ\text{C}, F_{cm} = 116\text{ м}^2$$

Вывод

В процессе курсовой работы мы ознакомились с устройством кожухотрубных теплообменных аппаратов. Провели конструктивный и проверочный тепловые расчеты, по результатам которых мы выбрали кожухотрубный ТА из стандартного каталог ТА. Зная начальные и конечные температуры теплоносителей, а также их массовые расходы, мы рассчитали площадь поверхности теплообмена, по которой выбирали ТА. В результате расчетов мы выбрали шестиходовой кожухотрубный теплообменный аппарат с неподвижной трубной решеткой, который удовлетворяет нашим начальным параметрам. С помощью проверочного теплового расчета мы убедились в правильности выбора нашего ТА.

Выбранный теплообменный аппарат имеет следующие характеристики:

- внутренний диаметр кожуха, $D_{\kappa}^{вн} = 800$ мм,
- наружный диаметр труб, $d_n = 20$ мм,
- число ходов по трубам, $n_x = 6$,
- площадь проходного сечения одного хода по трубам, $f_{mp} = 0,02$ м²,
- площадь проходного сечения в вырезе перегородки, $f_{с.н} = 6,5 * 10^{-2}$ м²,
- площадь проходного сечения между перегородками, $f_{м.н} = 0,07$ м²,
- площадь поверхности теплообмена, $F_{табл} = 116$ м²,
- длина труб, $l = 3000$ мм,
- истинный индекс противоточности, $P = 1$,
- фактическая тепловая мощность ТА, $Q_{см} = 1062714$ Вт.

Эффективная работа теплообменных аппаратов приводит к экономии энергии, сокращению расхода топлива и улучшает технико-экономические показатели производственных процессов. Поэтому для специалистов нефтяной и газовой промышленности является обязательным знание расчета ТА. Чем точнее произведен расчет, тем эффективнее работа теплообменных аппаратов, как следствие сильный рост показателей производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калинин А.Ф. Расчет и выбор конструкции кожухотрубного конденсатора. – М.: РГУНГ, 2002. – 34 с.
2. Трошин А.К. Теплоносители тепло-и массообменных аппаратов и их теплофизические свойства. – М.: МИНГ, 1984. – 94 с.
3. Термодинамика и теплопередача (в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности) / Б.П. Поршаков, Р.Н. Бикчентай, Б.А. Романов – М.: Недра, 1987. – 349 с.
4. Термодинамика и теплопередача в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности / А.Ф. Калинин, С. М. Купцов, А.С. Лопатин, К.Х. Шотиди: Учебник для вузов. – М.: Российский государственный университет нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2016. – 264 с.