

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ФИЗИКО – ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
КАФЕДРА МЕХАНИКИ МНОГОФАЗНЫХ СИСТЕМ

РЕКОМЕНДОВАНО К ЗАЩИТЕ В ГЭК
И ПРОВЕРЕНО НА ОБЪЕМ
ЗАИМСТВОВАНИЯ

И.о. заведующего кафедрой

Доцент, к.ф.-м.н.


П.Ю. Михайлов

19.06. 2017 г.

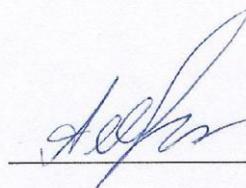
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЮМЕНСКОЙ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ № 2

03.03.02 Физика

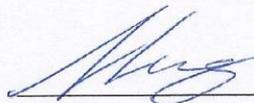
Магистерская программа «Техническая физика в нефтегазовых технологиях»

Выполнил работу
Студент 2 курса
очной
формы обучения



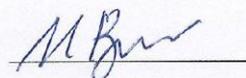
Абдуллаев
Шергози
Розуваевич

Руководитель работы
к.ф.-м.н.



Михайлов
Павел
Юрьевич

Рецензент
к.х.н., доцент кафедры «Естественных и
общепрофессиональных дисциплин»
Тюменского высшего военно-
инженерного командного училища



Ветров
Игорь
Марсельевич

Тюмень 2017

Оглавление

Аннотация.....	3
Введение	4
1. История развития Тюменского ТЭЦ – 2	5
1.1. Дополнительное топливо для ТЭЦ-2.....	7
1.2. Резервуары мазутохранилища.....	9
1.3. Мазут и теплофизические свойства.....	14
1.4. Подогреватели мазута типа ПМР.....	24
2. Методы расчета теплового аппарата.....	30
3. Расчет подводящего паропровода	33
4. Расчет змеевика.....	37
5. Экономика.....	45
6. Заключение.....	51
Список литературы.....	52

Аннотация

В данной работе рассматривается модернизация тюменской теплоэлектростанции № 2, является инженерной актуальной прикладной задачей. Это обусловлено тем, что конструкция подогрева запасного топлива (мазута) была возведена еще в 70-е гг XX столетия и не разу не была запущена и не подвергалась ремонту. В связи с этим модернизация мазутохранилища с точки зрения экономии средств предприятия является актуальным вопросом.

В настоящее время подогреватели существенно изношены (срок эксплуатации свыше 20 лет), морально устарели, а вся система в целом является энергоемкой и малоэффективной. Таким образом, целью дипломного проекта является увеличение надежности и эффективности процесса и системы подогрева мазута на ТЭЦ-2 путем реконструкции мазутохранилища с заменой подогревателей на змеевиковые тепловые аппараты (ТА), расположенные внутри резервуаров.

В первой главе рассмотрена история развития ТЭЦ-2. Строительство Тюменской теплоэлектростанции (ТЭЦ -2) началось первого ноября 1981 года. Генеральным подрядчиком был назначен трест «Тюменьэнергострой». Официальное задание на проектирование было назначено Уральское отделение института ВНИПэнергопром.

Во второй главе рассмотрен метод расчета теплового аппарата (змеевика)

В третьей главе произведен расчет подводящего паропровода. То есть рассчитаны перепад давления и температуры по длине трубопровода.

В четвертой главе идет расчет теплового аппарата.

В пятой главе просчитана экономическая часть работы, т.е. посчитано сколько средств необходимо для реконструкции ТА и через какое время окупиться данный проект.

И в шестой главе подведен общий вывод по данной работе.

Введение

Основным топливом для работы Тюменской теплоэлектростанции (ТЭЦ-2) является природный газ, мазут используется в качестве резервного топлива. Мазут хранится в 4 резервуарах, расположенных на территории мазутохранилища. Мазутное хозяйство предназначено для приема, хранения и подготовки мазута (ГТТ) к сжиганию, бесперебойного снабжения подогретым до нужной температуры и профильтрованным топочным мазутом в количестве, требуемом нагрузкой котельной, с необходимым давлением и вязкостью. [13]

Подогрев мазута осуществляется за счет работы мазутных ребристых подогревателей типа ПМР-14 120, ПМР-13 240. Подогреватели мазута типа ПМР системы ЦКТИ-ТКЗ-ИТТФ — горизонтальные, кожухотрубного типа с поверхностью нагрева из продольно-оребранных труб — предназначены для подогрева паром высоковязкого мазута на ТЭЦ и для водогрейных котлов промышленных и районных котельных; устанавливаются на открытой площадке возле здания насосной. [20]

В настоящее время подогреватели существенно изношены (срок эксплуатации свыше 20 лет), морально устарели, а вся система в целом является энергоемкой и малоэффективной. Таким образом, целью дипломного проекта является увеличение надежности и эффективности процесса и системы подогрева мазута на ТЭЦ-2 путем реконструкции мазутохранилища с заменой подогревателей на змеевиковые тепловые аппараты (ТА), расположенные внутри резервуаров.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Произвести расчет подводящего паропровода (рассчитывается с целью нахождения входных характеристик, а именно давление и температура на входе ТА)
2. Произвести конструкторский расчет ТА т.е. найти площадь и длину аппарата.

3. Экономически обосновать целесообразность реконструкции.

1. История развития Тюменского ТЭЦ – 2

Строительство Тюменской теплоэлектростанции (ТЭЦ -2) началось первого ноября 1981 года. Генеральным подрядчиком был назначен трест «Тюменьэнергострой». Официальное задание на проектирование было назначено Уральское отделение института ВНИПэнергопром. Строительство шло высоким темпом первый отопительный котел тепловой мощностью 209 МВт (180 Гкал/ч) заработал в декабре 1985 года, а первый энергоблок ТЭЦ мощностью 210 МВт был включен в сеть 9 июля 1986 года. Строительство ТЭЦ – 2 было закончено в 1991 году.[9]

Тюменская ТЭЦ – 2 находится в юго – восточной части города Тюмени, вблизи микрорайона Войновка. Она является самой крупной теплоэлектростанцией в ОАО «Фортум» (российская энергетическая компания) как по мощности, так и по выработке тепловой и электрической энергии, обладает современным оборудованием с высокой тепловой эффективностью. В состав ТЭЦ входят 4 энергетических блока. В пиковой водогрейной котельной установлены 3 паровых котла и 3 пиковых водогрейных котла. Установленная электрическая мощность составляет 755 МВт, тепловая – 1410 Гкал/ч. [12]

Основным топливом электростанции является природный газ, который составляет 100 % топливного баланса, в связи с этим в атмосферу выбрасывается минимальное количество вредных веществ. Выдача электрической мощности осуществляется от открытого распределительного устройства (ОРУ) на напряжение 220 и 110 кВ, система теплоснабжения – зарытая, с выдачей тепла по температурному графику 150/70 °С. Установлена одна железобетонная дымовая труба высотой 240 м. охлаждение циркуляционной воды обеспечивается четырьмя каркасно-обшивными градирнями (устройство для охлаждения большого количества воды направленным потоком атмосферного воздуха) площадью орошения 2300 (№ 1) и 3200 м² и высотой 86 м. [17]

На ТЭЦ-2 постоянно оптимизируются производственные процессы, внедряются новые технологии и оборудование, совершенствуются процессы автоматизации, осуществляется квалифицированные плановые работы. За период 2009-2011 годы были сняты ограничения по выработке электроэнергии в летнее время: построена новая градирня, модернизирована система охлаждения генераторов. В настоящее время реализуется ряд проектов по повышению надежности и укреплению безопасности систем выработки электрической и тепловой энергии. Запущена полностью автоматизированная блочная компрессорная станция.

Продолжается модернизация газопроводов и газового оборудования, отвечающим последним требованиям промышленной безопасности: программно-технический комплекс исключает ручные операции и возможность несанкционированного вмешательства человека в алгоритмы защит и блокировок при розжиге и работе котла. В 2011 году завершен проект по внедрению системы безопасного розжига газовых горелок на трех водогрейных котлах и полной автоматизации данного процесса.

1.1. Дополнительное топливо для ТЭЦ-2

Критерием устойчивой работы теплоисточников т.е. ТЭЦ является непрерывное и в необходимых количествах снабжение как основным так и резервным топливом надлежащего качества. Как известно природный газ является основным топливом для работы ТЭЦ. Но если природный газ отсутствует т.е. какие-либо перебои с поставкой газа, то в качестве резервного топлива используют мазут для сжигания марок М-100 или М-40. [13]

За последнее время возросла роль экономических требований к резервным топливам мазутного хозяйства на ТЭЦ. Цены приведенные на топливо к реальным цифрам, выдвинуло как традиционные требования экономичности сжигания так и ряд новых. Это значит нужно прежде всего уменьшить доли затрат на собственные нужды котельных и тепловых электростанций, приходящихся на содержание мазутного хозяйства. В значительной мере ужесточились требования, к экологическим последствиям связанные с сжиганием низкосортного жидкого топлива [1].

Мазут используемый на ТЭЦ марок М-100 и М-40 - это высоковязкий продукт нефтепереработки с довольно высокой температурой застывания до 45 °С [2]. Это обстоятельство вынуждает производить подогрев мазута высокопотенциальным паром в подогревателях до температуры 60-80 °С при нахождении топливного хозяйства в режиме «ожидания» и до 90-110 °С соответственно при непосредственной подаче топлива в котлоагрегаты для устойчивого распыливания в форсунках горелочных устройств [2, 3].

Мазут используемое в мазутном хозяйстве, может использоваться как основные, резервные, растопочные и аварийные вид топлива.

Основное мазутное хозяйство строится на энергетических объектах, для которых мазут является основным видом сжигаемого топлива, а газ сжигается как буферное топливо в период сезонных его избытков.

Резервное мазутное хозяйство сооружается там, где основным топливом для теплоисточников является природный газ, а мазут используется в периоды отсутствия газа, как правило, в зимние время.

Аварийное мазутное хозяйство предусматривается, когда мазут сжигается только при аварийном остановке подачи природного газа, а единственный и основной вид топлива — это природный газ.

Растопочное мазутное хозяйство на объектах, т.е. мазут служит для растопки и подсвечивания факела в топках котлов, использующих твердое топливо при камерном способе сжигания. [18]

1.2. Резервуары мазутохранилища

Для хранения мазута необходимого количества на электростанциях эксплуатируют мазутохранилища с металлическими или железобетонными резервуарами вместимостью: для растопочных мазутохозяйств – 1000, 2000, 3000, м³ (по типовому проекту растопочного мазутохозяйства теплоэлектропроекта для мощных электростанций). Для основных мазутохозяйств – 5000, 10000, 20000, 30000, 50000, 100000 м³. В промышленных котельных для основного или резервного топлива предусматривают железобетонные или стальные резервуары. [22]

Различают два способа размещения резервуаров это наземное и подземное. Резервуары основных мазутохозяйств обычно сооружают наземными с обсыпкой или обвалованием грунтов. Расположенные в виде отдельных групп резервуары также имеют общую обсыпку или обваливание грунтом. Наземным способом также выполняют резервуары растопочных мазутохозяйств. В случае размещения стальных наземных резервуаров в районах со средней годовой температурой окружающей среды до 9°С, необходимо предусматривать тепловую изоляцию из огнестойких материалов. [22]

Вместимость мазутохранилища для электростанций, у которых мазут является основным, резервным, или аварийным топливом, принимается согласно данным таблицы 1.

Вместимость мазутохранилищ для промышленных котельных с давлением пара до 4 МПа и температурой воды до 200 °С принимается согласно данным таблицы 2. [23]

Таблица 1

Вместимость мазутохранилищ теплоэлектростанции

Мазутохозяйства	Вместимость хранилищ
Основные – для ТЭС на мазуте при доставке по железной дороге	На 15-суточный расход

Основные – для ТЭС на мазуте при подаче по трубопроводам	На 3-суточный расход
Для резервного топлива ТЭС, работающей на газе	На 10-суточный расход при полной мощности ТЭС
Для аварийного топлива ТЭС, работающий на газе	На 5-суточный расход при полной мощности ТЭС
Основное – для пиковых водогрейных котлов	На 10-суточный расход, подсчитанный исходя из средней температуры за самый холодный месяц
Растопочное при общей производительности парогенераторов менее 4000 т/ч	Три резервуара по 1000 м ³
Растопочное при общей производительности парогенераторов более 4000 т/ч	Три резервуара по 2000 м ³ или по 3000 м ³ согласно типовому проекту ТЭС

Таблица 2

Вместимость мазутохранилищ промышленных котельных

Назначение и способ доставки топлива	Вместимость хранилищ
Основное и резервное, доставляемое по железной дороге	На 10-суточный расход
Основное и резервное, доставляемое автомобильным транспортом	На 5-суточный расход
Аварийное для котельных, работающих на газе, доставляемое по железной дороге или автомобильным транспортом	На 3-суточный расход
Основное, резервное и аварийное, доставляемое по трубопроводам	На 2-суточный расход

Растопочное для котельных мощностью 116 МВт и менее	Два резервуара по 100 т
Растопочное для котельных мощностью более 116 МВт	Два резервуара по 200 т

Считается необходимым не меньше двух резервуаров для хранения основного, растопочного и резервного мазута. Резервуары должны оборудоваться устройствами для приема, подогрева и выдачи топлива, а также приборами для измерения уровня и отбора пробы. Каждая группа резервуарных парков имеют следующие общие линии: напорную от погружных насосов приемных емкостей, всасывающую линию основных насосов и линию рециркуляции от циркулярных насосов или основных насосов. Рециркуляция способствует лучшему перемешиванию в резервуарах, а также подогреву его емкостях. Отстой воды в емкостях не предусматривается. [26]

Змеевиковые подогреватели в основных резервуарах устанавливаются в непосредственной близости от заборных патрубков основных и циркуляционных насосов. Перемешиванию мазута в резервуарах способствует также подача его от погружных насосов приемных емкостей в нижнюю часть резервуаров через сопла мазутоприемников. Для осмотра резервуаров на их перекрытиях устанавливают смотровые люки, там же устанавливается дыхательный клапан, предохранительный клапан и огнепреградитель. [23]

Главной задачей при эксплуатации резервуарных парков является сохранение качество и количества продукта. Для этого требуется максимальное обеспечение герметизации всех процессов слива, налива и хранения. Основная доля потерь от испарения на протяжении всего пути нефтепродуктов от заводов до потребителей приходится на резервуары. [24]

В данной работе мы рассмотрим и будем использовать основные параметры резервуара вертикального стального – РВС 20000 м³ (рисунок 1), основные параметры которого приведены в таблице 3.

Основные параметры РВС - 20000

Номинальный объем, м ³	20000
Внутренний диаметр стенки, мм	39900
Высота стенки, мм	17880
Плотность продукта, т/м ³	0,9
Расчетная высота налива, мм	17100
Стенка РВС–20000:	
Количество поясов, шт	12
Припуск на коррозию, мм	–
Толщина верхнего пояса, мм	11
Толщина нижнего пояса, мм	16
Днище РВС–20000:	
Количество окроек, шт	22
Припуск на коррозию, мм	–
Толщина центральной части, мм	5
Толщина окроек, мм	12
Крыша РВС–20000:	
Количество балок, шт.	36
Припуск на коррозию, мм	–
Несущий элемент	I 25Б1
Толщина настила, мм	5
Масса конструкций РВС–20000, кг:	
Стенка	225136
Днище	57408

Крыша	106048
Лестница	1766
Площадки на крыше	6859
Люки и патрубки	3651
Комплекующие конструкции	4502
Каркасы и упаковка	27372
Всего	432742

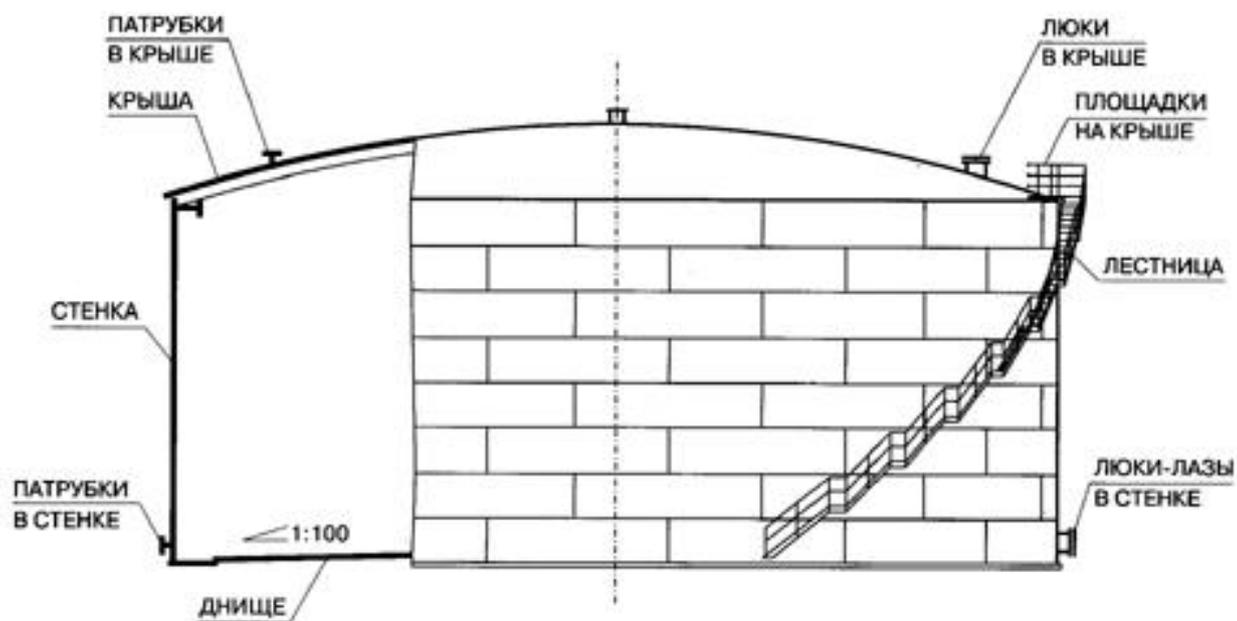


Рисунок 1. Чертеж РВС – 20000 м³.

1.3. Мазут и теплофизические свойства

Теплота сгорания. Это количество тепла выделяющегося при полном сгорании топлива. Различают низшую и высшую теплоту сгорания. Низшая теплота сгорания меньше высшей на то количество тепла, которое затрачивается на испарение воды, образующейся при сгорании топлива, а также влаги, содержащейся в нем. [1]

Теплота сгорания мазутов зависит от отношения содержаний водорода и углерода, а также от содержания в топливе серы, кислорода, азота. Чем ниже отношение водорода/углерода (H/C) и выше содержание серы, кислорода, азота (S, O, N) являющихся своего рода балластом топлива, тем ниже теплота сгорания. Чем больше в топливе смол и асфальтенов, тем меньше отношение H/C и выше содержание S и O. Этим объясняется более низкая теплота сгорания прямогонных мазутов, получаемых непосредственно при крекинге нефти. Теплота сгорания обезвоженных мазутов колеблется от 39 до 41,5 мДж/кг. Низшая теплота сгорания, чаще всего используемая в технических расчетах, может быть посчитана по формуле Менделеева [1]

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 0,34 C^{\text{p}} + 1,03H^{\text{p}} + 0,11(S^{\text{p}} + O^{\text{p}}) - 0,025W^{\text{p}} \quad (1)$$

где C^{p} , H^{p} , S^{p} , W^{p} выражены в процентах.

Погрешность формулы Менделеева не превышает 2 %.

Плотность. Зная плотность можно определить массу топлива по занимаемому объему. Условия отстаивания воды из мазута и осаждения механических примесей определяют в сочетании плотности с вязкостью. Обычно пользуются относительной плотностью ρ_4^{20} – отношением плотности мазута при 20 °С к плотности воды при 4 °С. Относительная плотность прямогонных мазутов не превышает 0,95, а для крекинг – мазутов составляет 1,0 – 1,06. [5,1]

Для мазутов, полученных из одного и того же сырья, плотность зависит от вязкости: увеличивается с увеличением вязкости.

Плотность при разной температуре можно определить по формулам

$$\rho^t = \rho^{20} - \beta'(t - 20) \quad (2)$$

или

$$\rho^t = \rho^{20} [1 - \beta(t - 20)] \quad (3)$$

Где β' - коэффициент расширения; β – коэффициент объемного расширения.

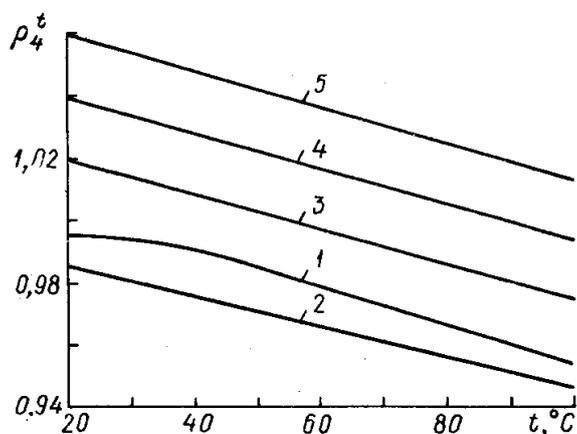


Рисунок 2. Изменение относительной плотности ρ_4^t крекинг - мазутов, мазута М100 и воды от температуры t . 1 – вода; 2 – мазут М100; 3 – 5 – крекинг - мазуты
С увеличением температуры относительная плотность мазутов уменьшается (рис. 2). Влияние давления на плотность незначительно.

Вязкость. Это свойство жидкостей оказывать сопротивление перемещению ее слоев относительно друг друга; как техническая характеристика относится к числу важнейших показателей качества мазута, в связи с чем она положена в основу маркировки мазутов. Вязкостью определяются длительность и способы сливных и наливных операций, условия транспортировки топлива, а также эффективность работы форсунок. Также она влияет на время и полноту отстаивания в емкостях от воды, на скорость осаждения механических примесей.

Условной вязкостью называют отношение времени непрерывного истечения 200 см^3 продукта при определенной температуре к времени истечения воды того же объема при температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Но при определении условной вязкости вискозиметром мазутов М100 вследствие значительной вязкости и трудности поддержания одинаковой температуры мазута в термостате нарушается режим истечения из капилляра, что приводит к значительной погрешности измерений. [1]

Динамическая вязкость может быть определена вискозиметром Гепплера, рекомендуемым ВТИ, по времени качения шарика по наклонной плоскости в исследуемой жидкости по формуле [12]

$$\mu = c\tau(\rho_{ш} - \rho_{ж}), \quad (4)$$

где c – постоянная шарика, константа; τ – время качения шарика; $\rho_{ш}$ и $\rho_{ж}$ – плотности шарика и исследуемой жидкости.

В технических расчетах часто применяют понятие «кинематическая вязкость», представляющую собой динамическую вязкость, отнесенную к плотности: $\nu = \mu/\rho$.

Перевод условной вязкости в динамическую и кинематическую можно осуществить по следующим формулам:

$$\mu = \rho \left(0,0073 \text{ВУ}_t - \frac{0,0063}{\text{ВУ}_t} \right); \quad (5)$$

$$\nu = 0,073 \text{ВУ}_t - \frac{0,063}{\text{ВУ}_t}, \quad (6)$$

где ρ – плотность топлива, т/м³

Вязкость мазутов в значительной мере зависит от температуры. Зависимость кинематической вязкости от температуры для мазута М100 хорошо подчиняется уравнению Вальтера для нефтепродуктов. [1]

$$\log \log(\nu * 10^6 + 0,8) = A - B \log(t + 273)$$

где $A=9,8555$, $B=3,745$.

Из уравнения Вальтера

$$\nu = [10^{7,17 * 10^9 / (t+273)^{3,745}} - 0,8] * 10^{-6} \text{м}^2/\text{с}$$

По рисунку 3 можно по температуре определить условную вязкость различных марок мазутов, а по графику на рисунке 4 или таблице 4 осуществить перевод условной вязкости в кинематическую и наоборот.

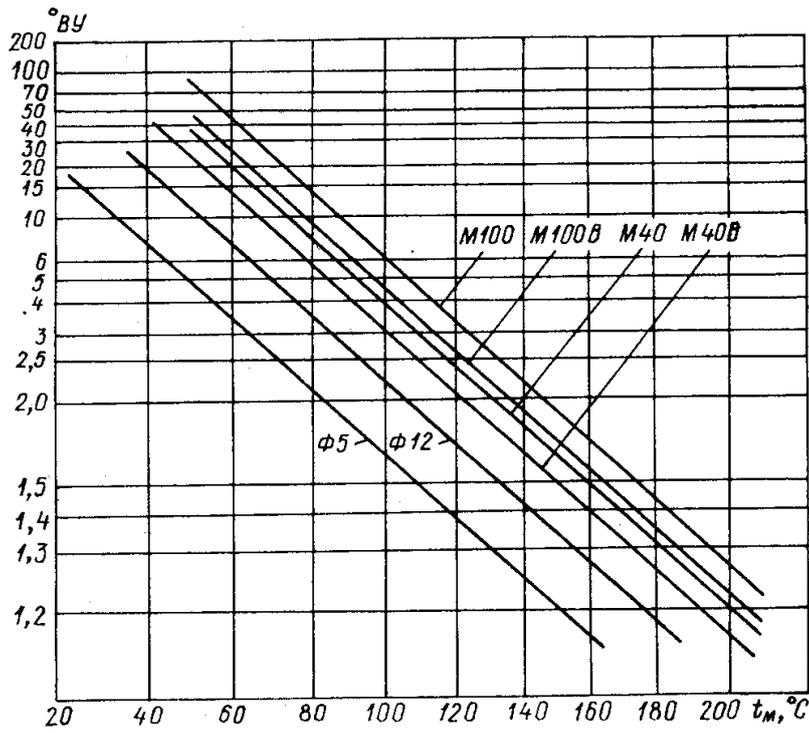


Рисунок 3. Номограмма ВТИ для определения условной вязкости мазутов различных марок.

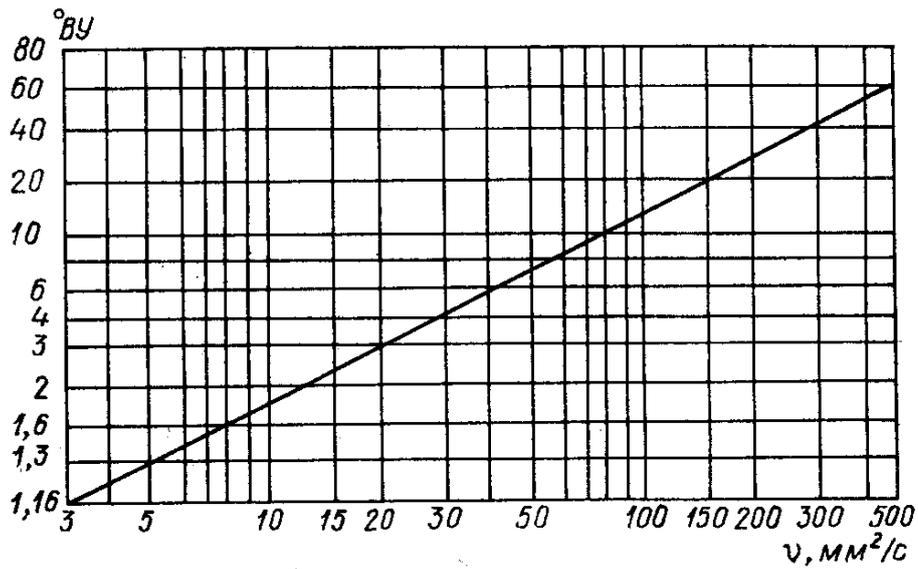


Рисунок 4. График перевода кинематической вязкости в условную.

Перевод кинематической вязкости в условную

№	мм ² /с	°ВУ	мм ² /с	°ВУ	мм ² /с	°ВУ
1	1,00	1,00	23,4	3,36	43,2	5,92
2	2,00	1,10	24,2	3,46	43,8	6,00
3	3,00	1,20	25,0	3,56	44,6	6,10
4	4,10	1,30	25,8	3,65	45,4	6,21
5	5,10	1,40	26,6	3,76	46,2	6,31
6	6,20	1,50	27,4	3,86	47,0	6,42
7	7,30	1,60	28,0	3,95	47,8	6,52
8	8,30	1,70	28,8	4,05	48,6	6,62
9	9,40	1,80	29,6	4,15	49,4	6,73
10	10,4	1,90	30,4	4,25	50,2	6,83
11	11,4	2,00	31,2	4,35	51,0	6,94
12	12,4	2,09	32,0	4,46	51,8	7,04
13	13,4	2,19	32,8	4,56	52,4	7,12
14	14,4	2,30	33,6	4,66	53,0	7,20
15	15,0	2,37	34,4	4,77	53,8	7,30
16	16,0	2,48	35,2	4,87	54,6	7,41
17	16,6	2,55	36,0	4,98	55,4	7,52
18	17,4	2,65	36,8	5,08	56,2	7,62
19	18,4	2,76	37,6	5,18	57,0	7,73
20	18,8	2,81	38,4	5,29	57,8	7,83
21	19,6	2,90	39,2	5,39	58,4	7,91
22	20,4	2,99	40,0	5,50	59,0	8,00
23	21,0	3,07	40,8	5,60	59,6	8,08
24	21,8	3,17	41,6	5,70	60,4	8,18
25	22,6	3,27	42,4	5,81	61,2	8,28

Перегрев топлива может вызвать его испарение, вспенивание и, как следствие, работу форсунок с пульсацией и возможность воспламенения в топливных баках, недогрев топлива ухудшает транспортирование его по трубопроводам и ухудшает качество распыливания. [1]

Из рисунка 3 видно, что при высоких температурах вязкость меняется значительно меньше, чем при низких температурах. Для соблюдения условий транспортирования топлива по трубам, а также для качественного распыливания топлива форсунками необходимо, чтобы мазут был нагрет до определенной температуры.

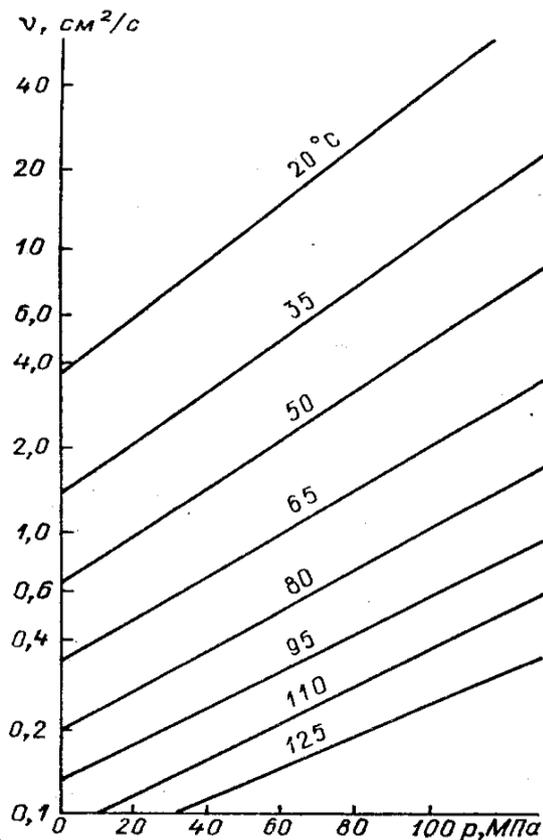


Рисунок 4. Зависимость вязкости мазута ν от давления (для мазута с $\rho_4^{20} = 0,888$ и $\nu_{50} = 0,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) по данным Ландберга [7].

С ростом давления в связи с физической деформацией молекул, химическими реакциями конденсации и полимеризации углеводородов происходит увеличение вязкости мазутов. По З. И. Геллеру

$$\mu_p = \mu_0(1 + \alpha_t p), \quad (7)$$

где μ_p и μ_0 – вязкость при давлении p и атмосферном давлении; $\alpha_t = 1,7 * 10^{-2}$ – постоянная в интервале температур 100 – 150 °С. [13]

Температура вспышки. Такой температурой называют температуру начала обильного выделения паров из топлива, которые могут вспыхнуть при поднесении к ним пламени. Если же при поднесении к топливу пламени происходит вспышка паров и горение самого топлива в течение не менее 5 с, то соответствующая температура называется температурой воспламенения. Температура самовоспламенения, при которой происходит самовоспламенение топлива, значительно выше температуры вспышки и температуры воспламенения, для нефтепродуктов она составляет 500 – 600 °С. Для одного и того же нефтепродукта разность между температурой воспламенения и температурой вспышки составляет 60 – 70 °С. [13]

Прямогонные мазуты, не содержащие парафинов, имеют температуру вспышки 135 – 235 °С, парафинистые мазуты 60 °С, высоковязких крекинг – остатков 185 – 243 °С. У нефтяных топлив, не содержащих легких фракций, повышенная температура вспышки соответствует повышенной температуре начала кипения. У прямогонных мазутов температура начала кипения 196 – 320 °С, а у крекинг – остатков 240 – 335 °С.

Определение температуры вспышки производится для установления максимально допустимой температуры подогрева топлива по условиям пожарной безопасности в открытых, но изолированных от воздуха, емкостях. Температура подогрева топлива в них должна быть на 10 °С ниже температуры вспышки. В открытых бках даже высоковязкий крекинг-мазут не рекомендуется подогревать выше 95 °С.

Температура застывания. Мазут, не имеет строго определенной температуры застывания. Со снижением температуры происходит постепенное загустевание вследствие снижения подвижности коллоидов и выделения из растворов твердых углеводородов, растворенных в нем, - парафинов и церезинов. Чем больше

парафинистых соединений в мазуте, тем выше температура застывания; так у мазутов из высокопарафинистых нефтей температура застывания достигает 42 °С.

Температура застывания связана с вязкостью: чем выше вязкость, тем выше температура застывания. Также он определяет условия перекачиваемости топлива.

Важную роль в текучести и застывании нефтепродуктов, особенно у крекинг – остатков, играют реологические свойства – свойства вязкостных изменений при воздействии повышения температуры и механического воздействия. Так под действием механических нагрузок или подогреве с последующим охлаждением разрушается твердая структура углеводородных соединений и приобретает текучесть. [14]

Теплоемкость. По формуле ВТИ теплоемкость можно определить из следующего выражения

$$c_t = 1738 + 2,5t \quad (8)$$

Наименьшую погрешность при вычислении теплоемкости формула дает при относительной плотности крекинг-остатков с $\rho_4^{20} \approx 1,0$; для мазута с $\rho_4^{20} = 0,9$ погрешность вычисления теплоемкости по данной формуле составляет около 7%.

Крего Ц. С. Рекомендует вычислять теплоемкость нефтепродуктов с $t = 0 \div 420^\circ\text{C}$ и $\rho_4^{20} = 0,72 \div 0,95$ по формуле

$$c_t = \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}(1687 + 3,39t)}}, \quad (9)$$

где ρ_{15}^{15} – относительная плотность нефтепродуктов при 15 °С (по отношению к плотности воды с той же температурой).

Теплоемкость, вычисленная по этой формуле, отличается от экспериментальной на 2,5% - 3,5%. [7]

Коэффициент теплопроводности. При стандартных условиях (760 мм рт. ст. и 20 °С) коэффициент теплопроводности нефтепродуктов составляет $\lambda = 0,12 \div 0,16$ Вт/(м * К). Зависимость коэффициентов теплопроводности нефтепродуктов от температуры по данным Геллера, Варгафтика, Цедерберга показана на рисунке 5.

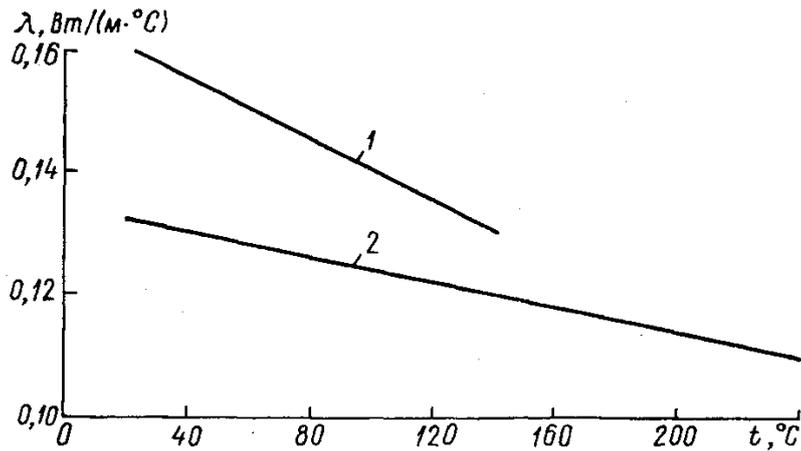


Рисунок 5. Зависимость коэффициентов теплопроводности от температуры

1 – высоковязкий крекинг – остаток, $\rho_4^{20} = 1,058$, $\text{ВУ}_{80} = 189^\circ \text{ВУ}$; 2 – мазут прямой гонки, $\rho_4^{20} = 0,940$, $\text{ВУ}_{80} = 39^\circ \text{ВУ}$.

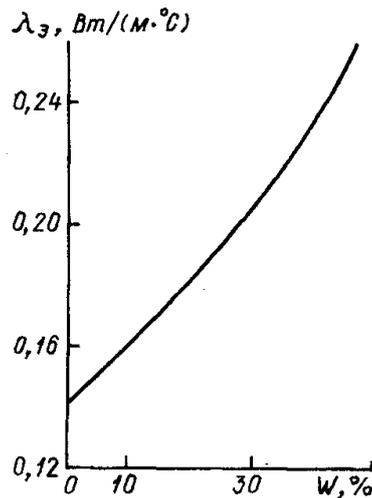


Рисунок 6. Зависимость коэффициента теплопроводности λ_3 гомогенной смеси мазута М40 с водой от содержания влаги W .

Для крекинг-остатков в интервале температур $t = 20 \div 135^\circ \text{C}$

$$\lambda_t^k = \lambda_{20}^k - \alpha(t - 20) \quad (10)$$

где $\alpha = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}^2)$ – температурный коэффициент теплопроводности крекинг-остатков.

Для мазутов прямой гонки и маловязких крекинг-остатков при $\text{ВУ} \leq 100^\circ \text{ВУ}$ $\alpha = 0,13 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}^2)$. На основе экспериментальных данных З. И. Геллера с учетом корреляции коэффициента теплопроводности по теплоемкости и плотности предложена формула

$$\lambda_t = 8,6 * 10^{-9} c_p \rho_t^{\frac{4}{3}} - 0,012. \quad (11)$$

При расчете коэффициентов теплопроводности тяжелых нефтепродуктов средняя ошибка вычисления по данной формуле составляет 3%, максимальная 7%.

Для водомазутных эмульсий по работе (6)

$$\lambda_{\text{э}} = \lambda_{\text{м}} \frac{1 - [1 - \left(\frac{\lambda_{\text{м}}}{\lambda_{\text{в}}}\right) K] V_{\text{в}}}{1 + (K - 1) V_{\text{в}}} \quad (12)$$

где $\lambda_{\text{э}}, \lambda_{\text{м}}, \lambda_{\text{в}}$ – коэффициенты теплопроводности эмульсии, мазута, воды; $V_{\text{в}}$ – объемная доля воды в эмульсии; коэффициент $K = 3\lambda_{\text{м}} / (2\lambda_{\text{м}} + \lambda_{\text{в}})$.

На рисунке 6 приведена зависимость $\lambda_{\text{э}}$ от W для мазута М40 [6]. Теплопроводность эмульсий при $W < 40\%$ мало зависит от температуры.

1.4. Подогреватели мазута типа ПМР

Подогреватели мазута типа ПМР системы ЦКТИ-ТКЗ-ИТТФ – горизонтальные, кожухотрубного типа с поверхностью нагрева из продольно-оробренных труб, предназначены для подогрева паром высоковязкого мазута на ТЭЦ и для водогрейных котлов промышленных и районных котельных; устанавливаются на открытой площадке возле здания насосной: ПМР-13 – за насосами первого подъема при двухступенчатой схеме подачи топлива, ПМР-64 – за насосами с давлением до 6,4 МПа при одноступенчатой схеме подачи топлива. [20]

Греющей средой является пар с температурой до 300 °С и давлением 1,6 МПа из отборов паровых турбин или котельной. К основным сборочным единицам подогревателя относятся (рисунок 7): корпус, трубный пучок нагревательных элементов типа «труба в трубе», расположенный в корпусе, с двусторонним обогревом - снаружи и изнутри; трубные доски, паровые и мазутные камеры между трубными досками и днищами. Количество нагревательных элементов в соответствии с порядком расположения подогревателей в таблице 5 и 6.

В ПМР нагреваемая вязкая жидкость подается в мазутную камеру, разделенную перегородками на отдельные секции соответственно числу ходов мазута в кольцевых зазорах нагревательных элементов между наружными и внутренними трубами. Количество нагревательных элементов в каждом ходе выбирается пропорционально скорости, которая зависит от вязкости, уменьшаясь с уменьшением вязкости. [21]

Наружные трубы большого диаметра закрепляются в трубных досках корпуса и обогреваются снаружи паром из межтрубного пространства пучка. Внутренне оребренные трубы обогреваются паром, поступающим в них по дополнительным трубкам. Эти трубки закреплены в промежуточной трубной доске, отделяющей в паровой камере пространство для сбора конденсата из оребренных труб нагревательных элементов. Паровая внутренняя труба на нижней поверхности имеет наклонную к оси трубы перфорацию, через отверстия которой

пар выходит с соответствующей скоростью, динамически воздействуя на стекающую конденсатную пленку на внутренней поверхности трубы [21]

Основные характеристики подогревателей мазута типа ПМР

Тип подогревателя	Пропускная способность по мазуту, т/ч	Рабочее давление мазута, МПа	Температура мазута, °С		Гидравлическое сопротивление по мазуту, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Температура, °С		Количество ходов мазута	Поверхность нагрева, м ²	Размеры подогревателей, мм										Масса (сухая), кг	Масса воды в объеме аппарата, кг
			На входе	На выходе			Греющего пара	конденсата			D_k	h	h_1	C	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6		
ПМР-64-15	15	6,4	70	135	0,1	1,6	300	189	8	44	426	855	110	5205	1340	740	455	1285	1485	690	1910	445
ПМР-64-30	30	6,4	70	135	0,1	1,6	300	189	8	88	630	1200	150	5230	1575	750	475	1285	1310	780	4090	1014
ПМР-64-60	60	6,4	70	135	0,1	1,6	300	130	8	190	820	1310	200	5560	1570	840	475	1470	1660	825	6650	1675
ПМР-13-60	60	1,3	70	135	0,1	1,6	300	130	8	190	820	1410	200	4986	1220	715	470	1019	1620	565	5380	1450
ПМР-13-120	120	1,3	70	135	0,1	1,6	300	130	8	370	1220	1850	220	5410	1350	915	615	1380	1465	770	8547	3700
ПМР-13-240	240	1,3	70	135	0,1	1,6	300	130	8	765	1832	2600	300	5655	1600	1080	795	1545	1750	890	18920	9500
ПМР-13-400	400	1,3	70	120	0,1	1,6	300	130	6	750	1832	2600	300	5655	1600	1080	795	1545	1750	890	19050	10000

Примечание: гидравлическое сопротивление уточняют при испытаниях установочной серии каждого аппарата на мазуте М100, номинальных расходах и параметрах пара и мазута. Указанные в таблице номинальные характеристики подогревателей по мазуту (пропускная способность, температура на входе и выходе) получены при расчетных параметрах пара -1,6МПа, 300°С. При изменении параметров пара корректировочный расчет подогревателей производится в соответствии с РМТ 108.030.115-77.

Таблица №6

Основные присоединительные размеры патрубков и фланцев D_y , мм, при условном давлении p_y , МПа

Тип подогревателя	Патрубок на входе мазута А		Патрубок на выходе мазута Б		Патрубок на входе пара В		Патрубок на входе пара Г		Патрубок отвода конденсата Д		Патрубок отвода конденсата Е		Патрубки для дренажа мазута Ж ₁ и Ж ₂		Патрубок для отвода воздуха И	
	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y	p_y	D_y
ПМР-64-15	64	80	64	80	25	50	25	50	25	50	25	25	64	20	25	10
ПМР-64-30	64	100	64	100	25	80	25	80	25	50	25	50	64	20	25	10
ПМР-64-60	64	150	64	150	25	100	25	80	25	50	25	50	64	25	25	10
ПМР-13-60	16	150	16	150	16	100	16	80	16	50	16	50	16	25	16	10
ПМР-13-120	16	200	16	200	16	200	16	125	16	50	16	50	16	50	16	10
ПМР-13-240	16	250	16	250	16	200	16	150	16	80	16	80	16	50	16	10
ПМР-13-400	16	320	16	320	16	250	16	150	16	100	16	100	16	70	16	10

нагревательного элемента. Оребренная труба нагревательного элемента заглушена с одного конца, а вторым приваривается к трубной доске паровой камеры, что обеспечивает ей свободное расширение в сторону заглушенного конца и простую разборку подогревателя для очистки поверхностей от загрязнений. [20]

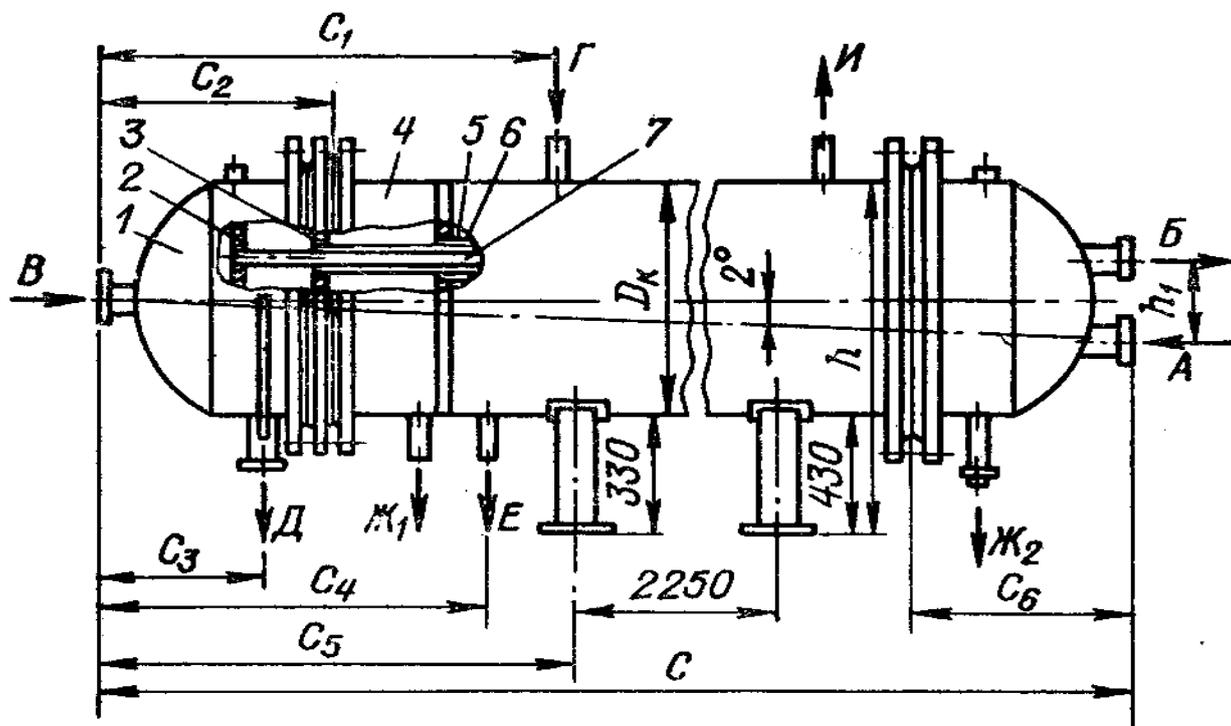


Рисунок 7. Подогреватель мазута типа ППР. 1-паровая камера; 2-промежуточная трубная доска; 3-трубная доска; 4-обечайка корпуса; 5-пучок наружных труб; 6-пучок внутренних оребренных труб; 7-дополнительная внутренняя паровая труба. А и Б – вход и выход мазута; В и Г – вход греющего пара; Д и Е – удаление конденсата; Ж₁ и Ж₂ – патрубки опорожнения; И – воздушник.

Трубная доска паровой камеры и приваренные к ней оребренные трубы отсоединяются от корпуса без нарушения плотностей паровых объемов. Передняя (паровая) и задняя (мазутная) камеры имеют эллиптические днища, к которым приварены паровые и мазутные патрубки; имеется система внутренних перегородок в мазутной камере, определяющая ходы вязкой жидкости, и промежуточная трубная доска, направляющая поток пара и конденсата. [21]

Для стекания конденсата из внутренней оребренной трубы нагревательного элемента под действием силы тяжести корпус подогревателя наклонен под углом

2° в сторону паровой камеры. К камере сбора и удаления конденсата из внутренних оребренных труб подогревателя подсоединяется водоуказательное стекло. С помощью клапана – регулятора уровня поддерживается уровень конденсата в корпусе. Паровое пространство подогревателя имеет штуцер для отвода воздуха и предохранительный клапан для сбора избыточного давления пара. Количество ребер, толщина и высота их для различного диаметра оребренных труб указаны в таблице 7.

Таблица № 7

Параметры оребренных труб подогревателей ПМР

Наружный диаметр несущей трубы, мм	Количество ребер	Коэффициент оребрения при высоте ребер, мм				Толщина ребер, мм
		7	11	15	19	
16	12	4,34	6,25	8,16	10,07	0,5 - 0,6
20	12	3,67	5,20	6,73	8,25	0,6-0,8
20	16	4,56	6,60	8,63	10,67	0,5-0,6
24	12	3,22	4,50	5,77	7,04	0,8-1,0
24	16	3,92	5,66	7,36	9,06	0,6-1,0
24	20	4,71	6,83	8,95	11,00	0,6-0,8
28	16	3,54	5,00	6,45	7,91	0,8-1,2
28	20	4,18	6,00	7,82	9,63	0,8-1,0
28	24	4,82	7,00	9,35	11,36	0,6-0,8
32	16	3,22	4,50	5,77	7,04	0,8-1,2
32	20	3,78	5,37	6,69	8,56	0,8-1,2
32	24	4,34	6,25	8,16	10,07	0,8-1,0
38	16	2,87	3,94	4,02	6,09	0,8-1,2
38	20	3,34	4,68	5,02	7,36	0,8-1,2
38	24	3,81	5,42	7,03	8,63	0,8-1,2

2. Методы расчета теплового аппарата

Основными соотношениями для расчета ТА являются уравнение теплового баланса

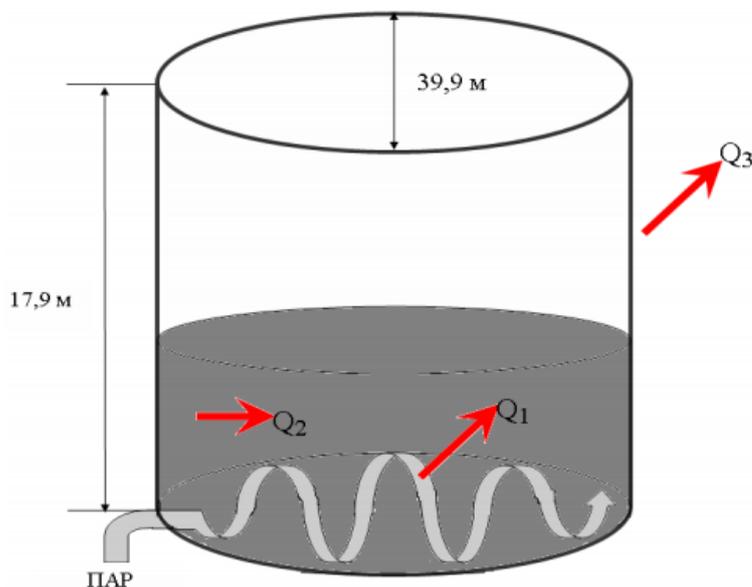


Рисунок 8. Схематичное изображение конструкции змеевика в резервуаре.

$$Q = G_n \cdot (h_n - h_k) = G_M C_p t^M (t_K^M - t_H^M) \quad (13)$$

где Q – тепловая мощность аппарата [Вт]

h_n, h_k – энтальпия пара и конденсата, [Дж/кг]

$G_M = m_M$ – масса нефтепродукта (мазута), [кг]

$C_p t^M$ – теплоемкость мазута, [Дж/(кг*К)]

t_K^M, t_H^M – конечная и начальная соответственно температуры мазута [К]

Энтальпия пара и конденсата находится согласно формулам [5]

$$h_n = C_p t_H^M \quad h_k = C_p t_K^M$$

где $C_p t^M$ – теплоемкость мазута, [Дж/(кг*К)]

t_K^M, t_H^M – конечная и начальная соответственно температуры мазута [К]

Уравнение теплопередачи

$$Q_T = k_T \cdot S \cdot \Theta_T \quad (14)$$

где Q_T – количество тепла, переданного теплоносителем через теплообменный аппарат нагреваемой среде в единицу времени, [Вт]

k_T – средняя для всей поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи, [Вт/(м² К)]

S – площадь поверхности теплообмена, м²

Θ_T – среднелогарифмическая разность температур, [К]

$$\Theta_T = \frac{(t_H^m - t_H^M) - (t_K^m - t_K^M)}{\ln \frac{(t_H^m - t_H^M)}{(t_K^m - t_K^M)}} \quad (15)$$

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{вн}} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{D_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{нар}}} \quad (16)$$

Полное количество тепла Q_T сообщаемое ТА состоит из следующих элементов [1]

$$Q_T = q_1 + q_2 + q_3, \quad (17)$$

q_1 – тепло, необходимое для разогрева количества нефтепродукта массой m от t_H^M до t_K^M , имеющего теплоемкость C_{pm}

$$q_1 = m \cdot C_{pm} \cdot (t_K - t_H) \quad (18)$$

q_2 – тепло, необходимое для расплавления застывшего парафина в количестве $G_{\text{парафина}}$ – определяется лабораторным путем

$$q_2 = G_{\text{парафина}} \cdot \chi, \quad (19)$$

где χ – скрытая теплота плавления парафина ($18.0 \cdot 10^4$ Дж/кг)

q_3 – тепловые потери в окружающую среду

$$q_3 = k \cdot F \cdot \tau \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{возд}}) \quad (20)$$

k – полный коэффициент передачи тепла от мазута в окружающую среду (через днище, стенки, кровлю резервуара),

F – поверхность резервуара, м²

$t_{\text{ср}}$ – средняя температура в резервуаре, равна 45 °С

τ – время, в течение которого происходит подогрев мазута, с

$$k = \frac{K_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} + K_{\text{днища}} \cdot F_{\text{днища}} + K_{\text{кровли}} \cdot F_{\text{кровли}}}{\sum_{i=1}^3 F_i}$$

Основными соотношениями для расчета подводящего паропровода являются следующие выражения:

Падение давления по длине трубопровода [5]

$$\Delta P = \left(\xi_{\text{тр}} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (21)$$

где $\frac{\rho v^2}{2}$ – скоростной напор, [Па]

$\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения,

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений

Падение температуры по длине трубопровода [5]

Уравнение Шухова

$$T_l = T_0 - (T_1 - T_0) \exp(-\text{Шу} \cdot L), \quad (22)$$

$$\text{Шу} = \frac{k_T \pi D}{G \rho C_{pm}}$$

k_T – коэффициент теплоотдачи пара в окружающую среду

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{н}}} + \frac{\delta_{\text{изол}}}{\lambda_{\text{изол}}}},$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплообмена от пара к стенке и от стенки в окружающую среду, соответственно.

$$\alpha_1 = 0,054 * Re^{\frac{1}{6}} * Pr^{0,4} * \lambda_{\text{к}} \left(\frac{g}{\nu_{\text{к}}^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu * \lambda_{\text{возд}}}{d_{\text{нар}}}$$

3. Расчет подводящего паропровода

Посчитаем входные данные теплового аппарата (ТА), а именно падение давления и температуры по длине подводящего паропровода.

Основными соотношения для расчета подводящего паропровода являются следующие выражения:

Падение давления по длине трубопровода

Нам известны входные данные:

$T_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура пара на входе трубопровода,

$P_1 = 1,6 \text{ МПа}$ – входное давление пара,

$L = 1000 \text{ м}$ – длина трубопровода,

$d_{\text{внутренняя}} = 0,218 \text{ м}$, $d_{\text{внешнее}} = 0,22 \text{ м}$ –

внутренний и внешний диаметр трубы соответственно,

$G = 0,85 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ – расход пара,

$\rho = 8,08 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – плотность пара,

$\nu = 31,4 * 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ – кинематическая вязкость пара,

Для начала найдем площадь поперечного сечения трубы

$$S = \frac{\pi d_{\text{внут}}^2}{4} = \frac{3,14 * 0,218^2}{4} = 0,04 \text{ м}^2 \quad (23)$$

Далее находим скорость движения пара в паропроводе

$$v = \frac{G}{\rho S} = \frac{0,85}{8,08 * 0,04} = 2,82 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (24)$$

Посчитаем число Рейнольдса Re для определения режима течения теплоносителя. Характеризует режим движения при вынужденной конвекции, являясь отношением сил инерции и сил вязкости (внутреннего трения)

$$Re = \frac{v d_{\text{внут}}}{\nu} = \frac{2,82 * 0,218}{31,4 * 10^{-7}} = 195772,54$$

Величина коэффициента трения ξ зависит от шероховатости поверхности стенок трубы и от режима течения теплоносителя, определяемого числом

Рейнольдса Re . В диапазоне изменения числа Рейнольдса от 10^4 до $5 \cdot 10^6$ можно рассчитать коэффициент трения по зависимости []

$$\xi = (1,821 \cdot \lg Re - 1,64)^{-2} = (1,821 \cdot 5,29 - 1,64)^{-2} = 0,02$$

Коэффициент сопротивления трению гладких прямых, U- и П- образных трубок рассчитывается по формуле

$$\xi_{\text{тр}} = \xi \frac{L}{d_{\text{внут}}} = 0,01 \frac{1000}{0,218} = 71,74 \quad (25)$$

Определим падение давления по длине трубопровода

$$\Delta P = (\xi_{\text{тр}} + \Sigma \xi_{\text{м}}) \frac{\rho v^2}{2} = (50,68 + 46,5) \frac{8,08 \cdot 2,82^2}{2} = 3798 \text{ Па} = 0,003 \text{ МПа} \quad (26)$$

$\Sigma \xi_{\text{м}} = 46,5$ сумма коэффициентов местных сопротивлений по А. Д. Альтшулю

$$P_2 = 1,6 - 0,003 = 1,597 \text{ МПа}$$

Таким образом, давления на выходе паропровода равна $P_2 = 1,597 \text{ МПа}$

Падение температуры по длине трубопровода

Возьмем из справочника Н.Б. Варгафтик теплофизические свойства водяного пара.

Основные параметры водяного пара при температуре пара $T = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ и давление $P = 1,6 \text{ МПа}$:

$$Pr = 1,69,$$

$$\lambda_{\text{к}} = 71 \cdot 10^{-3} \text{ – коэффициент теплопроводности водяного пара } \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{}^\circ\text{C}}$$

$$g = 10 \text{ м/с} \text{ – ускорение свободного падения.}$$

$$\nu = 31,4 \cdot 10^{-7} \text{ – кинематическая вязкость пара м}^2/\text{с}.$$

Посчитаем число Рейнольдса для определения режима течения пара.

$$Re = \frac{v d_{\text{внут}}}{\nu} = \frac{2,82 \cdot 0,218}{31,4 \cdot 10^{-7}} = 19,6 \cdot 10^4 > 10^4 \text{ – турбулентный режим}$$

Так как турбулентный режим течения теплоносителя, то коэффициент теплообмена α_1 от пара к внутренней стенке трубы находится по формуле:

$$\alpha_1 = 0,054 * Re^{\frac{1}{6}} * Pr^{0,4} * \lambda_{\kappa} \left(\frac{g}{v_{\kappa}^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,054 * 19,6 * 10^{\frac{1}{6}} * 1,69^{0,4} * 71 * 10^{-3} \left(\frac{10}{31,4 * 10^{-7}} \right)^{\frac{1}{3}} = 360,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°С}}$$

Далее находим коэффициент теплообмена α_2 от наружной поверхности трубы в окружающую среду:

Так же определяем режим течения теплоносителя в трубе по следующей формуле:

$$Re = \frac{v d_{\text{нар}}}{\nu} = \frac{2 * 0,22}{10,8 * 10^{-6}} = 0,041 * 10^6 > 2300 - \text{турбулентный режим}$$

Основные теплофизические параметры воздуха, взятые из справочника Н.Б. Варгафтик при температуре $T = -35^{\circ}\text{С}$:

$$v = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{скорость ветра.}$$

$$\nu = 10,8 * 10^{-6} - \text{кинематическая вязкость воздуха.}$$

$$\lambda_{\text{возд}} = 2,20 * 10^{-2} - \text{коэффициент теплопроводности воздуха} \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{°С}}$$

$$Pr = 0,723; Pr_{\text{ст}} = 0,674.$$

При поперечном обтекании труб или цилиндров жидкость отрывается от поверхности и ее движение приобретает очень сложный характер: образуются застойные области, возникают обратные течения, крупные вихри и др. для усредненного по окружности трубы число Нусельта для любых жидкостей или газов расчетная формула имеет вид: [25]

$$Nu = 0,28 * Re^{0,6} * Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = 0,28 * (4,1 * 10^4)^{0,6} * 0,723^{0,38} \left(\frac{0,723}{0,674} \right)^{0,25} = 147,2 \quad (27)$$

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda_{\text{возд}}} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu * \lambda_{\text{возд}}}{d}$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu * \lambda_{\text{возд}}}{d_{\text{нар}}} = \frac{147,2 * 2,20 * 10^{-2}}{0,22} = 14,72 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°С}} \quad (28)$$

После того как нашел коэффициенты теплообмена α_1, α_2 . Считаем коэффициент теплоотдачи в окружающую среду по следующей формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} * \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{нар}}}} = \frac{1}{0,015 + 0,0001 + 0,308} = 3,09 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}} \quad (29)$$

Посчитав коэффициент теплоотдачи k , нахожу коэффициент Шухова по формуле:

$$\text{Шу} = \frac{k * \pi * d_{\text{нар}}}{G * \rho * C_{pm}} = \frac{3,09 * 3,14 * 0,22}{0,85 * 6,3 * 6880} = 5,8 * 10^{-5} \quad (30)$$

Итак, посчитав коэффициент Шухова, определяю температуру пара на выходе паропровода, зная температуру окружающей среды и пара: [5]

$$T_l = T_0 + (T_1 - T_0) \exp(-\text{Шу} * L) = 243 + (573 - 243) \exp(-5,8 * 10^{-5} * 1000) = 554\text{K} = 281\text{°C}. \quad (31)$$

Таким образом на входе теплового аппарата температура равно 281°С и давление пара 1,597 МПа.

4. Расчет змеевика

Основными особенностями проектирования, строительства и эксплуатации на мерзлых грунтах являются необходимость учета и регулирования теплообмена с сооружениями и с окружающей внешней средой. Тепловое состояние нефтепродукта, определяется процессами тепломассопереноса в самом нефтепродукте, газовоздушном пространстве резервуара и окружающей среде [1].

Решение нестационарной задачи по определению теплового режима резервуара, зависящего от параметров окружающей среды и грунта, позволит решить большое количество прикладных задач.

Нефтяные резервуары представляют собой емкости различных размеров, предназначенные для накопления, кратковременного хранения и учета нефтепродукта. Резервуары эксплуатируются в широком диапазоне температур без теплоизоляции и подвергаются переменным температурным воздействиям под влиянием колебаний температуры окружающей среды и солнечной радиации [2].

Для тепловых расчетов при хранении и отпуске нефтепродуктов необходимо знать начальную температуру продукта, которая зависит от времени хранения, от температуры окружающей среды и т.д. Так как учесть все факторы, от которых зависит температура нефтепродукта в резервуаре, трудно, то ее определяют с некоторой степени вероятности для этого при любом тепловом расчете основополагающим уравнением является уравнение теплового баланса. Запишем данное уравнение для нашего случая

$$Q = G_n \cdot (h_n - h_k) = G_m C_p m^M (t_K^M - t_H^M)$$

где Q – тепловая мощность аппарата [Вт]

h_n, h_k – энтальпия пара и конденсата, [Дж/кг]

$G_m = m_m$ – масса нефтепродукта (мазута), [кг]

$C_p m^M$ – теплоемкость мазута, [Дж/(кг*К)]

Для решения поставленной задачи мне необходимо произвести конструкторский расчет теплового аппарата т.е. найти площадь и длину аппарата.

Полное количество тепла Q_T сообщаемое ТА состоит из следующих элементов [1]

$$Q_T = q_1 + q_2 + q_3 = 18073304 + 1504629 + 739186 = 20317120 \text{ Вт} \\ = 20 \text{ МВт} \quad (32)$$

q_1 – тепло, необходимое для разогрева количества нефтепродукта массой m от t_H^M до t_K^M , имеющего теплоемкость C_{pm}

$$m = V * \rho = 19450 * 950 = 18477500 \text{ кг}$$

$$C_{pm} = 1874 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} * ^\circ\text{С}} \text{ – теплоемкость мазута}$$

$t_{\text{нач}} = 45^\circ\text{С}; t_{\text{кон}} = 90^\circ\text{С}$ – начальная и конечная температура мазута

$$q_1 = m \cdot C_{pm} \cdot (t_K - t_H) = 18477500 * 1878 * 45 = 18073304 \text{ Вт} \quad (33)$$

q_2 – тепло, необходимое для расплавления застывшего парафина в количестве $G_{\text{парафина}}$

$$q_2 = G_{\text{парафина}} \cdot \chi = 739100 * 18 * 10^4 = 1504629 \text{ Вт} \quad (34)$$

где χ – скрытая теплота плавления парафина ($18.0 * 10^4$ Дж/кг)

$$G_{\text{парафина}} = 739100 \text{ кг.}$$

q_3 – тепловые потери в окружающую среду

$$q_3 = k \cdot F \cdot \tau \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{возд}}) = 1,32 * 6895,4 * (45 - (-35)) = 739186,8 \text{ Вт} \quad (35)$$

k – полный коэффициент передачи тепла от мазута в окружающую среду (через днище, стенки, кровлю резервуара),

F – поверхность резервуара, м^2

$t_{\text{ср}}$ – средняя температура в резервуаре, равна 45°С

τ – время, в течение которого происходит подогрев мазута, с

Полный коэффициент передачи тепла от мазута в окружающую среду (через днище, стенки, кровлю резервуара) найдем по следующей формуле.

$$k = \frac{K_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} + K_{\text{днища}} \cdot F_{\text{днища}} + K_{\text{кровли}} \cdot F_{\text{кровли}}}{\sum_{i=1}^3 F_i} \\ = \frac{2,6 * 2142,4 + 2,56 * 1249,7 + 0,14 * 2530,3}{6895,4} = 1,32 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * ^\circ\text{С}} \quad (36)$$

Найдем коэффициенты теплопередачи через днище, стенку и кровлю. Для расчета вышеуказанных коэффициентов необходимо задаться средним значением температуры внутренней стенки резервуара, затем данное значение уточняется методом последовательных приближений.

Для нахождения коэффициента теплопередачи **через днище** считаем, что предварительное значение температуры $T_{\text{дн}} = T_{\text{грунта}}$,

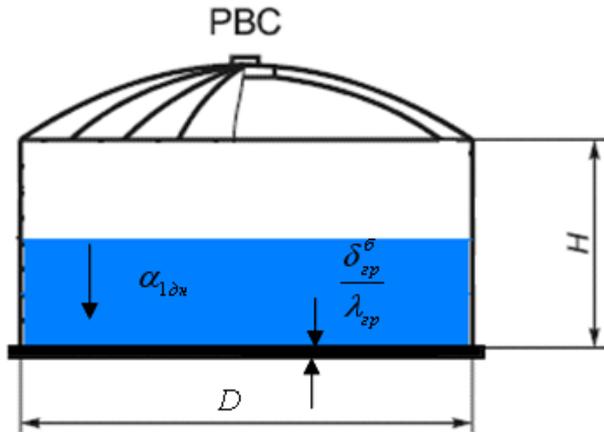


Рисунок 9. Процесс передачи тепла через днище резервуара

$$k_{\text{дн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\text{дн}}} + \frac{\delta_{\text{дн}}}{\lambda_{\text{дн}}} + \frac{\pi * \delta_{\text{грунта}}}{8\lambda_{\text{грунта}}}} = \frac{1}{\frac{1}{7,3} + \frac{0,012}{46} + \frac{3,14 * 0,6}{8 * 0,95}} = 2,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}} \quad (37)$$

где δ_i, λ_i – толщина и теплопроводность стальной стенки днища резервуара, изоляции и т.д. Так как резервуар не теплоизолирован, то $\sum_i^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{\text{дн}}}{\lambda_{\text{дн}}}$ аналогично для стенки и кровли; $\alpha_{1\text{дн}}$ – коэффициент теплообмена конвекцией от теплоносителя через днище емкости; $\lambda_{\text{грунта}}$ – коэффициент теплопроводности грунта фундамента, $\delta_{\text{грунта}}$ – толщина песчаной части фундамента резервуара.

$\alpha_{1\text{дн}}$ определяется по известным теплофизическим формулам [5]:

- во время выстаивания резервуара (процесс передачи тепла – свободная конвекция):

$$\alpha_{1\text{дн}} = \frac{1}{2} * \frac{\lambda_{\text{ср}}}{H_{\text{налива}}} (Gr * Pr)^{0,25} = \frac{1}{2} * \frac{0,1190}{17,1} * (5,3 * 10^9 * 6700)^{0,25} = 7,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T l^3}{\nu^2} = \frac{10 * 0,022 * 1 * 17,1^3}{455 * 10^{-6}} = 5,3 * 10^9; Pr = 6700$$

Для нахождения коэффициента теплопередачи **через стенку в области жидкости** среднее значение температуры поверхности внутренней стенки резервуара равно температуре закачиваемого теплоносителя $T_{ст.ж} = T_{ср}$.

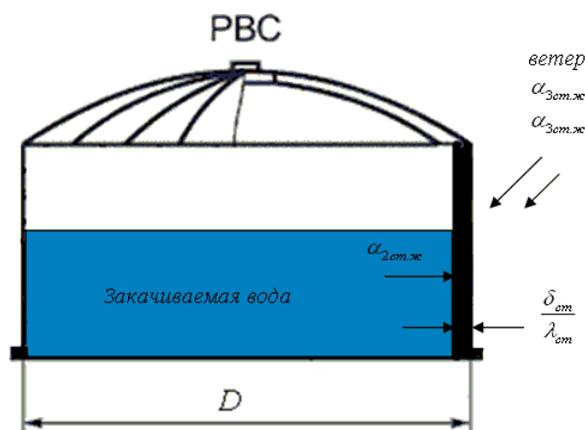


Рисунок 10. Процесс передачи тепла через стенку резервуара в области мазута

Коэффициент теплопередачи от стенки в окружающую среду находим по формуле:

$$k_{ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1ст}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2ст} + \alpha_{3ст}}} \quad (38)$$

где $\alpha_{1ст}$ – коэффициент теплообмена вынужденной конвекции от теплоносителя к вертикальной стенке резервуара, создаваемый потоком теплоносителя, находится по

формулам

- во время выстаивания резервуара (свободная конвекция)

$$\alpha_{1дн} = \frac{1}{2} * \frac{\lambda_{ср}}{H_{налива}} (Gr * Pr)^{0,25} = 7,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°С}}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{2ст} &= 0,28 * \frac{\lambda_{возд}}{H_{рез}} * (Re)^{0,6} * Pr_{возд}^{0,38} = 0,28 * \frac{0,022}{17,88} (3,31 * 10^6)^{0,6} 0,723^{0,38} \\ &= 2,17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°С}} \end{aligned}$$

Считаем число Рейнольдса для определения режима течения теплоносителя.

$$Re = \frac{vH_{рез}}{\nu_{возд}} = \frac{2 * 17,88}{10,8 * 10^{-6}} = 3,31 * 10^6$$

$\alpha_{3ст}$ – находится через критерии подобия свободной конвекции (Gr и Pr) для вертикальной поверхности $\alpha_{3ст} = B * \frac{\lambda_{возд}}{H_{рез}} * (Gr * Pr_{возд})^n$

$$\alpha_{3ст} = B * \frac{\lambda_{возд}}{H_{рез}} * (Gr * Pr)^n = 0,15 * \frac{0,022}{17,88} * (1,8 * 10^{12} * 0,723)^{\frac{1}{3}} = 1,96 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°С}}$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T l^3}{\nu^2} = \frac{10 * 3.665 * 10^{-3} * 1 * 17.88^3}{(10.8 * 10^{-6})^2} = 1.8 * 10^{12}$$

$$(Gr * Pr) = 1,3 * 10^{12} > 10^9 \Rightarrow B = 0,15; n = 1/3$$

$$k_{ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1ст}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2ст} + \alpha_{3ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{7,3} + \frac{0,016}{46} + \frac{1}{2,17 + 1,96}} = 2,6 \frac{Вт}{м^2 * °С} \quad (39)$$

Для расчета коэффициента теплопередачи от теплоносителя в окружающую среду через кровлю $k_{кр}$ необходимо знать:

1. температуру «зеркала» теплоносителя в резервуаре принимаем равной средней температуре теплоносителя;
2. температуру внутренней поверхности кровли принимаем равной температуре окружающего воздуха;
3. температура газового пространства равна средне температуре окружающего воздуха и теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи через кровлю находится по формуле:

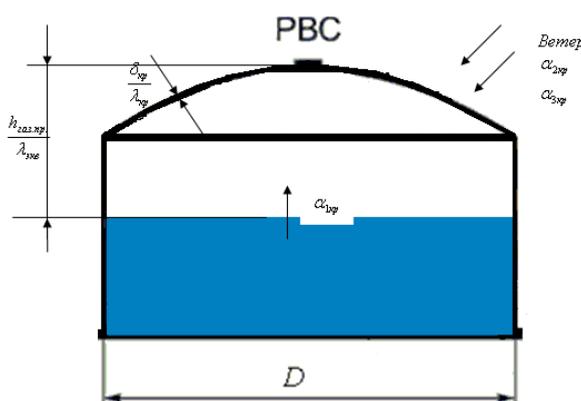


Рисунок 11. Процесс передачи тепла через кровлю резервуара.

$$k_{кр} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1кр}} + \frac{h_{воз.пр}}{\lambda_{экр}} + \frac{\delta_{кр}}{\lambda_{кр}} + \frac{1}{\alpha_{2кр} + \alpha_{3кр}}} = \frac{1}{\frac{1}{2,015} + \frac{5,33}{0,84} + \frac{0,005}{46} + \frac{1}{1,75 + 4,38}} = 0,14 \frac{Вт}{м^2 * °С} \quad (40)$$

$\alpha_{1кр}$ – коэффициент теплообмена от зеркала теплоносителя в газовое пространство резервуара (за счет свободной конвекцией). Находится через критерии подобия свободной конвекции (Gr и Pr) для вертикальной поверхности [4]:

Вертикальное расположение		
$Gr \cdot Pr$	B	n
$10^3 - 10^9$	0.76	$\frac{1}{4}$
$> 10^9$	0.15	$\frac{1}{3}$

$$\alpha_{1кр} = B \frac{\lambda_{\text{среды}}}{H} (Gr * Pr)^n = 0,15 \frac{0,022}{3,78} (1,7 * 10^{10} * 0,723)^{\frac{1}{3}} = 2,015 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T l^3}{\nu^2} = \frac{10 * 3.665 * 10^{-3} * 1 * 3,78^3}{(10.8 * 10^{-6})^2} = 1,7 * 10^{10}$$

$$(Gr * Pr) = 1,7 * 10^{10} * 0,723 = 1,23 * 10^{10} \Rightarrow B = 0,15; n = 1/3$$

За характерный параметр возьмем полную высоту газового пространства

$$h_{\text{г.п}}^{\text{полная}} = h_{\text{сегм}} + h_{\text{г.п}} = 1,55 + 3,78 = 5,33 \text{ м}$$

$$h_{\text{сегм}} = 2 * h_{\text{сф.конуса}} \left(\frac{1}{4} - \frac{h_{\text{конуса}}^2}{2D_{\text{рез}}^2} \right) = 2 * 3,14 \left(\frac{1}{4} - \frac{3,14^2}{2 * 39,9^2} \right) = 1,55 \text{ м}$$

где $h_{\text{сф.конуса}}$ - высота сферического конуса, которая определяется по типовому проекту резервуара.

По формуле $\lambda_{\text{экв}} = \lambda_{\text{с}} * \varepsilon_{\text{к}}$ определяем эквивалентный коэффициент теплопроводности газовой смеси, где $\varepsilon_{\text{к}}$ - коэффициент конвекции, $\lambda_{\text{с}}$ - коэффициент теплопроводности газовой смеси.

$$\lambda_{\text{экв}} = \lambda_{\text{с}} * \varepsilon_{\text{к}} = 0,06 * 14,022 = 0,84 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{°C}}$$

$$\varepsilon_{\text{к}} = 0,18 * (Gr * Pr)^{0,25} = 14,022$$

$$\lambda_{\text{с}} = \lambda_{\text{возд}}(1 - C_1) + \lambda_{\text{сп}} * C_1 = 0,022(1 - 0,4) + 0,1190 * 0,4 = 0,06 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{°C}}$$

Коэффициенты теплообмена $\alpha_{2кр}, \alpha_{3кр}$ находятся аналогично коэффициентом теплообмена в области газового пространства. При нахождении $\alpha_{2кр}$ рассматривается как вынужденная конвекция при обтекании плоской поверхности, при нахождении $\alpha_{3кр}$, как свободная конвекция для горизонтальных объектов.

Горизонтальное расположение объекта		
$Gr \cdot Pr$	B	n
$10^3 - 10^7$	0.5	$\frac{1}{4}$
$> 10^7$	0.135	$\frac{1}{3}$

$$\alpha_{2кр} = 0,28 \frac{\lambda_{возд}}{D_{рез}} * Re^{0,6} * Pr_{возд}^{0,38} = 0,28 \frac{0,022}{39,9} (7,4 * 10^6)^{0,6} 0,723^{0,38}$$

$$= 1,75 \frac{Вт}{м^2 * °С}$$

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{2 * 39,9}{10,8 * 10^{-6}} = 7,4 * 10^6$$

$$\alpha_{3кр} = B \frac{\lambda_{возд}}{H} (Gr * Pr)^n = 0,15 * \frac{0,022}{17,88} * (14,43 * 10^{12})^{\frac{1}{3}} = 4,38 \frac{Вт}{м^2 * °С}$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T l^3}{\nu^2} = \frac{10 * 3.665 * 10^{-3} * 1 * 39,9^3}{(10,8 * 10^{-6})^2} = 19,96 * 10^{12}$$

$$(Gr * Pr) = 19,96 * 10^{12} * 0,723 = 14,43 * 10^{12} \Rightarrow B = 0,15; n = 1/3$$

Площади поверхностей ограждающей конструкции резервуара находятся по следующим формулам:

$$\text{- площадь днища } S_{дн} = \pi * \frac{D^2}{4} = \frac{3,14 * 39,9^2}{4} = 1249,7 \text{ м}^2$$

$$\text{- площадь стенки } S_{ст} = \pi D H = 3,14 * 39,9 * 17,1 = 2142,4 \text{ м}^2$$

$$\text{- площадь кровли } S_{кр} = \pi \left(H_{сф.куп} + \frac{D^2}{2} \right) = 3,14 \left(3,14^2 + \frac{39,9^2}{2} \right) = 2530,3 \text{ м}^2$$

Площадь поверхности змеевика определим через уравнение теплопередачи

$$Q_T = \alpha_{пара} \cdot H \cdot \Theta_T \Rightarrow H_{поверх} = \frac{Q_T}{\alpha_{пара} * \Theta_T} = \frac{20317120}{360,76 * 87,52} = 643,48 \text{ м}^2$$

где Θ_T – среднелогарифмическая разность температур,

$$\Theta_T = \frac{(t_H^m - t_H^M) - (t_K^m - t_K^M)}{\ln \frac{(t_H^m - t_H^M)}{(t_K^m - t_K^M)}} = \frac{(281 - 45) - (110 - 90)}{\ln \frac{(281 - 45)}{(110 - 90)}} = 87,52^\circ\text{С} \quad (41)$$

И через площадь поверхности найдем длину змеевика:

$$L_{\text{змеевика}} = \frac{H_{\text{пов}}}{\pi d_{\text{нар}}} = \frac{643,48}{3,14 * 0,22} = 1649,9 \text{ м} \quad (42)$$

Таким образом произведен конструкторский расчет аппарата, найдено длина $L_{\text{змеевика}} = 1649,9 \text{ м}$ и площадь $H_{\text{поверх}} = 643,48 \text{ м}^2$ змеевика.

Расчет падения температуры по длине теплового аппарата.

Для того чтобы убедиться в том что на выходе змеевика пар не сконденсирует, рассчитаем падение температуры по уравнению Шухова:

Посчитаем коэффициент теплоотдачи от пара к мазуту:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} * \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{нар}}}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{360,76 * 0,218} + \frac{1}{2 * 46} * \ln \frac{0,22}{0,218} + \frac{1}{7,3 * 0,22}} = 1,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплообмена, взятые из ранних расчетов формулы (26), (28).

Найдем коэффициент Шухова:

$$\text{Шу} = \frac{k * \pi * d_{\text{нар}}}{G * \rho * C_{pm}} = \frac{1,56 * 3,14 * 0,22}{0,85 * 6,3 * 6880} = 3 * 10^{-5}$$

И по уравнению Шухова находим температуру на выходе змеевика:

$$T_l = T_0 + (T_1 - T_0) \exp(-\text{Шу} * L) = 318 + (554 - 318) \exp(-3 * 10^{-5} * 1650)$$

$$= 526,3 \text{ К} = 253,3 \text{ °C}. \quad (43)$$

где $T_0 = 45 \text{ °C}$ - начальная температура мазута

$T_1 = 281 \text{ °C}$ - температура пара на входе змеевика

$L = 1650 \text{ м}$ – длина змеевика.

Таким образом, на входе змеевика пар и на выходе пар.

5. Экономика

Посчитаем экономическую целесообразность реконструкции. Для того чтобы сконструировать змеевиковый аппарат необходима 1650 м трубы диаметром 220 мм и 1000 м трубы с таким же диаметром для подвода паропровода. На рынке один метр трубы из нержавеющей стали стоит 408 рублей, то есть в общей сложности на приобретение материала необходима 1100000 рублей и на производство работ необходимо 300 000 рублей. На реконструкцию змеевика предположительно потребуется 8 месяцев. Тепловой аппарат производит подогрев мазута, без потребления электроэнергии, за счет отработанного пара.

В мазутных хозяйствах ТЭЦ применяется насос центробежные консольные типа НК (одноступенчатые и двухступенчатые).

Насосы типа НК – горизонтальные, спиральные с консольно расположенными на валу одним или двумя рабочими колесами одностороннего входа жидкости или одним двустороннего (табл. 8-9).

Насос и привод (электродвигатель) установлены на общей литой или сварной фундаментной плите. Валы насоса и электродвигателя соединены зубчатой муфтой с промежуточным валом. Такая конструкция муфты дает возможность производить разборку и сборку насоса без демонтажа электродвигателя и корпуса насоса, т.е. без нарушения центровки агрегата. Конструктивно насосы типа НК однотипны и объединяются в три группы, различающиеся количеством и конструкцией рабочих колес, размещенных на консольной части вала. Группа одноступенчатых консольных насосов с рабочим колесом одностороннего входа жидкости состоит из типоразмеров НК 65/35-70, НК 65/35-125, НК 200/120-120. Проточная часть выполнена в корпусе. Напорный патрубок направлен вертикально вверх, приемный – у насосов из материалов С и Х – вверх, а у Н – вдоль горизонтальной оси насоса.

Группа одноступенчатых консольных насосов с рабочим колесом двустороннего входа жидкости состоит из трех типоразмеров: НК 560/335 – 70; НК 560/335 – 120; НК 560/335 – 180. Проточная часть выполнена в корпусе и крышке корпуса насоса. Всасывающий и напорный патрубки направлены вертикально

вверх. Для уравнивания радиальных сил, действующих на ротор, спиральный отвод выполнен двойным.

Группа двухступенчатых консольных насосов с рабочими колесами одностороннего входа жидкости состоит из двух типоразмеров: НК 65/35 – 240 и НК 200/120 – 210. У насоса НК 65/35 – 240 проточная часть выполнена в корпусе и в сдвоенном направляющем аппарате, а у насоса НК 200/120 – 210 – в корпусе и крышке корпуса насоса. Вал этих насосов вращается в двух шарикоподшипников, смонтированных по типу сдвоенных, обращенных друг к другу широкими бортами наружных колец. Смазка шарикоподшипников циркуляционная.

Уплотнения выходных концов вала из корпуса – сальниковые. Сальниковая набивка поджимается втулкой сальника. В сальниковом уплотнении типа СГ внутри сальниковой набивки находится фонарь сальника – кольцообразное устройство, к которому по отверстиям в крышке насоса подводится уплотнительная жидкость для охлаждения и смазки набивки и гильзы вала, уменьшая трение между ними. Уплотнительная жидкость в то же время является гидрозатвором, не допускающим выхода нефтепродуктов и их паров через сальник. Для охлаждения сальников в рубашку крышки насоса подается охлаждающая жидкость. Во втулке сальника предусмотрена водяная завеса, которая удаляет в дренаж просочившиеся нефтепродукты и их пары, предохраняя окружающий воздух от насыщения парами нефтепродуктов.

Уплотнение типа СО аналогично уплотнению СГ, но в уплотнении СО вместо фонаря сальника дополнительно устанавливаются два кольца сальниковой набивки и уплотнительная (затворная) жидкость не подводится, а смазка набивки и защитной гильзы производится перекачиваемой жидкостью.

Для привода насоса применяются асинхронные электродвигатели. Передача крутящего момента от электродвигателя к насосу осуществляется зубчатой муфтой. Муфта зубчатая представляет собой комплект из двух муфт, соединенных промежуточным валом.

Технические характеристики центробежных нефтяных консольных насосов

Насос	Подача м ³ /ч	Давление МПа	Подпор МПа	Число ступеней	Частота Вращения Об/мин	Масса кг
НК 65/35-70	65/35	0,7	0,035/0,028	1	2950	281
НК 65/35-240	65/35	2,4	0,035/0,028	2	2950	-
НК 200/120- 120	200/120	1,2	0,054/0,044	1	2950	344
НК 65/35-125	65/35	1,25	0,038	1	2950	314
НК 200/120- 70	200/120	0,7	0,063/0,046	1	2950	287
НК 200/120- 210	200/120	2,1	0,058/0,046	2	2950	344
НК 200/370В	200/120	3,7	0,055/0,045	2	2950	940
НК 560/335- 70	560/335	0,7	0,064/0,056	1	2950	762
НК 560/335- 120	560/335	1,2	0,066/0,052	1	2950	711
НК 560/335- 180	560/335	1,8	0,068/0,05	1		839
НК 560/300В	560/335	3,0	0,06/0,049	1		1380

Принцип действия центробежного насоса заключается в том что рабочее колесо приводит перекачиваемую жидкость во вращательное движение, в результате которого она выбрасывается в выходной патрубок и далее в выходной трубопровод. К рабочему колесу жидкость подводится из входного трубопровода. Регулирование подачи насоса производится задвижкой, установленной на выходном трубопроводе.

Насос НК предназначен для перекачки нефти, нефтепродуктов, масел, сжиженных нефтяных газов, органических растворителей и других сходных жидкостей.

Таблица 9

Технические характеристики центробежных насосов для нефтепродуктов

Характеристики	Консольные					Разъемные	
	4нк- 5*1	5нк- 5*1	5нк- 9*1	6нк- 6*1	кнк- 9*1	4н- 5*2	5н- 5*2
Подача, м ³ /ч	55	90	90	120	135	55	90
Давление нагнетания, МПа	0,57	0,97	0,45	1,12	0,55	1,05	1,70
Допустимый подпор во входном патрубке, МПа	0,05- 0,07	0,05- 0,07	0,05- 0,07	0,05- 0,07	0,05- 0,07	0,04- 0,05	0,04- 0,05
Потребляемая мощность МПа	18	50	20	75	40	32	90
Коэффициент полезного действия %	62	57	68	63	73	57	58
Диаметр рабочих колес, мм	220	275	210	305	240	220	275
Количество ступеней	1	1	1	1	1	2	2
Диаметр всасывающего патрубка, мм	100	125	125	150	150	100	125
Диаметр напорного патрубка, мм	60	75	75	100	100	60	75
размеры агрегата, мм:	1700	1840	1810	2035	1795	2010	2380
длина	685	685	685	770	685	680	750
ширина	570	630	575	680	580	550	835
высота							

Масса, кг:	620	750	655	870	720	910	1660
насоса	1020	1470	1170	2010	1480	1095	2245
агрегата							
Характеристики	Разъемные				Разъемные		
	двустороннего входа						
	6н- 7*2	4н- 5*4	5н- 5*4	6н- 10*4	8нд- 6*1	10нд- 6*1	
Подача, м ³ /ч	140	36	90	170	200	450	
Давление нагнетания, МПа	1,80	2,20	3,38	2,70	1,0	0,6	
Допустимый подпор во входном патрубке, МПа	0,04- 0,05	0,04- 0,05	0,04- 0,05	0,04- 0,05	0,05- 0,07	0,05- 0,07	
Потребляемая мощность, кВт	110	48	145	210	100	120	
КПД, %	61	47	60	60	65	80	
Диаметр рабочих колес, мм	290	220	265	258	280	435	
Количество ступеней	2	4	4	4	1	1	
Диаметр патрубков, мм	150	100	125	150	200	250	
Диаметр патрубков, мм напорного	100	75	75	100	150	200	
Размеры агрегата, мм:							
Длина	2450	2700	2895	3352	2340	2355	
Ширина	850	720	870	920	750	750	
высота	895	1095	1315	1545	720	941	
Масса, кг:							
Наоса	1643	1166	2840	3310	1600	2215	
агрегата	2410	1936	3500	3842	2070	2860	

На ТЭЦ-2 для перекачки мазута из резервуара в ПМР и обратно, используют два центробежных насоса. Производительность одного насоса равна 485 м³/ч, потребляемая мощность – 95,48 кВт. Стоимость одного киловатта электроэнергии по тюменской области составляет 2 рубля 58 копеек. Если убрать из эксплуатации подогреватели и насосы, то по расчётам за один месяц без потребления электроэнергии можно сэкономить 14 778 рублей. За 5 лет и 8 месяцев работы ТА можно сэкономить 1151684 рублей. Как видно на рисунке 12, данный проект окупиться за 5 лет и 8 месяцев.

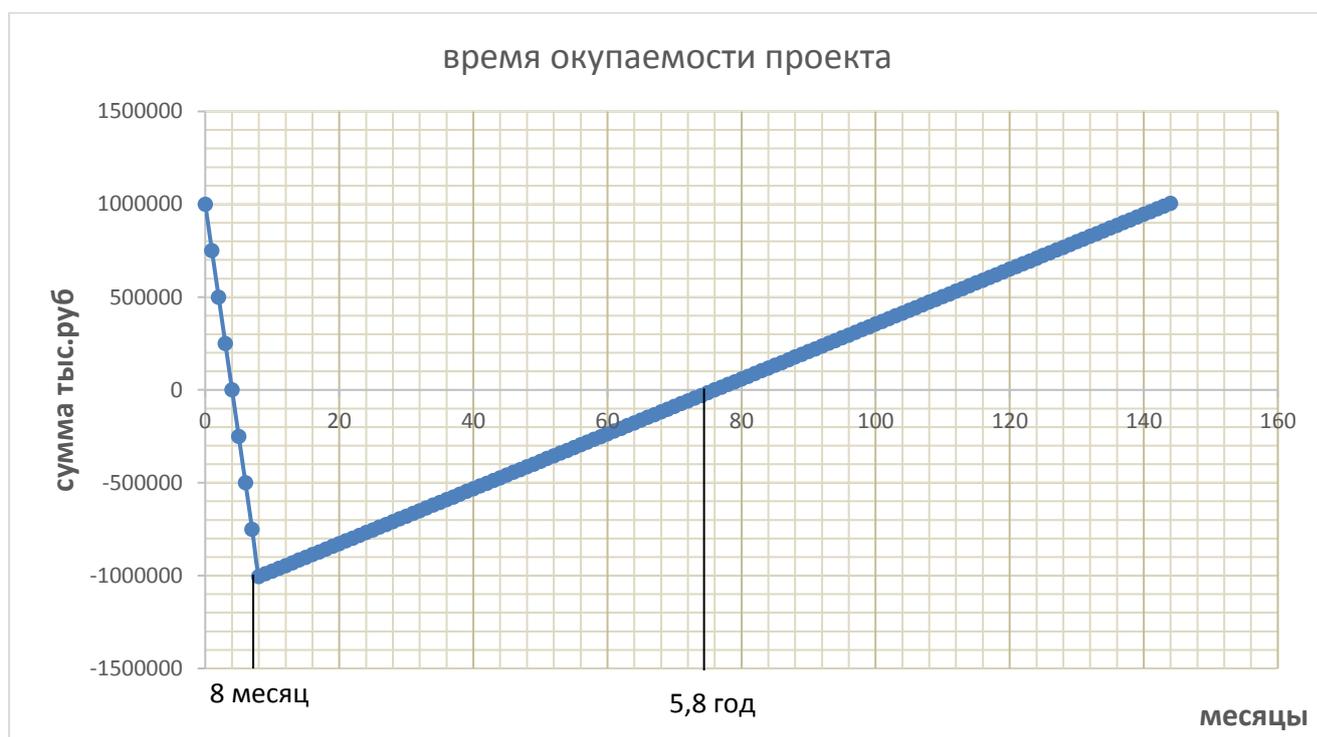


Рисунок 12. График окупаемости проекта.

Масса одного ПМР-13 120 равно 8550 кг или 8,55 тон, масса ПМР-13 240 равно 19290 кг или 19,29 тон. На рынке 1 тонна черного лома стоит 10000 рублей. На ТЭЦ – 2 установлены 7 ПМР, три из которых это ПМР-13 120 и четыре ПМР-13 240. Если эти ПМР сдать как черный лом можно выручить в общем 1028100 рублей.

Таким образом данный проект окупиться за 5,8 лет работы без затрат на электроэнергию, для подогрева мазута.

6. Заключение

Произведен расчет подводящего паропровода (рассчитаны давление и температура на входе ТА). На входе (на выходе подводящего паропровода) теплового аппарата получил следующие значения: $P = 1,597$ МПа; $T = 281$ °С.

Произведен конструкторский расчет ТА, а именно найдена площадь и длина змеевикового аппарата. В результате расчетов найдена длина и площадь поверхности теплового аппарата: $H_{\text{поверх}} = 643,48$ м²; $L = 1650$ м.

Экономически обоснована целесообразность реконструкции, т.е. данный проект окупиться за 5 лет и 8 месяцев работы ТЭЦ-2.

Таким образом, в ходе работы были решены поставленные задачи, с последующим достижением цели, а именно увеличение надежности и эффективности процесса и системы подогрева мазута на ТЭЦ-2 путем реконструкции мазутохранилища с заменой подогревателей на змеевиковые тепловые аппарат (ТА), расположенные внутри резервуаров.

Список литературы

1. Адамов В.А. Сжигание мазута в топках котлов. – Л.: Недра, 1989. – 304 с.: ил.
2. Александров А.А. Григорьев Б.А.. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М.: Изд-во МЭН, 1999г.
3. Арзунян А.С. Сооружение нефтехранилищ. - М. Недра, 1986г.
4. Болгарский А.В. Задачник по теплофизике. - М., Недра, 1977г.
5. Бродов Ю.М., Ниренштейн М.А. Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: Учебное пособие. Екатеринбург: УГТУ, 2001. 373с.
6. Губин В.Е., Новоселов В.Ф., Тугунов П.И. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепродуктов. - М., Недра, 1968.
7. Справочник по проектированию магистральных трубопроводов (под ред. А.К. Дерцакяна). - М., Недра 1977.
8. Едигаров С.Г., Бобровский С.А. Проектирование и эксплуатация нефтебаз и газохранилищ. - М., Недра, 1973.
9. Едигаров С.Г., В.М. Михайлов и др. Проектирование и эксплуатация нефтебаз, - М. Недра, 1977г.
10. под ред. Зарембо К.С. Справочник по транспорту. - Государственное научно-техническое изд-во нефтяной и горно-топливной литературы. Москва, 1954г.
11. под общей редакцией Ю.Д. Земенкова. Справочник инженера по эксплуатации нефтегазопроводов и продуктопроводов. – М.: Инфра-Инженерия, 2006. – 928 с.
12. Хранение нефти и нефтепродуктов: Учебное пособие./ Под общей редакцией Ю.Д. Земенкова. – Тюменский государственный нефтегазовый университет, 2002 550 с.
13. Инструкция по эксплуатации мазутного хозяйства Тюменской ТЭЦ-2, Тюмень, 2006г.
14. Истинская Н.И., Кузнецов Н.А. – Справочник по топливу маслам и технологическим жидкостям. М.: Колос 1982г. – 315с.
15. Каравайков В.М. Теплообменные аппараты. Теория и расчет на ЭВМ. - М. Недра, 1973г.
16. Кириллов П.П., Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы), - М. Недра, 1985г.
17. Кислицын А.А. Основы теплофизики (лекции и семинары). – Издательство Тюменского государственного университета, 2002г. – 152 стр.

18. Кошкин В.К., Теплообменные аппараты и теплоносители (теория и расчет). - М. Высшая школа, 1975г.
19. под. ред. Академика РАН А.И. Леонтьева Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. Москва Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2004г. – 591с.
20. сост. А.П. Леонтьев Расчет кожухотрубчатых теплообменников: Учебное пособие. – Тюмень. ТюмГНГУ, 2000 г.
21. под. ред. чл. – корр. РАН, д-ра. техн. наук, проф. Луканина В.Н.. Теплотехника. - М., Высшая школа, 1999г.
22. Нечваль М.В., Новоселов В.Ф., Тугунов П.И. Последовательная перекачка нефтей и нефтепродуктов по магистральным трубопроводам. - М., Недра, 1976.
23. Петухова Б.С. Справочник по теплообменникам в 2-х томах. Том.1. - М. Недра, 1973г.
24. Посаднев Е.К. Испарение и хранение нефтепродуктов, - М.: Россельхозиздат – 1987г
25. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. - Москва «Машиностроение», 1973г.
26. Рудин М.Г. Карманный справочник нефтепереработчика. - Ленинград «Химия» Ленинградское отд-е, 1989г.
27. Смирнов А.С., Генкина Л.А., Хумпулян М.М., Чернов Д.Л. Транспорт и хранение нефти и газа. - Государственное научно-техническое изд-во нефтяной и горно-топливной литературы. Москва, 1962г.
28. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. Учебник для вузов. – 7-е изд., стереот. – М.: Изд-во МЭН, 2001г. – 472с.: ил.
29. Степанов О.А., Мисеев Б.В., Хоперский Г.Г. Теплоснабжение на насосных станциях нефтепровода. - Москва ОАО «Издательство «Недра», 1998г. 301 с.
30. Таубман Е.Н. Контактные теплообменники, М.: Недра 1988г.
31. Транспорт и хранение нефти и газа (под ред. Проф. Н.Н. Константинова и проф. П.И. Тугунова). - М., Недра 1975.
32. Шишкин Г.В. Справочник по проектированию нефтебаз. М., Недра, 1978.
33. Школьников В.М. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости, - М., Недра 1983г.