

**М.М. БЕЗЗУБЦЕВА, В.С. ВОЛКОВ**

**ПРИКЛАДНАЯ ТЕОРИЯ ТЕПЛОВЫХ И  
МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМНОМ  
АНАЛИЗЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПРОДУКЦИИ**

**РАЗДЕЛ 1  
Тепловые процессы**

**ПРАКТИКУМ**  
**для обучающихся по направлению 35.04.06 Агроинженерия, профиль**  
**«Энергетический менеджмент и инжиниринг энергосистем»**

62-1/-9  
ББК 40.76

**Составители:**

**М.М. Беззубцева, В.С. Волков.** Прикладная теория тепловых и массообменных процессов в системном анализе энергоемкости продукции. Раздел 1 — Тепловые процессы»: практикум для обучающихся по направлению 35.04.06 «Агроинженерия», профиль «Энергетический менеджмент и инжиниринг энергосистем». – СПб: СПбГАУ, 2017. – 160 с.

**Рецензенты:**

доктор техн. наук, профессор (ИТМО) **А.Г. Новоселов;**  
доктор техн. наук, ведущий научный сотрудник (РГАТУ) **Ф.А. Мусаев**

Практикум предназначен для обучающихся по направлению 35.04.06 «Агроинженерия», профиль «Энергетический менеджмент и инжиниринг энергосистем» при изучении дисциплины «Прикладная теория тепловых и массообменных процессов в системном анализе энергоемкости продукции». Содержание пособия соответствует действующей программе дисциплины и включает основные разделы изучения тепловых процессов АПК.

Цель практикума – знакомство с методами расчета, проектирования и анализа энергетических затрат тепловых технологических процессов АПК. Представлены примеры расчета типовых тепловых процессов АПК. Приведены справочные данные по устройству и размерам тепловых аппаратов. Представлены расчетные задания для самостоятельной работы.

Структура построения глав пособия предопределяет не только усвоение методологии расчета и проектирования тепловых процессов и аппаратов, но и представляет широкий спектр проблемных вопросов для самостоятельной и практической деятельности обучающихся.

Практикум может быть использован магистрами, аспирантами, научными сотрудниками и инженерами, работающими в различных областях АПК и занимающимися проблемами энергосбережения в энергетических линиях потребителей.

УДК 62-1/-9  
ББК 40.76

© М.М. Беззубцева,  
© В.С Волков,  
© СПбГАУ, 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение</b> .....	5
<b>Глава 1 Расчет и проектирование теплообменных аппаратов</b> .....	7
1.1. Тепловое воздействие .....	7
1.2. Классификация теплообменных аппаратов .....	10
1.3. Расчет и выбор теплообменного оборудования .....	24
1.4. Расчетное задание .....	28
1.5. Исследование процесса рекуперации теплоты в процессах тепловой обработки продуктов .....	43
1.5. Вопросы и задачи для самоконтроля и самостоятельного решения .....	51
<b>Глава 2. Расчет и проектирование теплового процесса выпаривания (концентрирования)</b> .....	55
2.1. Общие сведения .....	55
2.2. Анализ энергоэффективности однократного выпаривания. материальный и тепловой балансы однокорпусной выпарной установки непрерывного действия .....	58
2.3. Энергосбережение в многокорпусных выпарных установках (МВУ) .....	67
2.4. Влияние числа корпусов МВУ на коэффициент энергоэффективности. технико- экономический анализ предельного и оптимального числа корпусов МВУ .....	73
2.5. Пути экономии энергии при выпаривании .....	81
2.6. Расчёт трёхкорпусной выпарной установки .....	93
2.7. Вопросы и задачи для самоконтроля и самостоятельного решения .....	118
<b>Глава 3. Расчет и проектирование электрокалориферной установки конвективной сушилки</b> .....	121
3.1. Тепловой расчет нагревательных элементов .....	121
3.2. Конструктивный расчет нагревательного блока .....	125
3.3. Выбор ПЗА и расчет внутренних силовых сетей .....	128
3.3. Расчетное задание .....	133
<b>Заключение</b> .....	137
<b>Приложение 1</b> .....	139
<b>Приложение 2</b> .....	142
<b>Приложение 3</b> .....	149
<b>Литература</b> .....	151

## ВВЕДЕНИЕ

Повышение производительности электротехнологического оборудования, улучшение качества продукции, решение экологических проблем, снижение себестоимости продукции - составляющие энергоэффективности предприятий АПК.

Агропромышленный комплекс характеризуется большим числом разнообразных производств, различными условиями протекания технологических процессов и многообразием производимой продукции. Вместе с тем технологические процессы представляют собой комбинацию сравнительно небольшого числа типовых процессов, лидирующую роль среди них занимают тепловые процессы. Эти процессы реализованы в электротехническом оборудовании различных конструктивных модификаций. Закономерности их протекания описываются типовыми законами, что значительно упрощает расчет и анализ энергетических параметров (энергоемкости продукции, резерва энергосбережения и т.д.).

Теплообменная аппаратура представляет значительную часть технологического оборудования в АПК и смежных отраслях промышленности. Удельный вес теплообменного оборудования составляет на предприятиях отрасли в среднем 15-18%. Это объясняется тем, что почти все основные процессы в аппаратурно-технологических системах производства (выпаривание, ректификация, сушка и др.) связаны с необходимостью подвода или отвода теплоты.

Цель практикума - практическое ознакомление обучающихся с методами расчета и проектирования тепловых процессов и аппаратов АПК.

Практикум состоит из трех глав. Первая глава посвящена общим принципам расчета тепловых процессов. Приведенные уравнения, справочные данные и рекомендации помогут обучающимся рассчитать теплообменники с последующим выбором из каталогов тепловых стандартных аппаратов.

Во второй главе представлены алгоритмы расчета, пути экономии энергии и примеры расчета типовых выпарных аппаратов различных конструкций. Рассмотрены алгоритмы расчета и последовательность выбора вспомогательных аппаратов и оборудования, предназначенных для энергоэффективной работы выпарных установок.

В третьей главе представлен алгоритм расчета и проектирования электрокалориферов.

Приведены справочные данные по устройству и размерам тепловых аппаратов.

Каждая глава содержит контрольные вопросы и задания для самостоятельной работы.

Компетенции, приобретаемые обучающимися при изучении дисциплины:

**ОПК-5** владение логическими методами и приемами научного исследования;

**ОПК-7** способность анализировать современные проблемы науки и производства в агроинженерии и вести поиск их решения;

**ПК-5** способность и готовность организовывать самостоятельную и коллективную научно-исследовательскую работу, вести поиск инновационных решений в инженерно-технической сфере;

**ПК-7** способность проведения инженерных расчетов для проектирования систем и объектов;

**ПК-9** способность проектировать содержание и технологию преподавания, управлять учебным процессом.

Практикум предназначен для обучающихся по направлению 35.04.06 «Агроинженерия», профиль «Энергетический менеджмент и инжиниринг энергосистем» при изучении дисциплины «Прикладная теория тепловых и массообменных процессов в системном анализе энергоемкости продукции». Содержание пособия соответствует действующей программе дисциплины и включает основные разделы изучения тепловых процессов АПК.

# Глава 1 РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

## 1.1. Тепловое воздействие

Тепловое воздействие на обрабатываемую среду осуществляется, как правило, за счет передачи теплоты от теплоносителя. Теплоноситель может быть подведен как через разделяющую стенку, так и непосредственно в жидкость или газ. Нагревание жидкости может быть также произведено за счет других видов воздействий – акустического, механического, электромагнитного и радиационного. Процессы, скорость протекания которых определяется скоростью подвода или отвода теплоты, называют тепловыми. Тепловой процесс может быть реализован как нагреванием, так и охлаждением.

Перенос теплоты является сложным процессом, поэтому при исследовании тепловых процессов их разделяют на более простые явления. Различают три вида переноса теплоты: теплопроводность, тепловое излучение и конвекция [1, 6]. При теплопроводности перенос теплоты происходит путем непосредственного соприкосновения между микрочастицами (молекулами, атомами, электронами). Явление теплового излучения – это процесс распространения энергии с помощью электромагнитных колебаний.

Конвекция состоит в том, что перенос теплоты осуществляется вследствие движения и перемешивания макроскопических объемов фазы. Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью.

Тепловое воздействие на вещества вызывает следующие эффекты:

- *кипение* – образование парогазовых пузырьков в жидкости;
- *фазовый переход* – изменение фазового состояния вещества;
- *инверсия фаз* – переход дисперсной фазы в сплошную и наоборот (при концентрациях фаз, близких к предельным);
- *эффект Соре* (термическая диффузия) – перенос вещества за счет теплопроводности;

- *термозффекты* – изменение физико-химических свойств веществ за счет нагревания или охлаждения;
- *эффект Марангони* – непостоянство коэффициента поверхностного натяжения в зависимости от температуры или концентрации вещества;
- *структурообразование* – формирование регулярных структур за счет тепловых потоков (например, ячейки Бенара).

Интенсивность теплообмена можно выразить как [17]:

$$i = \frac{Q}{St} = K\Delta t = K \frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{2,3 \lg \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}} = \frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{\left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) 2,3 \lg \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}}, \quad (1.1)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи;

$S$  – поверхность теплообмена;

$t$  – время;

$\Delta t$  – средняя разность температур;

$\Delta t_H, \Delta t_K$  – начальная и конечная разность температур между теплоносителями;

$\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи;  $\delta_i$  – толщина стенки, осадка, загрязнений;

$\lambda_i$  – теплопроводность стенки, осадка, загрязнений.

Эту зависимость можно использовать для составления наглядной схемы действий по интенсификации конкретного теплообменного процесса, обозначив  $\uparrow$  – необходимость увеличения и  $\downarrow$  – необходимость уменьшения того или иного параметра.

Зависимость (1.1) можно записать в виде:

$$i \uparrow = \Delta t_H \uparrow, \Delta t_K \downarrow, \alpha_1 \uparrow, \delta_i \downarrow, \lambda_i \uparrow, \alpha_2 \uparrow. \quad (1.2)$$

Такая схема наглядно показывает направление изменения тех или иных параметров процесса или конструктивных характеристик аппарата для интенсификации процесса теплообмена. Необходимо увеличивать коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  для обоих теплоносителей,

теплопроводность материала аппарата и инкрустации  $\lambda_1$ , начальную разность температур  $\Delta t_n$ ; уменьшать конечную разность температур между теплоносителями  $\Delta t_k$  и толщину стенки теплопередающей поверхности и загрязнений  $\delta_i$ .

Анализ процесса и выявление лимитирующего уровня в соответствии с изложенным выше методом позволяют отобрать из формулы (1.1) факторы, соответствующие по масштабу лимитирующему уровню. Анализ формализованных зависимостей необходимо проводить с целью повышения энергоэффективности технологического процесса.

Для определения дальнейшего направления интенсификации рассмотрим уравнения теплопереноса и используем одно из известных выражений для  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  в виде критериальной зависимости:

$$\alpha = \frac{\lambda}{l} A Re^{0,8} Pr^{0,33} (Pr / Pr_{CT})^{0,25} \quad (1.3)$$

Откуда, не учитывая  $(Pr / Pr_{CT})^{0,25}$ , получаем

$$\alpha = A \lambda^{0,67} V^{0,8} l^{-0,2} \rho^{0,8} C_p^{0,33} \mu^{-0,47}, \quad (1.4)$$

Здесь  $\lambda$  – теплопроводность теплоносителя;

где  $l$  – определяющий линейный размер (например, толщина слоя теплоносителя);

$Re = V l \rho / \mu$  – критерий Рейнольдса;

$Pr = \mu / (\rho a)$  – критерий Прандтля;

$V$  – скорость;

$a = \lambda / (C_p \rho)$  – коэффициент температуропроводности;

$\rho$  – плотность;  $C_p$  – теплоемкость.

Тогда формула (1.2) примет вид:

$$i = \Delta t_n \uparrow \Delta t_k \downarrow \delta_{CT} \downarrow \lambda_{CT} \uparrow \lambda_{загр} \uparrow \delta_{загр} \downarrow \lambda_1 \uparrow V \uparrow \rho \uparrow C_p \uparrow l \downarrow \mu \downarrow \lambda_2 \uparrow V \uparrow \rho \uparrow C_p \uparrow l \downarrow \mu \downarrow. \quad (2.6)$$



Индексы 1 и 2 относятся к характеристикам потоков двух теплоносителей.

интенсификации ТП включает в себя как режимно - технологические, так и аппаратно-конструктивные характеристики теплообменного процесса на различных уровнях иерархии системы.

## **1.2. Классификация теплообменных аппаратов**

Теплообменные аппараты можно классифицировать по следующим признакам [30, 42]:

- по принципу действия: поверхностные и смесительные;
- по назначению: холодильники, подогреватели, конденсаторы, испарители;
- по направлению движения теплоносителей: прямоточные, противоточные, перекрестного тока и др.

Рассмотрим более подробно классификацию теплообменных аппаратов по принципу действия.

В соответствии с этим классификационным признаком поверхностные аппараты можно подразделить на следующие типы в зависимости от вида поверхности теплообмена:

- аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (кожухотрубчатые теплообменники, теплообменники «труба в трубе», оросительные теплообменники, змеевиковые теплообменники);
- аппараты с плоской поверхностью теплообмена (пластинчатые теплообменники, спиральные теплообменники, аппараты с рубашкой).

### ***Кожухотрубчатые теплообменники***

Кожухотрубчатые теплообменники различных конструкций – наиболее распространённый тип теплообменных аппаратов [76]. Их

устройство показано на рисунках 1.1 и 1.2 .

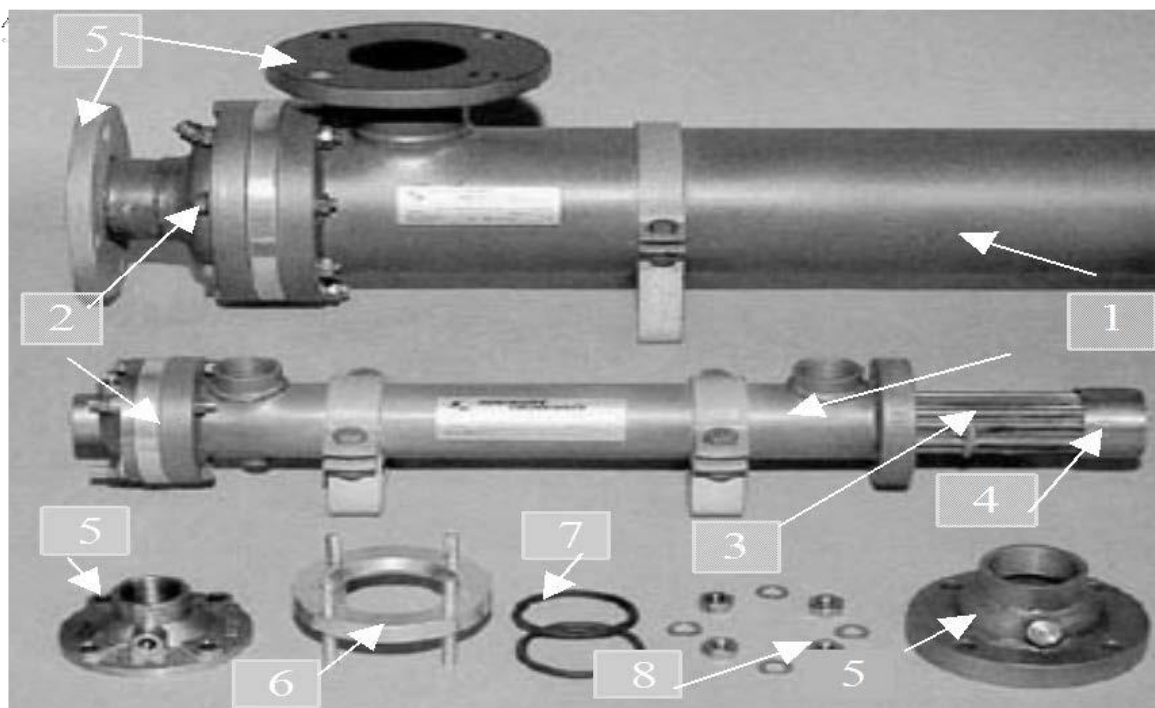


Рисунок 1.1- Кожухотрубчатый теплообменник:  
1 - кожух, 2 - крышки, 3 - теплообменные трубки, 4 -  
трубная решетка, 5 – фланцы,  
6 – соединительное кольцо с шпильками, 7 –  
прокладка, 8 – крепёж

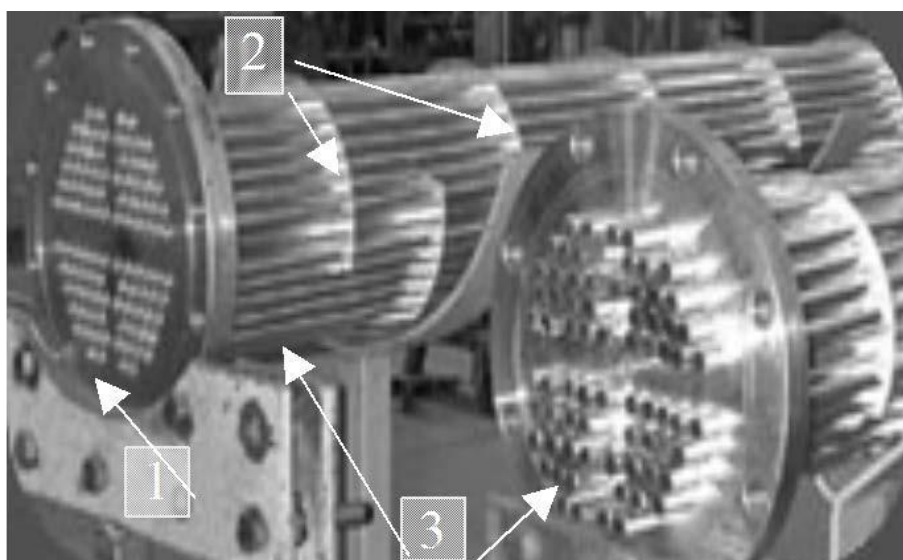


Рисунок 1. 2 - Трубные пучки кожухотрубчатых теплообменников: 1 -  
трубная решетка с развальцованными трубами,  
2 - перегородки в трубном пространстве, 3 -  
теплообменные трубки

В кожухе 1 помещается пучок теплообменных труб 3, трубы развальцованы, запаяны или вварены в трубную решетку 4, кожух закрыт крышками 2, теплоносители вводятся в трубное и межтрубное пространство через штуцеры 5. В межтрубном пространстве очень часто устанавливаются поперечные перегородки 2 (рис.1.2), закреплённые стяжками.

При малом расходе теплоносителя, подаваемого в трубное пространство, в крышках устанавливают перегородки 1 (рис. 1.3) при этом теплоноситель проходит сначала по одной части труб потом по другой. На рис. 1.3 изображен четырёхходовой теплообменник. Изготавливаются также двух и шести ходовые кожухотрубчатые теплообменники. На рис. 1.4 представлен такой теплообменник в сборе.

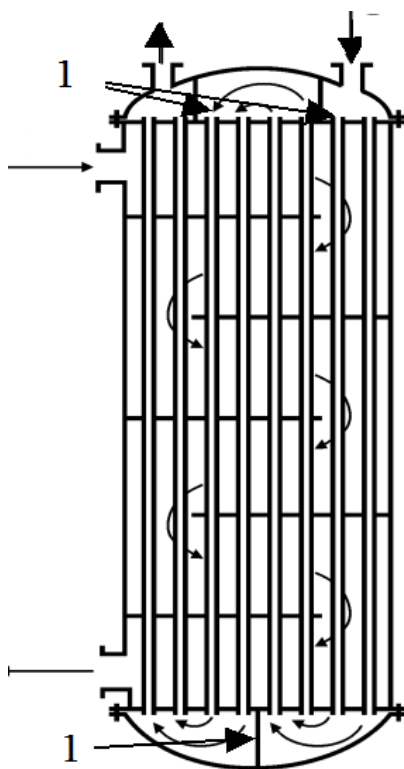


Рисунок 1.3 - Четырёхходовой теплообменник:  
1– перегородки



Рисунок 1. 4- Шестиходовой теплообменник в сборе:  
1- распределительная камера с перегородками, 2 - кожух с трубным пучком

Если разность температур теплоносителей в кожухотрубчатом теплообменнике более 50К, используют аппараты с компенсацией температурных напряжений, возникающих из-за того, что кожух и трубки претерпевают разные температурные деформации [73].

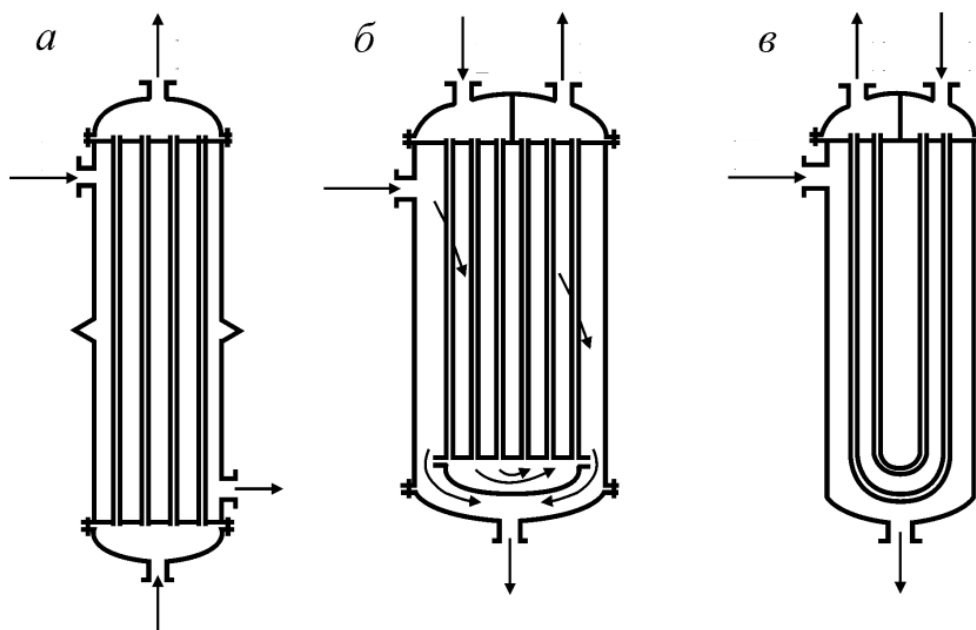


Рисунок 1.5 - Теплообменники с компенсаторами:  
*a* – одноходовой теплообменник с линзовым компенсатором, *б* – теплообмен- ник с плавающей головкой, *в* – теплообменник с U-образными трубками

На рис. 1.5*a* представлен одноходовой теплообменник с линзовым компенсатором (гибким элементом), вваренным между двумя частями кожуха; на рис. 1.5*б* – теплообменник с плавающей головкой (одна из трубных решеток имеет возможность свободно перемещаться в кожухе); на рис. 1.5*в* – теплообменник с U-образными трубками, имеющими возможность изменять свою длину.

С целью увеличения коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве теплообменные трубы делают с ребрами на наружной поверхности (рис. 1.6).

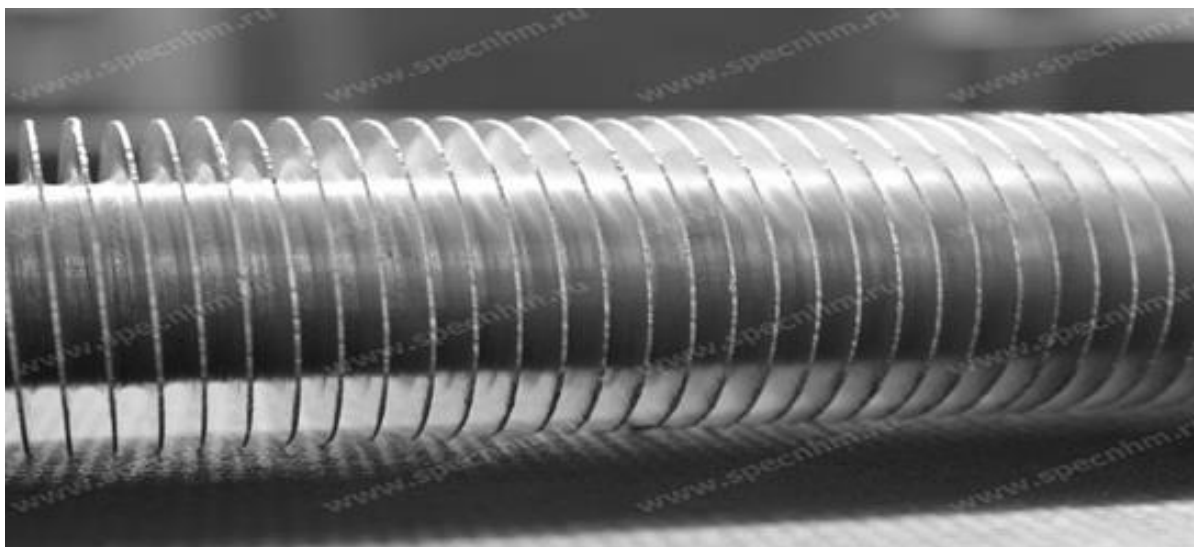


Рисунок 1.6 - Оребрённая теплообменная труба

Теплообменные трубки изготавливают также витыми, что увеличивает турбулентность потока (рис. 1.7 и 1.8) На рис.2.7 стрелками показано направление течения теплоносителя в межтрубном пространстве. На рисунке 1.8 стрелкой показано течение теплоносителя по теплообменной трубе.

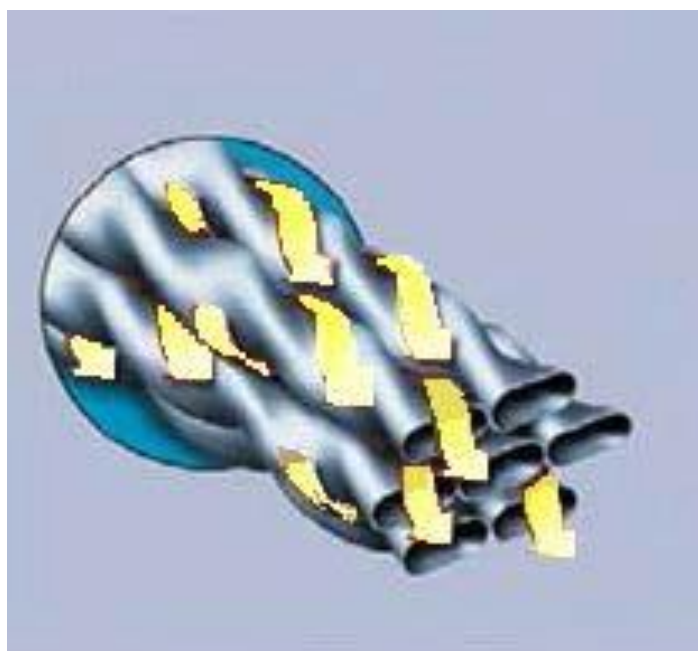


Рисунок 1. 7 - Элемент межтрубного пространства теплообменника с витыми трубками

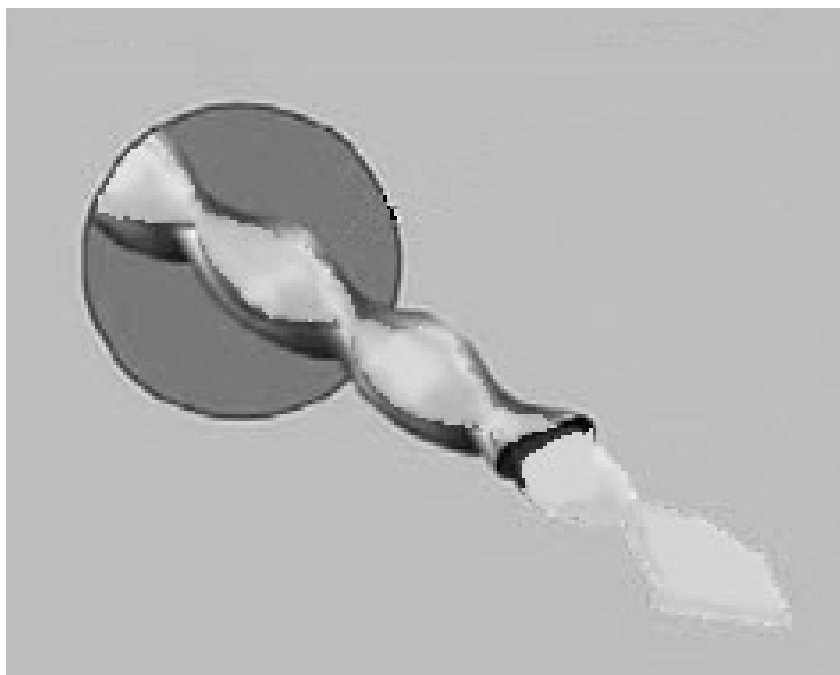


Рисунок 1.8 - Элемент трубного пространства теплообменника с витыми трубками

Кожухотрубчатые теплообменники изготавливают с площадью теплообмена от  $1 \text{ м}^2$  до  $5000 \text{ м}^2$ , с диаметром кожуха от 159 мм до 3000 мм, с длиной труб от 1000 мм до 9000 мм и диаметром теплообменных трубок 20x2 мм или 25x2 мм.

Основные преимущества кожухотрубчатых аппаратов [56]:

- универсальность по назначению (холодильники, подогреватели жидкости или газа, а также конденсаторы и кипятильники);
- простота конструкции;
- надежность;
- широкий диапазон давлений и температур рабочих сред.

Недостатком кожухотрубчатых теплообменников является низкий коэффициент унификации (отношение числа узлов и деталей, одинаковых для всего размерного ряда, к общему числу узлов и деталей в аппарате), который составляет всего 0,13. Поэтому кожухотрубчатые теплообменники мало технологичны в условиях производства широкого ряда типоразмеров [44].

### ***Теплообменники «Труба в трубе»***

Теплообменники «труба в трубе» или двухтрубные теплообменники (рисунки 1.9, 1.10, 1.11) применяются при небольших расходах теплоносителей [5, 17, 41].

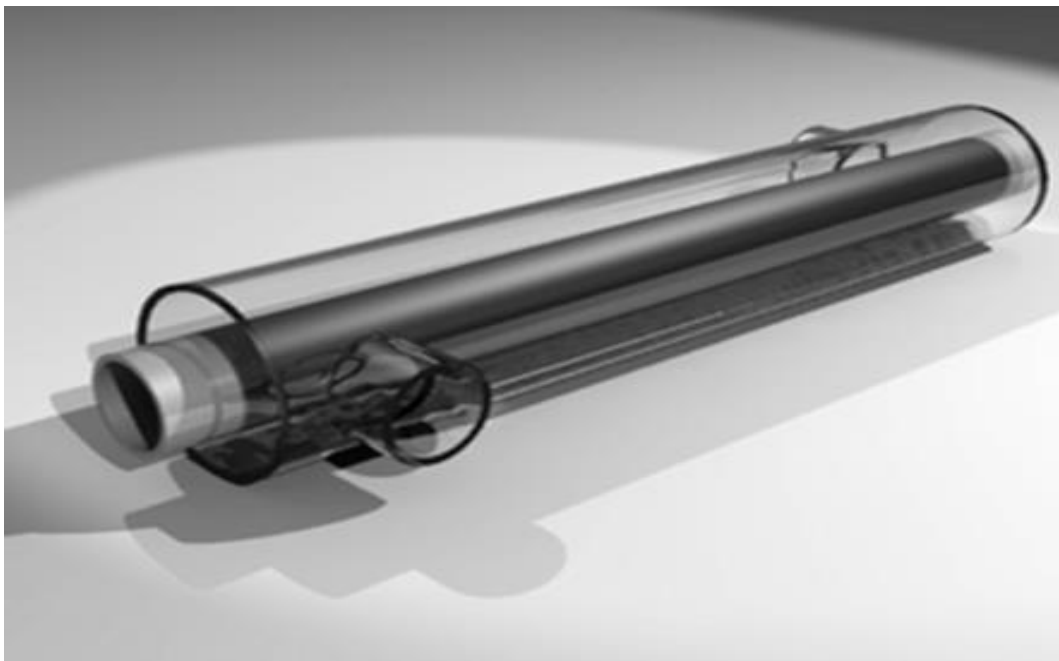


Рисунок 1.9 - Элемент теплообменника «труба в трубе»

Такие теплообменники представляют собой набор последовательно соединённых друг с другом элементов состоящих из двух труб: труба меньшего диаметра вставлена в трубу большего диаметра (рис. 1.9). Поверхности теплопередачи таких теплообменников, как правило, не более  $20\text{ м}^2$ . Проходные сечения данных теплообменников обеспечивают высокие скорости течения теплоносителей, следовательно, высокие коэффициенты теплопередачи [42, 43].



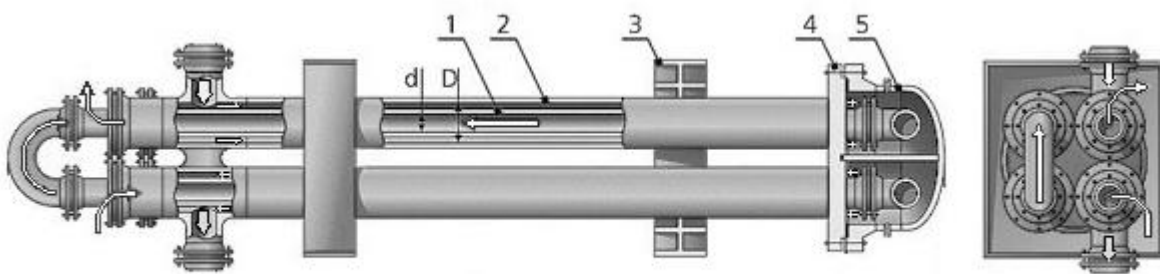


Рисунок 1.10 - Разборный теплообменник «труба в трубе»:  
1- внутренняя (теплообменная) труба, 2 - наружная (кожуховая труба), 3 - кронштейн, 4 - фланец, 5 - распределительная камера

Теплообменники «труба в трубе» могут быть изготовлены как разборными, так и неразборными. Неразборные теплообменники являются конструкцией жесткого типа, поэтому при разности температур теплоносителей больше 70 градусов их не используют. Разборный теплообменник (рис. 1.10) состоит из внутренней (теплообменной) трубы 1, наружной (кожуховой) трубы 2, кронштейна 3, фланца 4 и распределительной камеры 5. Направление движения теплоносителя по теплообменной трубе показано красной стрелкой, в кольцевом пространстве белой и желтой.



Рисунок 1. 11 - Теплообменник типа «труба в трубе» в сборе

Секции теплообменника «труба в трубе» обычно соединяют друг с другом в единую конструкцию (рис. 1.11). Пространственная компоновка такой конструкции может быть любой, «трубу в трубе» иногда размещают вдоль стены помещения и т.п. Теплообменники «труба в трубе» используют в основном для охлаждения или нагрева в системе жидкость-жидкость, когда расходы теплоносителей невелики, и она не изменяет своего агрегатного состояния. Иногда такие аппараты применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред [57].

По сравнению с кожухотрубчатыми теплообменниками аппараты «труба в трубе» имеют меньшее гидравлическое сопротивление и, следовательно, допускают более высокие скорости движения теплоносителей. Однако они менее компактны и более металлоемки.

### ***Пластинчатые теплообменники***

Пластинчатые теплообменники представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких гофрированных металлических пластин. Изготавливают такие аппараты в разборном и неразборном виде. Устройство разборного теплообменника

представлено на рисунке 1.12. Аппарат состоит из теплообменных пластин разделённых прокладками, которые зажимаются между неподвижной плитой 1 и подвижной 2 стяжным винтом 7. Каркас аппарата состоит из вертикальной стойки 3 и горизонтальных штанг 4 и 5. На верхней горизонтальной штанге 4 винтом 6 крепится подвижная плита. Теплоносители вводятся и выводятся через штуцера 9 на неподвижной плите. На рисунке 1.13 изображен аппарат в сборе.

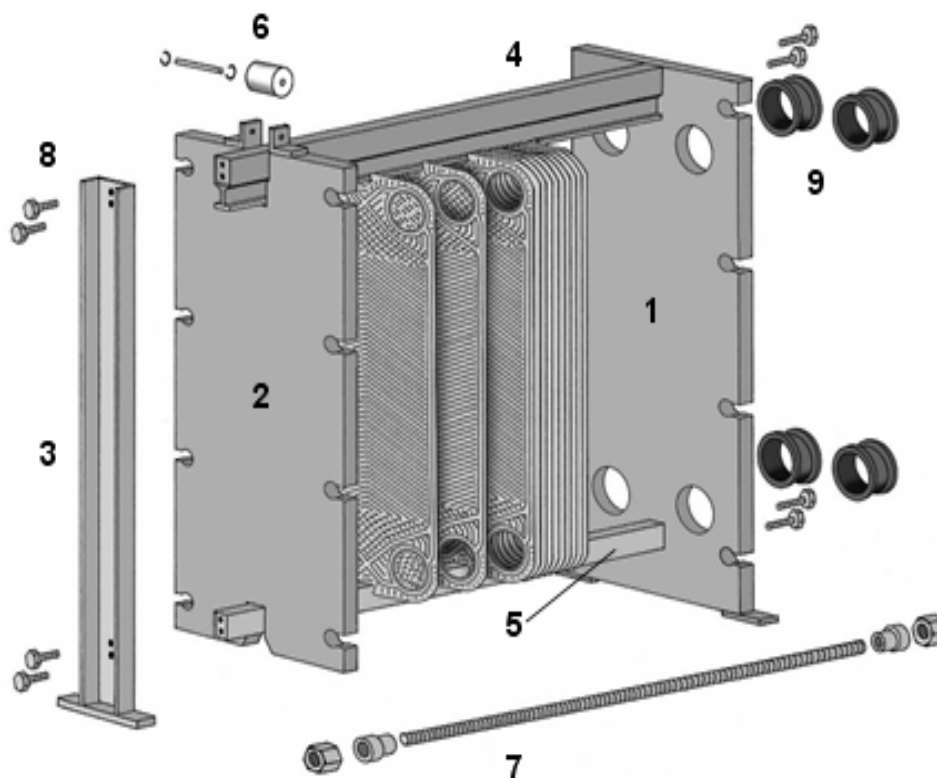


Рисунок 1.12 - Устройство разборного пластинчатого теплообменника:

1 - неподвижная плита, 2 - подвижная плита, 3 – вертикальная стойка, 4 – верх-  
няя горизонтальная штанга, 5 – нижняя горизонтальная штанга, 6 – крепёжный  
винт, 7 – стяжной винт, 8 – болт, 9 – штуцер

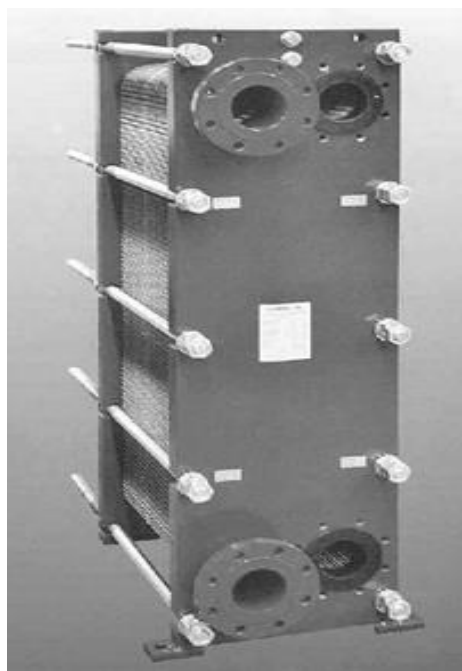


Рисунок 1.13 - Пластинчатый теплообменник в сборе

Теплообменная поверхность разборных пластинчатых теплообменников легкодоступна для очистки; монтаж и демонтаж таких аппаратов осуществляется весьма быстро. Такие теплообменники применяются как холодильники и конденсаторы [58, 59]. Направления движения теплоносителей в пластинчатом конденсаторе показано на рисунке 1.14.

Изготавливают пластинчатые аппараты с поверхностью теплообмена до  $800 \text{ м}^2$ . Допустимые температуры теплоносителей от  $-30$  до  $180^\circ\text{C}$ , давление до  $1,6 \text{ Мпа}$ . Данный рабочий диапазон уже, чем у кожухотрубчатых теплообменников, это связано со свойствами прокладочных материалов для уплотнения пластин.

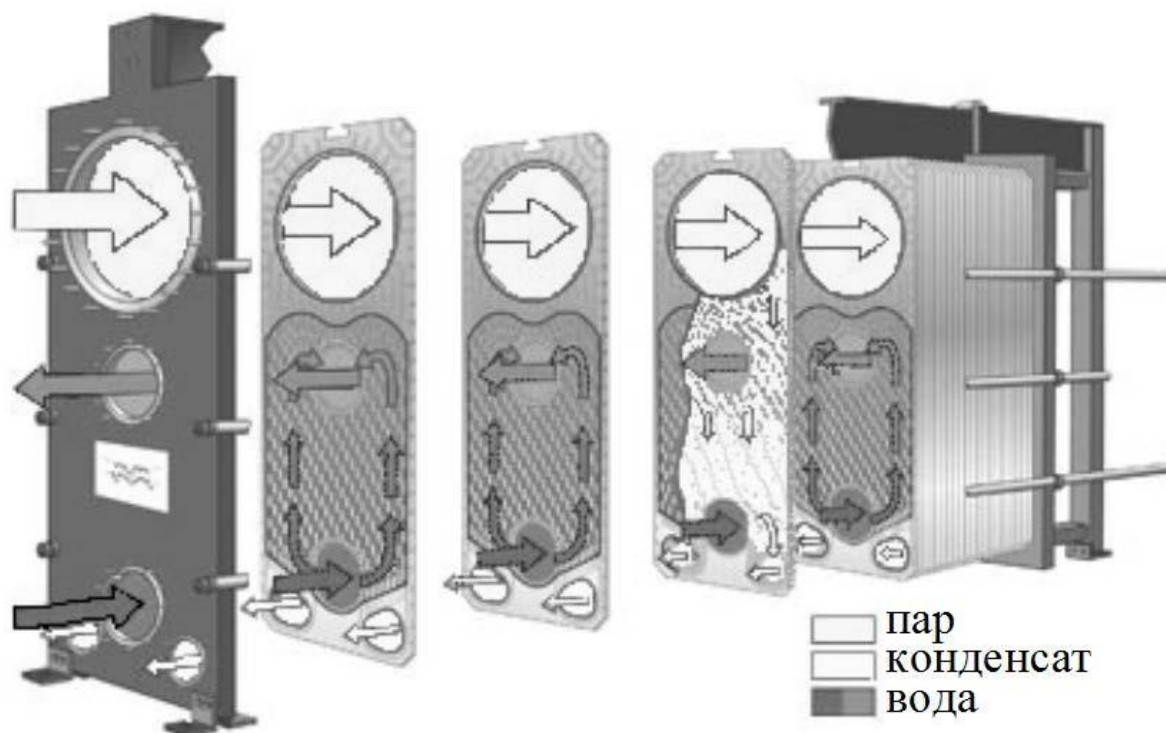


Рисунок 1.14 - Направления движения теплоносителей в пластинчатом конденсаторе

### ***Спиральный теплообменник***

В спиральном теплообменнике поверхность теплообмена образована двумя стальными лентами (рисунок 1.15 и рисунок 1.16) свёрнутыми в спираль. При этом образуются каналы прямоугольного сечения, по которым, как правило, противотоком движутся теплоносители. На рисунке 1.15 показаны направления движения теплоносителей: одно из веществ поступает в теплообменник по центру и выводится через штуцер на боковой поверхности теплообменника, другое вещество подается через боковой штуцер, а выводится через центральный. Спиральные теплообменники изготавливаются с поверхностью теплообмена  $100 \text{ м}^2$ , используются при температурах  $20-200^\circ \text{ С}$  и давлении до 1 Мпа. Такие теплообменники просты в изготовлении и весьма компактны.

Теплообменники со съёмной крышкой легко отчищаются от грязи и

могут использоваться для теплоносителей с твёрдыми включениями (рис.1.16).

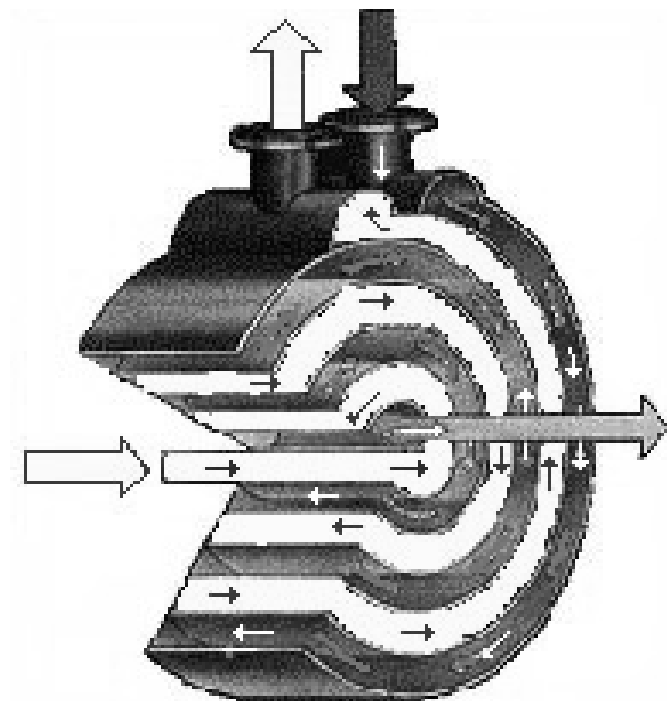


Рисунок 1.15 - Направление движения теплоносителей в спиральном теплообменнике

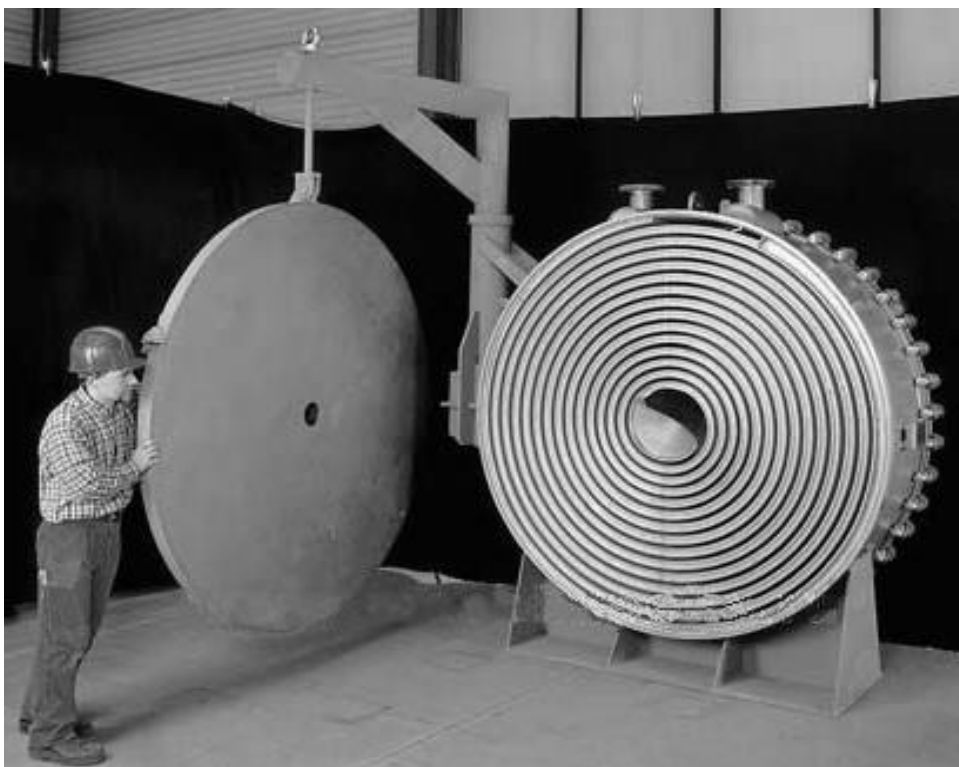


Рисунок 1. 16 - Спиральный теплообменник со съёмной крышкой

### **1.3. Расчет и выбор теплообменного оборудования**

Нагревание, охлаждение жидкости или газа, конденсация пара и т.п. могут быть проведены при использовании теплообменных аппаратов разных конструкций [1, 2, 30, 42, 43]. Для их выбора необходимо знать площадь требуемой поверхности теплопередачи, рабочие температуры и давление теплоносителей, склонность к образованию отложений на теплопередающей поверхности, а также коррозионную активность и пожаровзрывоопасные свойства обменивающихся теплотой сред. Например, для обогрева куба кипятильника ректификационной колонны при малой производительности может оказаться достаточно змеевикового аппарата, при большой производительности потребуется иная конструкция - кожухотрубчатый

вертикальный испаритель или испаритель с паровым пространством. При нагревании (охлаждении) жидкостей и газов конкурентоспособны не только аппараты различной конструкции (кожухотрубчатые, труба в трубе, пластинчатые, спиральные и пр.), отличающиеся удельной металлоемкостью, компактностью, долей унифицированных узлов и деталей и другими показателями, но и аппараты одного конструктивного типа. Так, конкурентоспособными могут быть кожухотрубчатые аппараты, отличающиеся диаметром кожуха или труб, числом ходов по трубам, так как в них различны коэффициенты теплоотдачи и, теплопередачи, гидравлические сопротивления и связанные с ними расходы энергии на транспортировку теплоносителей.

При расчете и моделировании теплообменной аппаратуры одной из задач является сопоставление нескольких вариантов оформления процесса теплопередачи, отличающихся конструкцией аппарата, его расположением, режимом движения теплоносителей, температурным режимом. Цель расчета – выбрать лучший вариант, а при достаточно большом их числе - оптимальный.

Основные этапы расчета: выбор подлежащих сопоставлению аппаратов; выполнение для каждого из них теплового, гидравлического и экономического расчетов; анализ полученных результатов и рекомендация к использованию аппарата, обладающего наибольшим числом преимуществ.

Наиболее распространенные виды относительного движения потоков в тепловом процессе представлены на рис. 1.17.

При изменении агрегатного состояния температура теплоносителя не изменяется (рис.1.18), т.к. теплота расходуется на изменение агрегатного состояния [5, 6]. При этом движущая сила теплового процесса также остается неизменной. Критерий фазового превращения представляет отношение теплоты, расходуемой на изменение агрегатного состояния вещества к теплоте перегрева или охлаждения  $C\Delta t$  одной из фаз относительно температуры фазового превращения:



$$K = \frac{r}{c\Delta t}, \quad (1.5)$$

где  $r$  –теплота парообразования;  $c$  – удельная теплоемкость;  $\Delta t$  - разность температур между температурой фазового перехода и температурой одной из фаз.

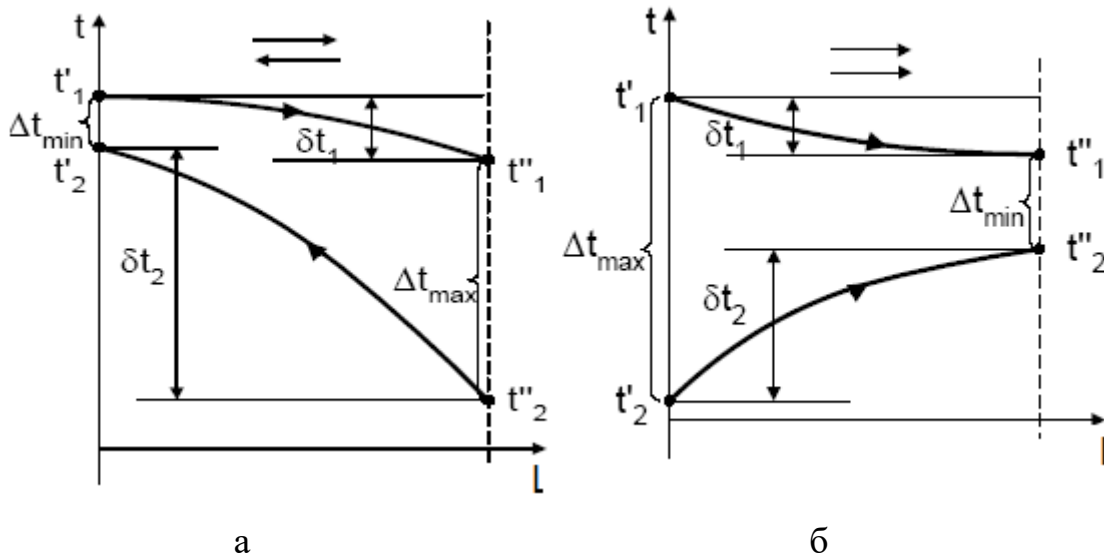


Рисунок 1.17 -Взаимное направление движения потоков в аппаратах:  
а -прямоток; б – противоток

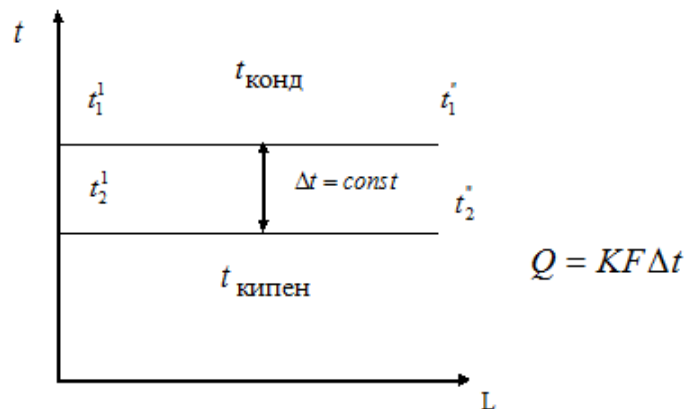


Рисунок 1.18 - К определению движущей силы  $\Delta t$  теплового технологического процесса при  $t_1^1 = t_1^2 = t_{конд}$ ;  $t_2^1 = t_2^2 = t_{кип}$

Среднюю разность температур рассчитывают по формулам:

$$\Delta t_a = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}, \text{ если } \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 2 \quad (1.6)$$

ИЛИ

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}}, \text{ если } \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}} \geq 2 \quad (1.7)$$

где  $\Delta t_{\text{max}}$  и  $\Delta t_{\text{min}}$  - максимальная и минимальная разность температур теплоносителей;  $\Delta t_a$  - среднеарифметическая разность температур;  $\Delta t_{\text{л}}$  - среднелогарифмическая разность температур.

Для теплового расчета рекуперативного теплообменника используют следующие основные уравнения:

а) уравнение теплового баланса

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}} \quad (1.8)$$

или в развернутом виде для однофазных теплоносителей

$$G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2') + Q_{\text{пот}}; \quad (1.9)$$

если греющим теплоносителем является сухой насыщенный водяной пар

$$G_1 r = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2') + Q_{\text{пот}}, \quad (1.10)$$

б) уравнение теплопередачи

$$Q = K \Delta t F \quad (1.11)$$

В формулах (1.8 - 1.11) :

$Q_1$  – тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем в единицу времени, Вт;

$Q_2$  – тепловой поток, получаемый холодным теплоносителем в единицу времени, Вт;

$Q_{\text{пот}}$  – тепловой поток потерь в окружающую среду – в данной задаче принимается равным нулю, Вт;

$G_1$  и  $G_2$  – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;  $c_{p1}$  и  $c_{p2}$  – удельные массовые изобарные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг·К);

$t_1'$  и  $t_1''$  - температура горячего теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °C;

$t_2'$  и  $t_2''$  - температура холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника.

#### **1.4. Расчетное задание**

Произвести тепловой конструкторский расчет кожухотрубного и пластинчатого теплообменного аппарата, подключенного по схеме противотока при следующих данных:

Производительность  $Q = 10,5 \text{ MBm}$ ;

Начальная температура греющей воды  $t_1' = 160^\circ \text{C}$ ;

Конечная температура греющей воды  $t_1'' = 98^\circ \text{C}$ ;

Начальная температура нагреваемой воды  $t_2' = 5^\circ \text{C}$ ;

Конечную температуру нагреваемой воды задать самостоятельно.

#### ***Тепловой расчет кожухотрубного теплообменника***

Кожухотрубные теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, собранных при помощи трубных решеток, и ограниченные кожухами и крышками со штуцерами [1]. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из этих пространств может быть разделено при помощи перегородок на несколько ходов. Перегородки устанавливаются с целью увеличения скорости, следовательно, и интенсивности теплообмена теплоносителей. Горизонтальные секционные скоростные водоподогреватели по ГОСТ 27590 с трубной системой из прямых гладких или профилированных труб отличаются тем, что для устранения прогиба трубок устанавливаются двухсекторные опорные перегородки, представляющие собой

часть трубной решетки.

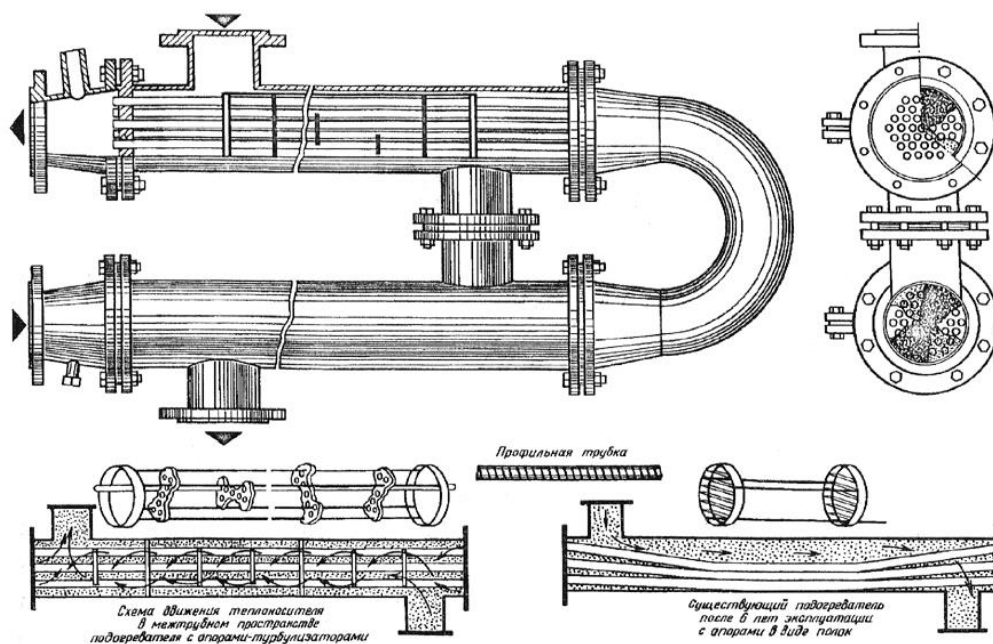


Рисунок 1.19 - Общий вид горизонтального секционного кожухотрубного водоподогревателя с опорами-турбулизаторами

Такая конструкция опорных перегородок облегчает установку трубок и их замену в условиях эксплуатации, так как отверстия опорных перегородок расположены соосно с отверстиями трубных решеток.

Водоподогреватели состоят из секций, которые соединяются между собой калачами по трубному пространству и патрубками - по межтрубному. Патрубки могут быть разъемными на фланцах или неразъемными сварными. В зависимости от конструкции водоподогреватели для систем горячего водоснабжения имеют следующие условные обозначения: для разъемной конструкции с гладкими трубками - РГ, с профилированными - РП; для сварной конструкции - соответственно СГ, СП.

1). Максимальный расход греющей воды, проходящей по межтрубному пространству теплообменника, можно определить из уравнения:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta = G_2 c_2 (t_2' - t_2'')$$

$$\text{Тогда расход } G_1 = \frac{Q}{c_1 \eta (t_1' - t_1'')} \text{ и } G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2' - t_2'')}.$$

Тепловые потери из-за несовершенства теплоизоляции для водоподогревателей по ГОСТ 27590 принимаются от 5 до 9%. При расчете примем потери 7%, тогда  $\eta = 1 - 0,07 = 0,93$ . Теплоемкость греющей воды при ср. температуре  $t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{160 + 98}{2} = 129^\circ C$  принимается равной  $c_1 = 4,266 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ C}$  и плотность  $\rho_1 = 934,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$G_1 = \frac{10,5 \cdot 10^6}{4,266 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot (160 - 98)} = 42,69 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2). Для определения расхода нагреваемой воды задаемся конечной температурой  $t_2'' = 70^\circ C$ , теплоемкость воды при ср. температуре  $t_{2cp} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{5 + 70}{2} = 37,5^\circ C$  принимается равной  $c_2 = 4,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ C}$  и плотность  $\rho_2 = 993,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

$$G_2 = \frac{10,5 \cdot 10^6}{4,174 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot (70 - 5)} = 38,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3). Для выбора необходимого типоразмера водоподогревателя предварительно задаемся оптимальной скоростью нагреваемой воды в трубках, равной  $\omega_{mp} = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , и исходя из двухпоточной компоновки определяем необходимое сечение трубок водоподогревателя  $f_{тр}^{усп}$ , кв.м, по формуле:

$$f_{mp}^{усл} = \frac{G_2}{2 \cdot \omega_{mp} \cdot \rho_2} = \frac{38,7}{2 \cdot 1 \cdot 993,1} = 0,0195 \text{ м}^2$$

В соответствии с полученной величиной  $f_{тр}^{усл}$  выбираем необходимый типоразмер водоподогревателя.

Таблица 1.1 – Типоразмер водоподогревателя

Величина	Обозначение	Ед. измер.	Значение
Наружный диаметр корпуса секции	D <sub>н</sub>	мм	325
Число трубок в секции	n	шт	151
Площадь сечений межтрубного пространства	f <sub>мтр</sub>	м <sup>2</sup>	0,04464
Площадь сечения трубок	f <sub>тр</sub>	м <sup>2</sup>	0,02325
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства	d <sub>экв</sub>	м	0,0208
Коэффициент теплопроводности трубок	λ <sub>ст</sub>	Вт/(м·°С)	105
Поверхность нагрева одной секции (длина секции – 2м)	f <sub>сек</sub>	м <sup>2</sup>	14,24
Размер трубки	$\frac{d_{нар}}{d_{вн}}$	мм	$\frac{16}{14}$

4). Для выбранного типоразмера водоподогревателя определяем фактические скорости воды в трубках и межтрубном пространстве каждого водоподогревателя при двухпоточной компоновке по формулам:

$$\omega_{mp} = \frac{G_2}{2 f_{mp} \rho} = \frac{38,7}{2 \cdot 0,02325 \cdot 993,1} = 0,838 \text{ м/с}$$

$$\omega_{мтр} = \frac{G_1}{2 f_{мтр} \rho} = \frac{42,69}{2 \cdot 0,04464 \cdot 934,8} = 0,5115 \text{ м/с}$$

5). Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$  от греющей воды к стенке трубки определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16 \left[ 1210 + 18t_{1cp} - 0,038t_{1cp}^2 \right] \frac{\omega_{мп}^{0,8}}{d_{экв}^{0,2}}$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м, принимается по таблице параметров теплообменника  $d_{экв} = 0,0208 \text{ м}$

$$\alpha_1 = 1,16 \left[ 1210 + 18 \cdot 129 - 0,038 \cdot 129^2 \right] \frac{0,5115^{0,8}}{0,0208^{0,2}} = 4268,41 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

6). Коэффициент теплопередачи  $\alpha_2 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$  от стенки трубки к нагреваемой воде определяется по формуле

$$\alpha_2 = 1,16 \left[ 1210 + 18t_{2cp} - 0,038t_{2cp}^2 \right] \frac{\omega_{вн}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}$$

$$\alpha_2 = 1,16 \left[ 1210 + 18 \cdot 37,5 - 0,038 \cdot 37,5^2 \right] \frac{0,838^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4331,61 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

7). Коэффициент теплопередачи водоподогревателя  $k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$  определяем, как:

$$k = \frac{\psi \beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}},$$

$$k = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{4268,41} + \frac{1}{4331,61} + \frac{0,001}{105}} = 2275,29 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

где  $\psi$  - коэффициент эффективности теплообмена, в нашем случае для гладкотрубного теплообменника с блоком опорных перегородок принимается  $\psi = 1,2$ ;

$\beta$  - коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб в зависимости от химических свойств воды, принимаем  $\beta = 0,9$ .

8). При заданной величине расчетной производительности водоподогревателя  $Q$  определяется необходимая поверхность нагрева водоподогревателя  $F$  по формуле:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t},$$

где  $\Delta t$  - среднелогарифмический температурный напор, определяемый, как:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}.$$

В нашем случае  $G_1 c_1 \succ G_2 c_2$ , поэтому  $\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2'$  и  $\Delta t_{\text{м}} = t_1' - t_2''$ .

Подставив числовые данные, получаем:

$$\Delta t = \frac{93 - 90}{\ln \frac{93}{90}} = 91,49^{\circ}\text{C}$$

Тогда поверхность нагрева будет равна  $F = \frac{10,5 \cdot 10^6}{91,49 \cdot 2275,29} = 50,44 \text{ м}^2$

9). Для выбранного типа водоподогревателя при его двухпоточной компоновке число секций  $N$  водоподогревателя в одном потоке:

$$N = \frac{F}{2f_{\text{сек}}} = \frac{50,44}{2 \cdot 14,24} = 1,77 = 2 \text{ секции}$$

Действительная площадь теплообмена будет равна

$$N = 2Nf_{\text{сек}} = 2 \cdot 2 \cdot 14,24 = 56,96 \text{ м}^2.$$



10). Потери давления  $\Delta P$ ,  $\text{кПа}$  в водоподогревателе при принятой длине секции 2м определяем по формулам:

для нагреваемой воды, проходящей в гладких трубках:

$$\Delta P_H = 5\varphi \left( \frac{g}{f_{mp}\rho} \right)^2 N$$
$$\Delta P_H = 5 \cdot 2,2 \left( \frac{9,80556}{0,02325 \cdot 993,1} \right)^2 \cdot 2 = 3,97 \text{ кПа}$$

где  $\varphi = 2,2$  - коэффициент, учитывающий накипобразование (принимается в пределах от 2 до 3);

для греющей воды, проходящей в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{cp} = B\omega_{mnp}^2 N$$

Для теплообменника полученной конфигурации коэффициент  $B=11$  (по таблице СП 41-101-95).

$$\Delta P_{cp} = 11 \cdot 0,5115^2 \cdot 2 = 5,76 \text{ кПа} .$$

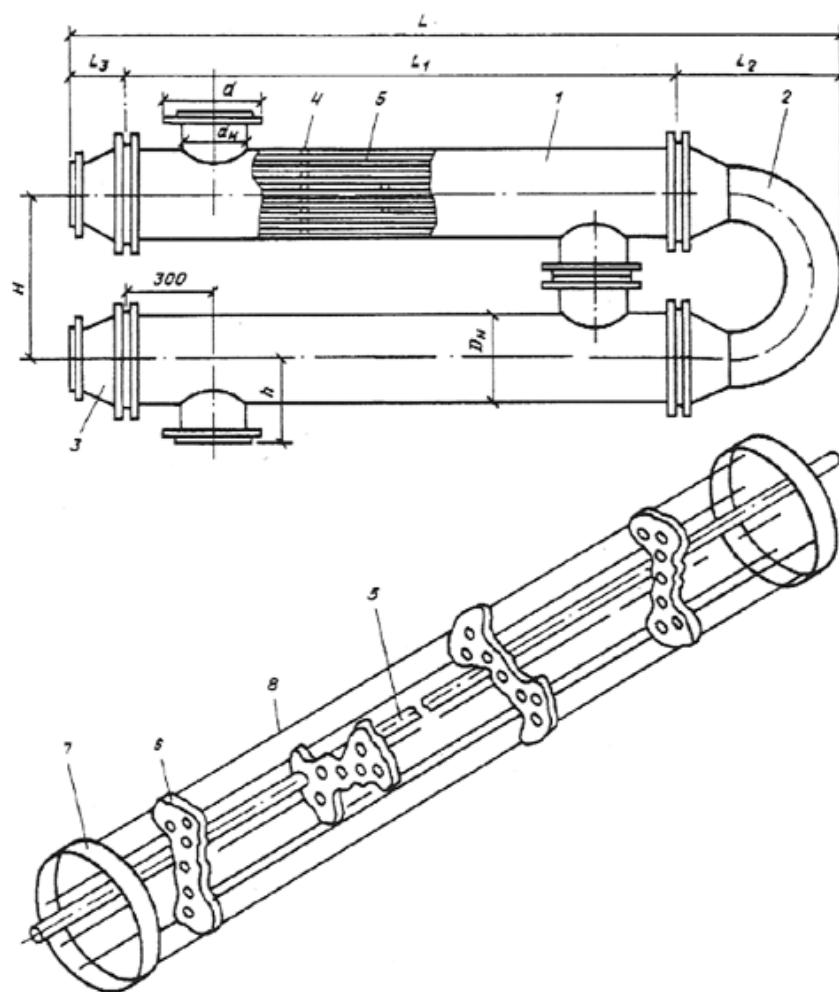


Рисунок 1.20 - Конструктивные размеры водоподогревателя:  
 1 - секция; 2 - калач; 3 - переход; 4 - блок опорных перегородок;  
 5 - трубки; 6 - перегородка опорная; 7 - кольцо; 8 - пруток

Все конструктивные размеры полученного теплообменного аппарата занесем в таблицу 1.22 (все размеры приведены в мм):

Таблица 1.22

Наружный диаметр корпуса секции DN	$D$	$D1$	$D2$	$d$	$dH$	$H$	$h$	$L$	$L1$	$L2$	$L3$
<b>325</b>	440	219	335	390	273	600	300	2800	-	600	190

### *Тепловой расчет пластинчатого теплообменника*

Пластинчатые теплообменники бывают различных конструкции,

применяются в основном, когда коэффициенты теплообмена для обоих теплоносителей приблизительно равны. В настоящее время эти теплообменники очень компактны и по технико – экономическим и по эксплуатационным показателям превосходят большинство кожухотрубных теплообменников. Однако эксплуатировать эти аппараты при сверх высоких давлениях и температурах значительно сложнее (а многие из них и вовсе невозможно) по сравнению с кожухотрубными [3, 17, 22, 31].

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата: первые буквы обозначают тип аппарата - теплообменник Р (РС) разборный (полусварной); следующее обозначение - тип пластины; цифры после тире - толщина пластины, далее - площадь поверхности теплообмена аппарата (кв.м), затем - конструктивное исполнение (в соответствии с СП 41-101-95), марка материала пластины и марка материала прокладки (в соответствии с СП 41-101-95).

В прил.8 СП 41-101-95 рассматриваются теплообменники с тремя типами пластин – 0,3р, 0,6р и 0,5Пр. При высоких давлениях целесообразнее применение теплообменников РС 0,5Пр, поскольку эти теплообменники надежно работают при рабочем давлении до 1,6 МПа (16 кгс/кв.см). Я же для своего расчета выбираю теплообменник с пластинами типа 0,6р, так как эти пластины большей площади (0,6 кв.м) и сам теплообменный аппарат получается меньше по габаритам.

1). Соотношение числа ходов для греющей  $X_1$  и нагреваемой  $X_2$  воды находится по формуле:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{G_{гр}}{G_{нагр}} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{\Delta P_{гр}}{\Delta P_{нагр}} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{гр}^{нагр}}{1000 - t_{гр}^{ср}}.$$

Для пластинчатого теплообменника в большинстве случаев принимается  $\Delta P_{гр} = 40 \text{ кПа}$  и  $\Delta P_{нагр} = 100 \text{ кПа}$ . Подставив числовые данные, получаем:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{42,69}{38,7} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 37,5}{1000 - 129} = 0,8426.$$

Полученное соотношение ходов не превышает 2, значит для повышения скорости воды и, следовательно, для эффективного теплообмена целесообразна симметричная компоновка (см.рис. 1.22)

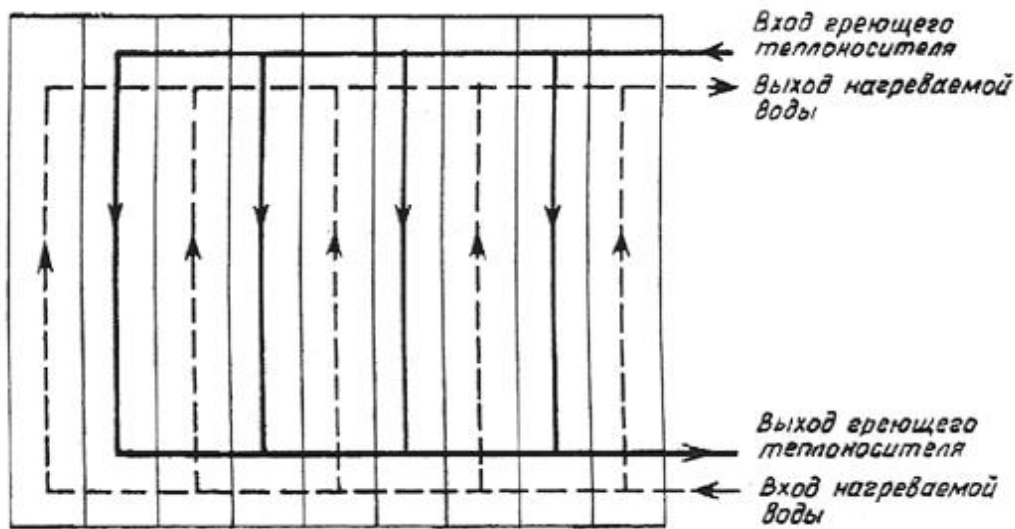


Рисунок 1.22- Симметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя

2). При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость воды в каналах принимается по ГОСТ 15515 равной  $w_{\text{опт}} = 0,4$  м/с. Основные технические параметры пластины 0,6р занесем в таблицу №3.

Теперь по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде  $m_{\text{нагр}}$  :

$$m_{\text{нагр}} = \frac{G_1}{w_{\text{опт}} f_k \rho_1}.$$

где  $f_k$  - живое сечение одного межпластинчатого канала. Для выбранного

теплообменника  $f_k = 0,00245 \text{ м}^2$ , тогда

$$m_{нагр} = \frac{42,69}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 934,8} = 46,6 \approx 47.$$

Плотность воды и ее расход здесь и при дальнейших расчетах будет подставляться из расчетов, сделанных для кожухотрубного теплообменника.

3). Компоновка водоподогревателя симметричная, т.е.  $m_{гр} = m_{нагр}$ . Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды:

$$f_{гр} = f_{нагр} = m_{нагр} \cdot f_k,$$

$$f_{гр} = f_{нагр} = 47 \cdot 0,00245 = 0,11515 \text{ м}^2.$$

Таблица 1.3 – Конструктивные размеры

Показатель	Числовое значение
Габариты (длина x ширина x толщина), мм	1375x600x1
Поверхность теплообмена, кв.м	0,6
Вес (масса), кг	5,8
Эквивалентный диаметр канала, м	0,0083
Площадь поперечного сечения канала, кв.м	0,00245
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	1,188
Ширина канала, мм	545
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4,5
Приведенная длина канала, м	1,01
Площадь поперечного сечения коллектора	0,0243
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидр. сопротивления штуцера $\zeta$	1,5
Коэффициенты:	
А	0,492
Б	3,0

Теперь по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде  $m_{нагр}$  :

$$m_{нагр} = \frac{G_1}{\omega_{опт} f_k \rho_1}.$$

где  $f_k$  - живое сечение одного межпластинчатого канала. Для выбранного теплообменника  $f_k = 0,00245 \text{ м}^2$ , тогда

$$m_{нагр} = \frac{42,69}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 934,8} = 46,6 \approx 47.$$

Плотность воды и ее расход здесь и при дальнейших расчетах будет подставляться из расчетов, сделанных для кожухотрубного теплообменника.

4). Находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с

$$\omega_{гр} = \frac{G_1}{f_{гр} \rho_1} = \frac{42,69}{0,11515 \cdot 934,8} = 0,3966 \text{ м/с},$$

$$\omega_{нагр} = \frac{G_2}{f_{нагр} \rho_2} = \frac{38,7}{0,11515 \cdot 993,1} = 0,3384 \text{ м/с}.$$

5). Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$  от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16 A [23000 + 283 t_{1cp} - 0,63 t_{1cp}^2] \cdot \omega_{гр}^{0,73},$$

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 [23000 + 283 \cdot 129 - 0,63 \cdot 129^2] \cdot 0,3966^{0,73} = 14243,67.$$

где A - коэффициент, зависящий от типа пластин, для типа выбранных пластин  $A=0,492$ .

6). Коэффициент тепловосприятости  $\alpha_2, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  от стенки пластины к нагреваемой воде принимается по формуле

$$\alpha_2 = 1,16A[23000 + 283t_{2cp} - 0,63t_{2cp}^2] \cdot \omega_{нагр}^{0,73},$$

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492[23000 + 283 \cdot 37,5 - 0,63 \cdot 37,5^2] \cdot 0,3384^{0,73} = 8468,52.$$

7). Коэффициент теплопередачи  $k \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  определяется по формуле:

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}},$$

где  $\beta$  - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7-0,85. Толщина пластины и коэффициент теплопроводности пластины для пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518 равны соответственно

$$\delta_{cm} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м} \text{ и } \lambda_{cm} = 16 \text{ Вт}/\text{м} \cdot ^\circ\text{C},$$

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{14243,67} + \frac{1}{8468,52} + \frac{0,001}{16}} = 3189,91.$$

8). Теперь определим необходимую поверхность нагрева  $F_{mp}$  по формуле:

$$F_{mp} = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{10,5 \cdot 10^6}{3189,91 \cdot 91,49} = 35,98 \text{ м}^2$$

9). Количество ходов в теплообменнике  $X$  :

$$X = \frac{F_{mp} + f_{nl}}{2mf_{nl}} = \frac{35,98 + 0,6}{2 \cdot 47 \cdot 0,6} = 0,649,$$

где  $f_{nl}$  - поверхность нагрева одной пластины, кв.м.

Число ходов округляется до целой величины, в нашем случае до 1.

В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите.

10). Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле

$$F = (2mX - 1)f_{nl}$$

$$F = (2 \cdot 47 \cdot 1 - 1) \cdot 0,6 = 55,8 \text{ м}^2$$

11). Потери давления  $\Delta P$  кПа в водоподогревателях следует определять по формулам:

для нагреваемой воды

$$\Delta P_{нагр} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 37,5) \cdot 0,3384^{1,75} \cdot 1 = 20,27 \text{ кПа}$$

для греющей воды

$$\Delta P_{гр} = \varphi B (33 - 0,08 t_{1гр}) \omega_{гр}^{1,75} \cdot X,$$

$$\Delta P_{нагр} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 129) \cdot 0,3966^{1,75} \cdot 1 = 20,23 \text{ кПа},$$

где  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать  $\varphi = 1,5 - 2$ .

$B$  - коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по табл. 3.



В результате расчета по СП 41-101-95 в качестве водоподогревателя горячего водоснабжения принимаем теплообменник разборной конструкции (Р) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, из стали 12Х18Н10Т (исполнение 01), на двухопорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины ИРП 1225 (исполнение 4). Поверхность нагрева - 55,8 кв.м. Условное обозначение такого аппарата будет выглядеть Р 0,6р-0,8-55,8-2К-01-4, его габариты 605×750×1800 мм.

### *Вывод*

Тепловые расчеты двух теплообменных аппаратов одинаковой тепловой производительности показывают, что коэффициент теплопередачи за счет более значительной турбулизации потоков практически в 1,5 раза выше у пластинчатого теплообменника, чем у кожухотрубного. Площадь теплообмена, необходимая для придания теплоносителям заданных параметров тоже в 1,5 раза ниже у пластинчатого. Конструктивные размеры у полученного кожухотрубного теплообменного аппарата 2800×925×325, габариты полученного пластинчатого лежат в пределах 605×750×1800, что значительно меньше.

Однако, если четко настаивать на техническом превосходстве пластинчатых теплообменников, то полученные расчеты теплообменника по ГОСТ 15515 неудачны. В таблице 7 из приложения №8 СП 41-101-95 предоставляются варианты пластинчатых теплообменников фирмы производителя “СВЕП”, в которых коэффициент теплопередачи достигает порядка  $7000 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$ . Следовательно, если за основу расчета взять теплообменники этой фирмы, то полученные габариты аппарата были бы гораздо меньше.

Однако, расчеты выявляют и некоторые недостатки пластинчатых аппаратов, например, гидравлические потери как по греющей так и по нагреваемой среде в 4 раза больше, чем у рассчитываемого кожухотрубного аппарата.

## 1.5. Исследование процесса рекуперации теплоты в процессах тепловой обработки продуктов

На предприятиях АПК одним из наиболее распространенных процессов является тепловая обработка продуктов. В зависимости от характера и цели технологического процесса тепловая обработка должна обеспечивать поддержание температуры продукта на определённом уровне, а также его нагревание или охлаждение [4, 6, 12 ].

Пищевые жидкости с целью их пастеризации или стерилизации необходимо нагреть до высокой температуры, затем эти жидкости охлаждают до сравнительно низкой температуры. Раздельно проводить эти два процесса экономически невыгодно. Если горячую жидкость пустить внутри труб теплообменного аппарата, а холодную подавать в межтрубное пространство, то горячая жидкость охладится, а холодная нагреется, в результате будут сэкономлены теплота для нагрева и холод для охлаждения этих жидкостей. Процесс обратной передачи теплоты от уже нагретой горячей среды к среде, поступающей на подогрев, с целью утилизации теплоты горячей среды, в технике принято называть регенерацией теплоты [20, 39, 57, 61].

Количество теплоты, идущей на стерилизацию или нагревание без регенерации

$$Q=mc(t_3 - t_1 ), \quad (1.12)$$

где  $t_3$  – температура продукта после пастеризации или стерилизации, °C;

$t_1$  – температура продукта до нагревания, °C;

$c$  - теплоемкость, Дж/(кг·K);

$m$  - производительность аппарата, кг/с.

Холодный продукт, проходя через регенератор, будет нагреваться от температуры  $t_1$  до температуры регенерации  $t_2$ , несколько меньшей температуры  $t_3$ .

Количество теплоты, используемой в регенераторе, находится из уравнения

$$Q_p = mc(t_2 - t_1). \quad (1.13)$$

Эффективность работы регенератора характеризуется коэффициентом регенерации, который представляет собой отношение количества теплоты, использованной в регенераторе, к количеству теплоты, необходимой для нагревания продукта от его начальной температуры до температуры пастеризации или стерилизации

$$\varepsilon = \frac{Q_p}{Q} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (1.14)$$

Основной характеристикой любого теплового процесса является количество подаваемой теплоты, от которого зависит величина необходимой поверхности теплообмена.

Для установившегося процесса перехода теплоты применимо общее уравнение теплопередачи

$$Q = kF\Delta t_{cp}, \quad (1.15)$$

где  $Q$  - количество подаваемой теплоты, Вт;  $k$  - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $F$  - поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур между средами.

Среднюю разность температур рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31g\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}. \quad (1.16)$$

где  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  – большая и меньшая разности температур между средами.

Если отношение  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}} \leq 2$ , то с достаточной точностью вместо теоретической формулы можно применять более простую

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (1.17)$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.18)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячей среды к стенке, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\delta$  – толщина стенки, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной жидкости, Вт/(м<sup>2</sup> К).

При движении среды внутри труб коэффициент теплоотдачи находят по одной из следующих формул:

а) при турбулентном режиме ( $Re > 10\,000$ )

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_{сТ}} \right)^{0,25}; \quad (1.19)$$

б) при переходном режиме ( $10\,000 > Re > 2\,320$ )

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}; \quad (1.20)$$

в) при ламинарном режиме ( $Re < 2\,320$ )

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_{сТ}} \right)^{0,25} \quad (1.21)$$

При движении среды в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника при отсутствии перегородки

$$Nu = 1,16 d_j Re^{0,6} Pr^{0,23}, \quad (1.22)$$

где  $d_j = \frac{D_g^2 - nd_n^2}{nd_n}$  – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м;

$D_g$  – внутренний диаметр кожуха теплообменника, м;  $d_n$  – наружный диаметр внутренней трубы, м;

$n$  – число труб.

При эксплуатации теплообменник аппаратов потери теплоты  $Q_n$  стенками аппарата в окружающую среду происходят как за счёт теплового излучения, так и за счет конвекции

$$Q_n = \alpha_c F (t_{cm} - t_g), \quad (1.23)$$

где  $F$  - наружная поверхность аппарата,  $\text{м}^2$ ;

$t_{cm}$  - температура наружной стенки аппарата,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_g$  - температура окружающего воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha_c$  - коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

Для аппаратов с температурой наружной стенки до  $150^{\circ}\text{C}$  и находящихся в помещении,  $\alpha_c = 9,74 + 0,07(t_{cm} - t_g)$ .

### *Цель работы*

1. Изучить устройство и принцип действия трубчатой теплообменной установки.
2. Экспериментально определить коэффициент теплопередачи при разных скоростях движения среды.
3. Провести сравнение полученных опытным путем значений коэффициентов теплопередачи с рассчитанными по уравнениям.
4. Определить коэффициент регенерации при разных скоростях движения среды.
5. Определить потери теплоты стенками аппарата в окружающую среду.

### *Описание установки и методика проведения работы*

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1.23. Установка включает в себя горизонтальный трубчатый теплообменный аппарат, состоящий из двух одинаковых секций  $C_1$  и  $C_2$ , электрического парогенератора ПГ и мерника М. Первая и вторая секции соединены между собой переходным коленом. В качестве теплообменивающихся сред используется вода. Техническая характеристика теплообменника представлена в табл. 1.4.

Таблица 1.4 - **Техническая характеристика теплообменника**

Показатель	Обозначение	Единица	Значение
Длина секции	$l$	м	0,72
Наружный диаметр	$D$	м	$35 \cdot 10^{-3}$
Количество трубок	$n$	шт	$8 \cdot 10^{-3}$

Показатель	Обозначение	Единица	Значение
Внутренний диаметр	$d_v$	м	$4 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр	$d_n$	м	$6 \cdot 10^{-3}$
Материал трубки			латунь

Для обогрева секции  $C_2$  используется насыщенный водяной пар, поступающий в межтрубное пространство секции. Секция  $C_1$  обогревается водой, поступающей в межтрубное пространство из секции  $C_2$ .

Установка работает следующим образом. При открывании вентиля  $B_1$ , вода из трубопровода поступает в трубное пространство секции  $C_1$ , где нагревается от температуры  $t_1$  до температуры  $t_2$ . Затем по переходному колену вода поступает в секцию  $C_2$ , где паром нагревается до температуры  $t_3$ . Причём, количество воды, проходящее через секции  $C_1$  и  $C_2$ , которое замеряется в мернике объемным методом, одинаково. Таким образом в секции  $C_2$  исследуется процесс нагревания, а в секции  $C_1$  процесс рекуперации тепла.

Для исследования процесса нагревания и рекуперации тепла необходимо открыть вентиль  $B_1$  подачи воды и замерить расход воды, поступающей в мерник М. Затем снять показания термометров и манометра  $P_2$ , и занести их в таблицу. Причем, снимать показания приборов необходимо при установившемся режиме, который наступает тогда, когда показания термометра  $t_3$  не изменятся 2-3 минуты.

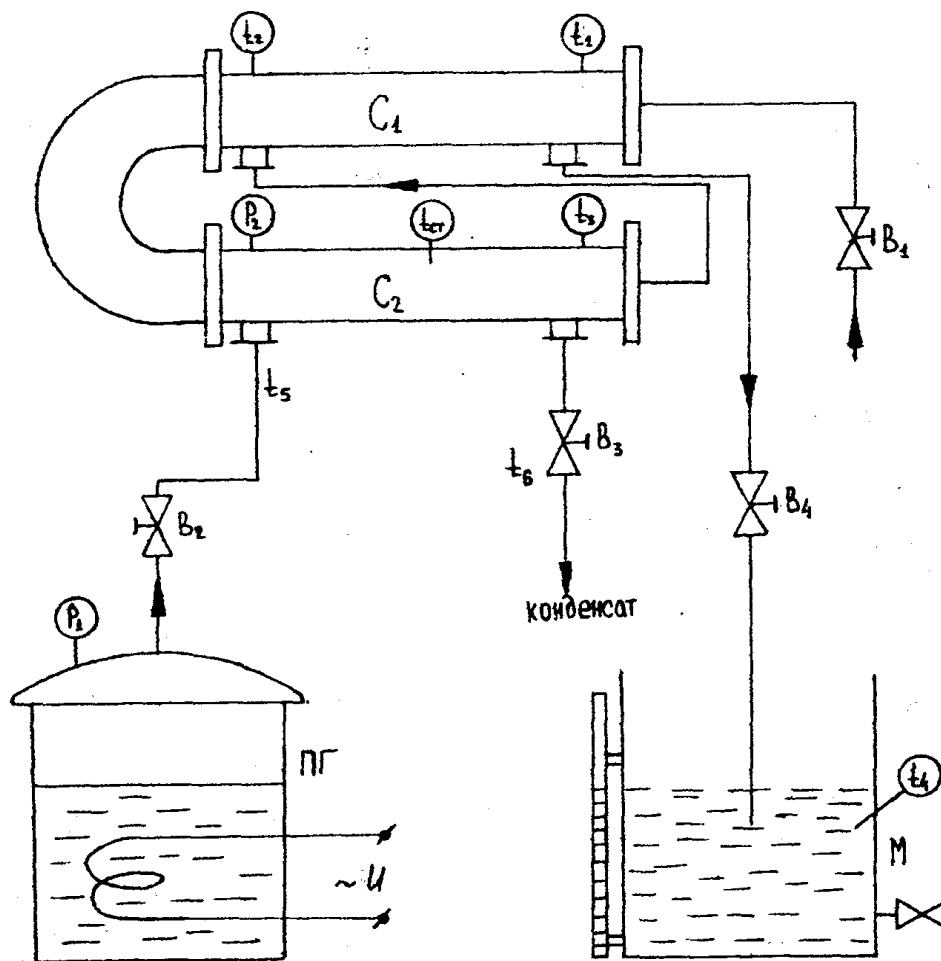


Рисунок 1. 24 -Схема установки

$t_1$  – температура воды на входе в трубное пространство секции  $C_1$ , °C;  $t_2$  - температура воды на выходе из секции  $C_1$ , °C;  $t_3$  - температура воды на выходе из секции  $C_2$ , °C;  $t_4$  - температура воды на выходе из межтрубного пространства секции  $C_1$ , °C;  $t_6$  - температура конденсации пара выходящего из секции  $C_2$ , °C;  $P_2$  - давление греющего пара в паровой рубашке секции  $C_2$ , кг/см<sup>2</sup>;  $t_{cm}$  - температура стенки секции  $C_2$ , °C;  $t_6$  - температура воздуха в помещении, °C;  $t_5$  - температура греющего пара. °C.

Провести 3-4 опыта при различных расходах воды. Результаты испытаний занести в табл. 1.5.

Таблица 1.5 - Результаты испытаний

№ п/п	V, л	T, с	$t_1$ , °C	$t_2$ , ° C	$t_3$ , ° C	$t_4$ , ° C	$t_6$ , ° C	$t_{cm}$ , °C	$t_6$ , ° C	$P_2$ , кг/ см <sup>2</sup>	$t_5$ , ° C
1											
2											

3											
4											

Пользуясь таблицей зависимости температуры насыщенного пара от давления, определить температуру  $t_5$  по давлению  $P_2$ .

*Обработка опытных данных*

Подсчитать поверхность теплообмена в каждой секции,  $m^2$

$$F = \pi d l n,$$

где  $n$  - число трубок;

$l$  - их длина, м;

$d$  - диаметр, м.

По уравнению расхода определить скорость воды, м/с

$$\omega = \frac{V}{f \tau},$$

где  $f$  - площадь поперечного сечения восьми труб.

Определить среднюю температуру нагретой воды в первой секции

$$t_{cp1} = \frac{t_1 + t_2}{2}.$$

Вычислить среднюю температуру нагретой воды во второй секции

$$t_{cp2} = \frac{t_2 + t_3}{2}.$$

Определить среднюю разность температур  $\Delta t_{cp1}$  и  $\Delta t_{cp2}$  между средами в каждой секции. Для удобства расчета рекомендуется построить температурные графики для каждой секции.

Подсчитать коэффициент теплопередачи для каждой секции в каждом опыте

$$k = \frac{mc(t_2 - t_1)}{F \Delta t_{cp}},$$

где  $m$  - массовый расход воды в трубном пространстве, кг/с;

$c$  - теплоёмкость воды, Дж/(кг\*К);



$t_2 - t_1$  степень нагрева или охлаждения воды в трубном пространстве секции, °C.

При проведении испытания установки как регенератора теплоты в первой секции следует рассчитать коэффициент регенерации. Затем рассчитать потерю теплоты в окружающую среду. Результаты обработки опытных данных записать в табл. 1.6.

Таблица 1.6 - Результаты обработки опытных данных

№ п/п	$\omega$ , м/с	$t_{cp1}$ , °C	$t_{cp2}$ , °C	$t_2 - t_1$ , °C	$t_3 - t_2$ , °C	$\Delta t_{cp1}$ , °C	$k_1$ , Вт/м <sup>2</sup> *К	$k_2$ , Вт/м <sup>2</sup> *К	$\Delta t_{cp2}$ , °C	$Q_n$ , Вт	$\varepsilon$
1											
2											
3											

Для анализа влияния скорости движения воды на коэффициент теплопередачи построить на миллиметровой бумаге графики  $k=f(\omega)$ . Полученные в опытах значения  $k$  сопоставить с рассчитанными по уравнениям .

#### Контрольные вопросы

1. Какой процесс называется регенерацией теплоты?
2. Как характеризуется эффективность работы регенератора?
3. Уравнение теплового баланса теплообменника.
4. Какие факторы влияют на интенсивность теплообмена?
5. Как определяется средняя движущая сила в теплообменнике?
6. Критерии подобия процесса теплообмена.
7. Как определяются потери теплоты стенок аппарата в окружающую среду?

## **1.5. Вопросы и задачи для самоконтроля и самостоятельного решения**

1. В каком из теплообменников - кожухотрубчатом или подогревателе-аккумуляторе выше коэффициент теплопередачи при использовании одних и тех же теплоносителей с одинаковыми начальными температурами?
2. Перечислите способы компенсации температурных удлинений в кожухотрубчатых теплообменниках.
3. Если теплоноситель может загрязнить поверхность теплообмена в кожухотрубчатом теплообменнике, куда его следует направлять - в трубки или в межтрубное пространство?
4. Какой из теплообменников удобней чистить: кожухотрубчатый, спиральный или пластинчатый?
5. Какие достоинства и недостатки имеют спиральные и пластинчатые теплообменники по сравнению с кожухотрубчатыми?
6. В каких случаях в теплообменниках целесообразно применять ребристые трубы?
7. Влияет ли технология изготовления ребристой трубы на коэффициент теплопередачи?
8. Какие достоинства и недостатки имеют тепловые трубы и двухфазные термосифоны?
9. Как влияет присутствие неконденсирующегося газа в тепловой трубе на ее теплопередающую способность?
10. Какими факторами ограничивается максимальный тепловой поток для тепловой трубы?
11. Определите расход нагреваемой воды  $G_2$  и площадь поверхности нагрева  $F$  прямоточного водоводяного теплообменника, если известны: расход греющей воды  $G_1 = 15 \text{ кг/с}$ , температура греющей воды на входе и выходе теплообменника  $t'_1 = 120^\circ\text{C}$ ,  $t''_1 = 80^\circ\text{C}$ , температура нагреваемой воды на

и выходе  $t'_2 = 10^\circ\text{C}$  и  $t''_2 = 60^\circ\text{C}$ , коэффициент теплопередачи  $k = 1900$  Вт/м<sup>2</sup>·К) и коэффициент, учитывающий потери теплоты  $\eta_p = 0,98$ .

12. В противоточный водоводяной теплообменник, имеющий площадь поверхности нагрева  $F = 2\text{ м}^2$ , греющая вода поступает с температурой  $t'_1 = 90^\circ\text{C}$ , ее расход  $G_1 = 0,3$  кг/с. Расход нагреваемой воды  $G_2 = 0,5$  кг/с, и ее температура на входе в теплообменник  $t'_2 = 30^\circ\text{C}$ . Определите тепловую нагрузку теплообменника  $Q$  и конечные температуры теплоносителей  $t''_1$  и  $t''_2$ , если известно, что коэффициент теплопередачи от нагретой воды к холодной  $k = 1400$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

13. Для пароводяного кожухотрубчатого теплообменника определите число труб  $n$ , число ходов в трубном пучке  $z_t$  и внутренний диаметр корпуса аппарата  $D_v$ , если известно: площадь поверхности теплообмена  $F = 300\text{ м}^2$ , внутренний и наружный диаметры труб  $d_v/d_n = 18/20$  мм, длина труб  $L = 4$  м, расход воды  $G_t = 120$  кг/с, скорость воды в трубах  $w_t = 1,5$  м/с, средняя температура воды  $t = 60^\circ\text{C}$ . Значения шага труб  $s$  и коэффициента заполнения трубной решетки  $\eta$  оцените самостоятельно.

14. Для спирального теплообменника определите наружный диаметр спирали  $D_n$  при следующих исходных данных: площадь поверхности теплообмена  $F = 80\text{ м}^2$ , ширина и высота поперечного сечения прямоугольных каналов, образованных соседними спиралями соответственно  $b = 8$  мм и  $h = 1$  м; толщина спиралей  $\delta = 3$  мм, диаметр первого витка  $d = 0,3$  м.

15. Определите коэффициент теплопередачи для теплообменника, выполненного из латунных труб с поперечными круглыми наружными ребрами, при следующих условиях: диаметр труб  $d_v/d_n = 22/24$  мм, коэффициент теплопроводности материала стенки и ребер  $\lambda_{ст} = \lambda_r = 105$  Вт/(м·К), наружный диаметр ребер  $D_r = 48$  мм, толщина ребер  $\delta_r = 3$  мм, шаг ребер  $s_r = 5$  мм, коэффициент теплоотдачи от горячего воздуха к ребристой поверхности  $\alpha_1 = 60$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки труб к охлаждающей воде  $\alpha_2 = 7000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Термическим сопротивлением контакта между поверхностью трубы и ребер можно пренебречь.

16. Рассчитайте площадь поверхности нагрева водонагревателя-аккумулятора с водяным обогревом для нагревания в течение времени  $\tau = 5$  ч массы воды  $M_2 = 10$  т от начальной температуры  $t'_2 = 10^\circ\text{C}$  до конечной температуры  $t''_2 = 50^\circ\text{C}$  при расходе греющей воды  $G_1 = 1,1$  кг/с и температуре на входе  $t'_1 = 70^\circ\text{C}$ . При расчете принять: коэффициент теплопередачи  $k = 500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), удельная теплоемкость воды  $c = 4,19$  кДж/(кг·К).

17. Определите тепловой поток  $Q$ , передаваемый вертикально расположенным двухфазным термосифоном, заполненным водой и выполненным из медной трубы диаметром  $d_{в/дн} = 21/25$  мм. Транспортная зона отсутствует, длина конденсатора равна длине испарителя, т. е.  $L_k = L_i = 0,5$  м. Температура наружной стенки испарителя  $t_i = 90^\circ\text{C}$ , температура наружной стенки конденсатора  $t_k = 70^\circ\text{C}$ . При расчете принять: коэффициент теплопроводности меди  $\lambda = 350$  Вт/(м·К), коэффициент теплоотдачи в испарителе  $\alpha_i = 18\,000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), коэффициент теплоотдачи в конденсаторе  $\alpha_k = 6000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

18. Определите предельный тепловой поток  $Q$ , ограниченный капиллярными силами, для горизонтально расположенной тепловой трубы. Корпус трубы и сетчатая капиллярная структура выполнены из нержавеющей стали, в качестве теплоносителя используется вода, температура насыщения которой  $t_n = 107^\circ\text{C}$ . Тепловая труба имеет следующие геометрические характеристики: диаметр корпуса  $d_{в/дн} = 23/25$  мм, длины испарителя, конденсатора и транспортной зоны соответственно  $L_i = 0,2$  м,  $L_k = 0,25$  м,  $L_t = 0,3$  м, толщина капиллярной структуры  $\delta_f = 1,2$  мм, коэффициент проницаемости фитиля  $K = 0,77 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>, радиус капиллярных пор  $R = 0,06$  мм.

19. Определите перепад давления  $\Delta p$  в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками. Теплоноситель

- вода, средняя температура которой  $t_v = 30^\circ\text{C}$ . Характеристики

межтрубного пространства: диаметр трубы  $d_n = 25$  мм, число рядов труб  $z = 9$ , количество перегородок  $n = 18$ . Скорости: поперечная в узком месте диаметрального сечения между перегородками  $w_{\text{поп}} = 0,5$  м/с, продольная в вырезах поперечных перегородок  $w_{\text{пр}} = 0,6$  м/с, в штуцерах  $w_{\text{шт}} = 0,7$  м/с.

## **Глава 2. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО ПРОЦЕССА ВЫПАРИВАНИЯ (КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ)**

Процесс выпаривания – энергоемкий процесс, особенно если теплота испарения растворителя велика, как, например, у воды. Поэтому составляющая на энергозатраты при выпаривании может быть весьма существенной в себестоимости производства товарного продукта, особенно если цены на сырье невысоки, а производство крупнотоннажное. Повышение энергоэффективности технологического процесса выпаривания является одной из наиболее актуальных проблем перерабатывающих производств АПК [3, 6, 8, 12].

### **2.1. Общие сведения**

Выпариванием называется процесс концентрирования растворов твердых нелетучих или малолетучих веществ путем испарения летучего растворителя и отвода образовавшихся паров.

В промышленных производствах АПК выпаривание обычно проводят при кипении раствора.

При выпаривании растворов твердых веществ достигают насыщения раствора; при дальнейшем удалении растворителя из такого раствора происходит кристаллизация, в результате которой выделяется растворенное вещество.

Выпаривание применяют для повышения концентрации разбавленных растворов или выделения из них растворенного вещества путем кристаллизации.

Целевыми продуктами являются:

- концентрированный раствор, который может содержать, в том числе, и твердую фазу;
- образовавшийся в результате выпаривания так называемый вторичный (соковый) пар, который может быть использован для технологических нужд в зависимости от его свойств.

Процесс выпаривания широко используют в перерабатывающей отрасли АПК при концентрировании сахарных и томатных соков, молока, сыворотки и

др. Как правило, выпаривают водные растворы.

Выпаривание проводят в выпарных аппаратах. Процесс выпаривания может проводиться непрерывно и периодически.

Аппараты периодического действия используют в основном в производствах малого масштаба.

В крупнотоннажных производствах применяют непрерывно действующие выпарные установки, площадь поверхности нагрева которых достигает 6000... 10 000 м<sup>2</sup>. При таких поверхностях нагрева решающим фактором, который определяет энергоэффективность производства, является расход греющего пара и воды [17].

Выпаривание осуществляют как под вакуумом, так и при атмосферном и избыточном давлениях.

При выпаривании под вакуумом в аппарате создается вакуум путем конденсации вторичного (сокового) пара в специальном конденсаторе и отсасывания из него неконденсирующихся газов с помощью вакуум - насоса.

Выпаривание под вакуумом позволяет:

- снизить температуру кипения раствора, что особенно важно при выпаривании термолабильных растворов, т.е. растворов, чувствительных к высоким температурам;
- увеличить полезную разность температур - разность температур между температурой греющего пара и температурой кипения раствора и, как следствие, снизить расход тепловой энергии;
- увеличить движущую силу теплопередачи и, как следствие, уменьшить площадь поверхности выпарных аппаратов, а следовательно, их материалоемкость;
- указанные факторы позволяют снизить энергоемкость продукции и повысить коэффициент энергоэффективности установки.

Между тем, при выпаривании под вакуумом используют дополнительное

оборудование (конденсатор и вакуум – насос), что приводит к удорожанию установки.

При выпаривании под атмосферным давлением образующийся вторичный пар сбрасывается в атмосферу.

При выпаривании под повышенным давлением вторичный пар может быть использован как нагревающий агент в подогревателях, для отопления теплиц и т. п. Выпаривание под давлением связано с повышением температуры кипения раствора, поэтому применение данного способа ограничено свойствами растворов и температурой теплоносителя.

В качестве теплоносителей (источников тепла) в выпарных аппаратах применяют:

- конденсирующийся пар (чаще всего водяной);
- остывающую жидкость (воду, специальные органические или кремнийорганические теплоносители);
- неконденсирующийся газ (например, топочный);
- ТЭНы, электроспирали и прочие устройства, использующие выделение тепла при прохождении электричества через электропроводящие среды, в том числе через концентрируемую жидкость.

По способу передачи тепла выпарные аппараты классифицируют следующим образом:

1. Греющий агент (теплоноситель) проходит по межтрубному пространству греющей камеры, в трубках которой кипит выпариваемый раствор;
2. Греющий агент проходит внутри змеевика, рубашки, между двойными стенками;
3. Греющий агент приводится в непосредственное соприкосновение с выпариваемой жидкостью;
4. Нагревание ведется при помощи передачи тепла излучением

Аппараты, работающие по принципу (1) и (2), объединяют под общим



названием «поверхностные», поскольку передача тепла в них осуществляется через стенку аппарата. Это наиболее распространенные типы аппаратов.

Аппараты, работающие по принципу (1), делятся на:

- аппараты с объемным заполнением трубного пространства;
- пленочные (с падающей или восходящей пленкой);
- с естественной циркуляцией выпариваемого продукта в аппарате в результате конвекции;
- с принудительной циркуляцией (насосами);
- с вертикальным, наклонным и горизонтальным расположением трубчатки.

В производствах АПК используют однократное и многократное выпаривание.

## **2.2. Анализ энергоэффективности однократного выпаривания. материальный и тепловой балансы однокорпусной выпарной установки непрерывного действия**

### *Конструкция и принцип действия однокорпусного выпарного аппарата*

Однократное выпаривание проводят в установке, показанной на рис. 6.1. Такие установки применяют в малотоннажных производствах. Однократное выпаривание можно проводить непрерывно или периодически. Образующийся при выпаривании вторичный пар в этих установках не используется, а конденсируется в конденсаторе [24, 34, 40].

Выпарной аппарат состоит из верхней части — сепаратора 1 и нижней — греющей камеры 2, которая представляет собой кожухотрубный теплообменник. В трубном пространстве находится кипящий раствор, а в межтрубное подается греющий пар. В сепараторе с отбойниками капельки отделяются от вторичного пара, которые затем конденсируются. Конденсат вместе с охлаждающей водой удаляется через барометрическую трубу 5 в колодец.

Концентрированный раствор с заданной концентрацией  $B_K$  непрерывно откачивается из нижней части выпарного аппарата в хранилище готового продукта.

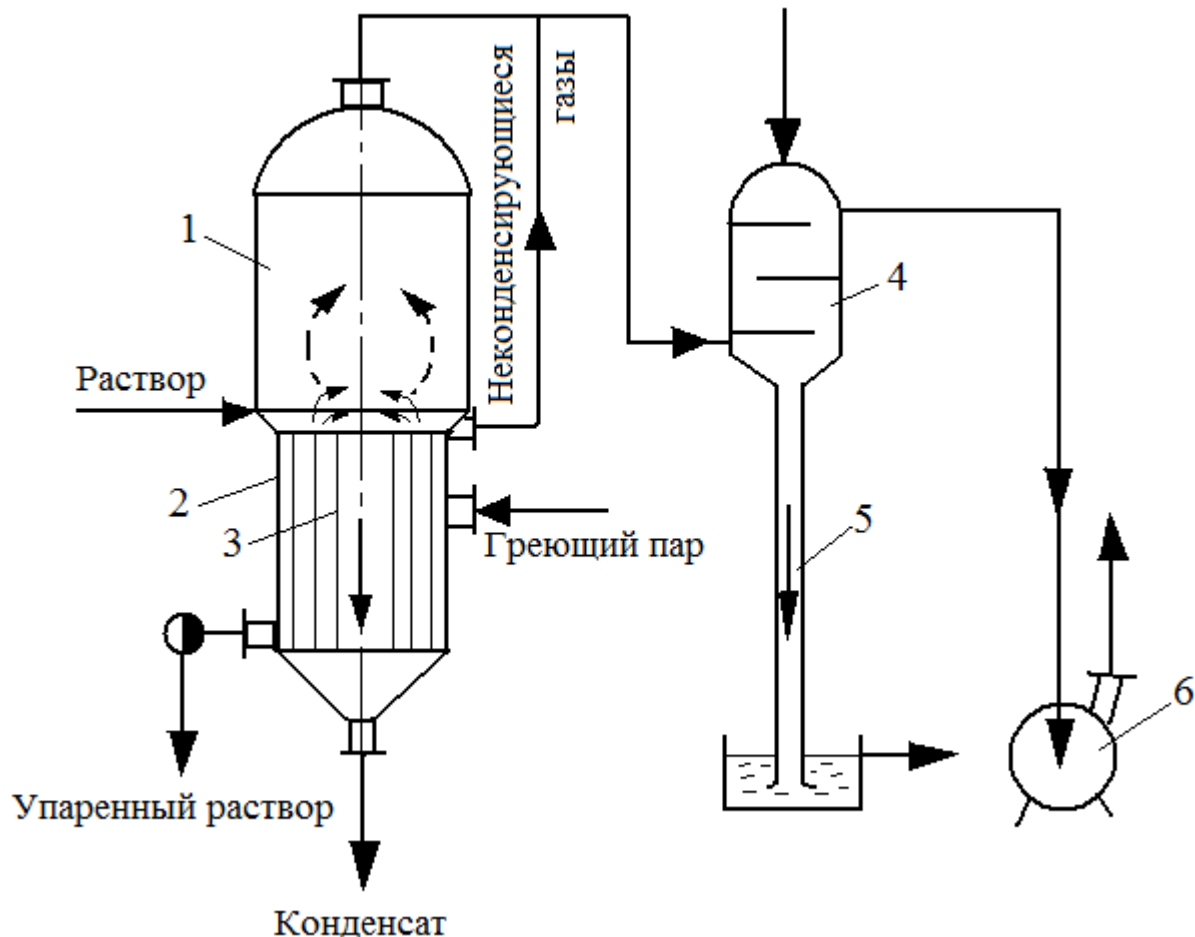


Рисунок 2.1 - Схема однокорпусной выпарной установки:  
1 – сепаратор 2 – греющая камера 3 – циркуляционная труба 4 – барометрический конденсатор 5 – барометрическая труба 6 – вакуум-насос

На рисунке 2.1 представлен выпарной аппарат с внутренней циркуляционной трубой 3, который работает по принципу направленной естественной циркуляции. Исходный разбавленный раствор поступает в нижнюю часть сепаратора 1 и затем попадает в кипятельные трубы. Первичный пар направляют в межтрубное пространство греющей камеры, где он конденсируется, отдавая теплоту конденсации через стенки кипятельных труб к кипящему

раствору.

Направленная естественная циркуляция вызывается различием плотностей кипящего раствора в циркуляционной трубе 3 и в кипятильных трубах греющей камеры 2. Разность плотностей обуславливается различием удельного теплового потока, приходящегося на единицу объема раствора: в кипятильных трубах он выше, чем в циркуляционной трубе. Поэтому интенсивность кипения, а, следовательно, и парообразование в них тоже выше; образующаяся здесь парожидкостная смесь имеет меньшую плотность, чем в циркуляционной трубе. Это приводит к направленной циркуляции кипящего раствора, который по циркуляционной трубе опускается вниз, а по кипятильным трубам поднимается вверх. Парожидкостная смесь попадает затем в сепаратор, в котором пар отделяется от раствора, и его выводят из аппарата. Упаренный раствор выходит из штуцера в днище аппарата. В аппаратах с естественной циркуляцией раствора создается организованный циркуляционный контур по схеме: кипятильные (подъемные) трубы - паровое пространство - циркуляционная (опускная) труба - подъемные трубы и т.д. Циркуляция раствора способствует снижению отложения накипи на стенках труб. Скорость движения раствора составляет  $1-3 \text{ м/с}$ .

*Определение затрат тепловой энергии. Материальный и тепловой балансы  
однокорпусной выпарной установки непрерывного действия*

При расчете выпарного аппарата определяют количество выпарной воды  $W$  при заданной начальной  $B_n$  и конечной  $B_k$  концентрации раствора, расход греющего пара  $D$  и поверхность нагрева  $F$  выпарного аппарата.

Материальный баланс выпарного аппарата составляют при допущении, что отсутствует унос нелетучего продукта вместе с каплями, попадающими из кипящего раствора во вторичный пар.

При составлении уравнения материального баланса введены следующие обозначения:

$G_k$  - количество раствора поступавшего на выпаривание, кг/с;

$G_n$  -конечное количество упаренного раствора, кг/с;

$B_n$  - начальная концентрация раствора, %;

$B_k$  - конечная концентрация раствора, %;

$W$  - количество выпаренной воды, кг/с.

Материальный баланс однократного выпаривания (рис. 2.2) выражают двумя уравнениями:

по всему веществу:

$$G_n = G_k + W, \quad (2.1)$$

и по нелетучему продукту:

$$G_n B_n = G_k B_k \quad (2.2)$$

или

$$\frac{G_n B_n}{100} = \frac{(G_n - W) B_k}{100} \quad (2.3)$$

Из сопоставления уравнений (2.1) и (2.3) находят количество выпаренной воды  $W$  при изменении концентрации раствора от  $B_n$  до  $B_k$  или конечную концентрацию раствора  $B_k$ , если количество выпаренной воды задано технологическим регламентом:

$$W = G \left( 1 - \frac{B_n}{B_k} \right); \quad (2.4)$$

$$B_k = \frac{G_n B_n}{G_n - W} \quad (2.5)$$

Расход греющего пара  $D$  (кг/с) на сгущение раствора находят из решения уравнения теплового баланса на основании данных, представленных в табл. 2.1:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\pi} \quad (2.6)$$

В таблице 6.1 приняты следующие условные обозначения:  $i_1, i_2$  - энтальпия

греющего и вторичного пара, Дж/кг;  $C_1, C_2, C_6$  - теплоемкость исходного, сгущенного растворов и выпариваемой воды, Дж/кгК;

$t_1, t_2, t_k$  - температуры исходного, сгущенного растворов и конденсата, °С

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G c_1 t_1 + D i_1 = (G c_2 - W c_6) t_2 + W i_2 + D c_k t_k + Q_{\Pi} \quad (2.7)$$

Из уравнения (6.7) определяют расход греющего пара  $D$ , необходимый для сгущения раствора:

$$D = \left[ \frac{G(c_2 t_2 - c_1 t_1)}{(i_1 - c_k t_k)} \right] + \left[ \frac{W(i_2 - c_6 t_2)}{(i_1 - c_k t_k)} \right] + \left[ \frac{Q_n}{(i_1 - c_k t_k)} \right] \quad (2.8)$$

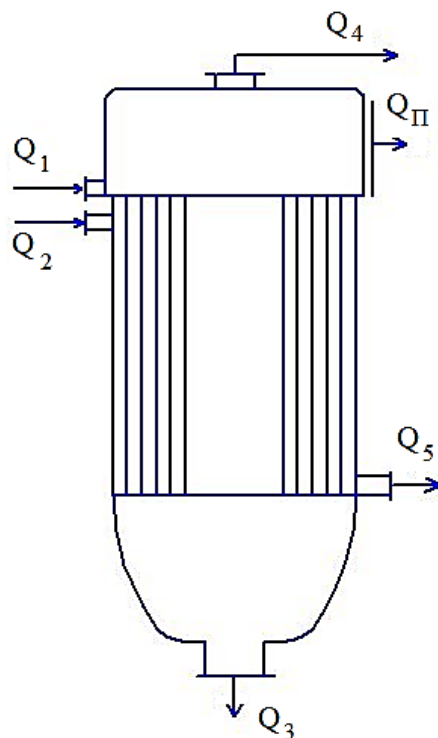


Рисунок 2.2 - К составлению уравнения теплового баланса однокорпусного выпарного аппарата

Таблица 2.1 - К составлению уравнения теплового баланса однокорпусного выпарного аппарата

Приход теплоты, Вт	Расход теплоты, Вт
С исходным раствором $Q_1 = Gc_1t_1$	Со сгущенным раствором $Q = Gc_2t_2 - Wc_{\text{в}}t_2 = (Gc_2 - Wc_{\text{в}})t_2$
С греющим паром $Q_2 = Di_1$	С вторичным паром $Q_4 = Wi_2$
_____	С конденсатом $Q_5 = Dc_{\kappa}t_{\kappa}$
_____	Потери в окружающую среду $Q_n$

Если принять, что при поступлении на выпаривание исходный раствор имеет температуру, равную температуре кипения, и что имеют место тепловые потери, то теоретический расход пара  $D$  (кг) на однокорпусную выпарную установку составит:

$$D^1 = \frac{W(i_2 - c_6t_2)}{i_1 - c_{\kappa}t_{\kappa}} \quad (2.9)$$

Удельный расход пара  $d$  (кг/м), отнесенный к 1 кг испаренной воды, определяют по выражению:

$$d = \frac{D}{W} = \frac{i_2 - c_6t_2}{i_1 - c_{\kappa}t_{\kappa}} \quad (2.10)$$

При простом выпаривании в одиночном выпарном аппарате расход греющего пара составляет 1,1-1,2 кг на образование 1кг вторичного пара. Такой высокий удельный расход пара обуславливает высокую энергоемкость продукции. В этой связи использование однокорпусного выпаривания в технологических линиях переработки сырья ведет к снижению энергоэффективности всего производства и требует переход к более совершенным энергосберегающим технологиям.

### Расчет поверхности нагрева выпарных аппаратов

Основным параметром при выборе (по каталогам) выпарного аппарата является поверхность нагрева  $F$ , которую определяют из следующих двух уравнений для тепловой нагрузки на аппарат:

1) Из основного уравнения теплопередачи

$$Q = kF\Delta t \quad (2.11)$$

2) Из уравнения тепловой нагрузки выпарного аппарата по расходуемому пару

$$Q = D(i_1 - c_{\kappa} t_{\kappa}) = Dr \quad (2.12)$$

Приравняв правые части уравнений (6.11) и (6.12), получим:

$$kF\Delta t = Dr,$$

отсюда поверхность  $F$  ( $\text{м}^2$ ):

$$F = \frac{Dr}{\kappa\Delta t} \quad (2.13)$$

При определении величины действительной поверхности нагрева выпарного аппарата в формулу (6.13) подставляют расход пара .

$$\Delta t = \frac{Q}{KF} = \frac{Wr}{kF} = \frac{rU}{k}, \quad (2.14)$$

где  $U = \frac{W}{F}$  - массовое напряжение поверхности нагрева, т.е. количество воды,

выпариваемой с  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева за 1 секунду,  $\left(\frac{\kappa\text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right)$ .

При заданной производительности аппарата  $W, (\kappa\text{г}/\text{с})$  и известном массовом напряжении  $k, \left(\frac{\kappa\text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right)$  поверхность нагрева выпарного аппарата определяют по формуле:

$$F = \frac{W}{U} \quad (2.15)$$

*Влияние температурных потерь на коэффициент энергетической  
эффективности выпарной установки*

Обычно в однокорпусных выпарных установках известны давления первичного греющего и вторичного паров, следовательно, определены и их температуры. Разность между температурами греющего и вторичного паров называют общей разностью температур выпарного аппарата:

$$\Delta t_{об} = T_{г} - t_{в.п.} \quad (2.16)$$

Общая разность температур связана с полезной разностью температур соотношением:

$$\Delta t_{п} = \Delta t_{об} - \Delta' - \Delta'' = T_{г} - t_{в.п.} - \Delta' - \Delta'' \quad (2.17)$$

Обозначив  $t_{в.п.} - \Delta' - \Delta'' = t_{к}$ , получим

$$\Delta t_{п} = T_{г} - t_{к} \quad (2.18)$$

Величины  $\Delta'$  и  $\Delta''$  называют *температурными депрессиями* (температурными потерями).

Величину  $\Delta'$  называют концентрационной температурной депрессией и определяют как повышение температуры кипения раствора по сравнению с температурой кипения чистого растворителя при данном давлении:

$$\Delta' = t_{к} - t_{в.п.} \quad (2.19)$$

где  $t_{к}, t_{в.п.}$  - температуры соответственно кипения раствора и чистого растворителя; последняя численно равна температуре вторичного пара при данном давлении.

Таким образом, температура образующегося при кипении растворов вторичного пара (т. е. пара над раствором, который затем в виде греющего идет



в следующий корпус) ниже, чем температура кипения раствора, и поэтому часть общей разности температур всей установки теряется бесполезно.

В технической литературе приводятся сведения по температурам кипения растворов различных концентраций, как правило, при атмосферном давлении -  $\Delta'_{\text{атм}}$ , которую легко определить по справочникам [41, 42, 43]. При других давлениях  $\Delta'$  находят с помощью уравнения И. А. Тищенко:

$$\Delta' = 1,62 \cdot 10^{-2} (T^2 / r) \Delta'_{\text{атм}}, \quad (2.20)$$

где  $T$ -температура кипения чистого растворителя, К;  $r$ -теплота испарения чистого растворителя при данном давлении, кДж/кг.

Температурную потерю  $\Delta''$  называют *гидростатической температурной депрессией*; она характеризует повышение температуры кипения раствора с увеличением давления гидростатического столба жидкости. Гидростатическая депрессия  $\Delta''$  проявляется лишь в аппаратах с кипением раствора в кипятильных трубах нагревательной камеры. В этом случае за температуру кипения раствора принимают температуру кипения в средней части кипятильных труб. Тогда

$$\Delta'' = t_{\text{ср}} - t_{\text{в.п.}}, \quad (2.21)$$

где  $t_{\text{ср}}$ - температура кипения растворителя при давлении  $P_{\text{ср}}$  в средней части кипятильных труб, К;  $t_{\text{в.п.}}$  - температура вторичного пара при давлении в аппарате  $P_{\text{а}}$ , К.

Давление в средней части кипятильных труб определяют по выражению

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{а}} + H \rho_{\text{пж}} g / 2, \quad (2.22)$$

где  $H$  - высота кипятильных труб, м;  $\rho_{\text{пж}}$ - плотность парожидкостной смеси в аппарате, кг/м<sup>3</sup>.

Для ориентировочных расчетов можно принять, что доля пара в кипящем растворе (паронаполнение)  $\varepsilon = 0,5$ . Тогда плотность парожидкостной среды равна половине плотности раствора  $\rho_{\text{пж}} \approx \frac{\rho_{\text{ж}}}{2}$ . Поэтому

$$P_{cp} = P_a + H\rho_{пж}g/4 \quad (2.23)$$

### 2.3. Энергосбережение в многокорпусных выпарных установках (МВУ)

#### *Многокорпусное выпаривание*

Одним из наиболее эффективных способов снижения энергопотребления при выпаривании является применение выпарных батарей – многокорпусных выпарных установок (МВУ)( рис. 2.3 ). Корпус выпарной батареи представляет собой выпарной аппарат. Корпуса МВУ работают под разным давлением. При этом греющая камера корпуса с менее высоким давлением служит одновременно и конденсатором вторичных паров из корпуса с более высоким давлением, т. е. испарение растворителя в корпусе с меньшим давлением происходит за счет конденсации вторичных паров из корпуса с большим давлением. Корпус МВУ с наибольшим давлением (корпус первой ступени) обогревается за счет внешнего источника теплоты. Вторичные пары из корпуса с наименьшим давлением (корпус последней ступени) направляются на конденсацию в отдельный конденсатор. Таким образом, энергозатраты сокращаются в число раз, пропорциональное количеству корпусов МВУ [60, 64].

Существуют две основные схемы формирования выпарных батарей:

- прямоточная (рис. 2.3.);
- противоточная (рис. 2.4.).

Схема, где жидкость по мере концентрирования поступает из корпуса с большим давлением в корпус с меньшим давлением, называется прямоточной. Здесь в качестве корпусов использованы выпарные аппараты с естественной циркуляцией.

Схема, в которой жидкость по мере концентрирования поступает из корпуса с меньшим давлением в корпус с большим давлением, называется

противоточной. Здесь в качестве корпусов использованы выпарные аппараты со свободно стекающей пленкой и принудительной циркуляцией.

Здесь и далее нумерация корпусов будет производиться от наибольшего давления к наименьшему.

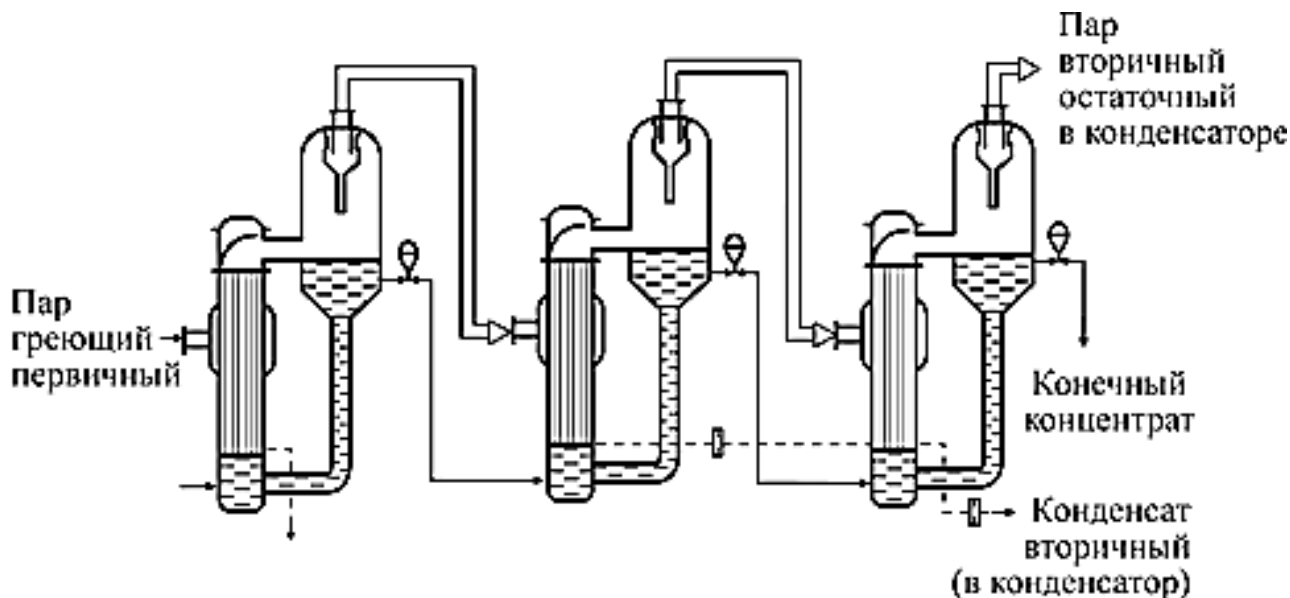


Рисунок 2.3 - Прямоточная многокорпусная выпарная установка

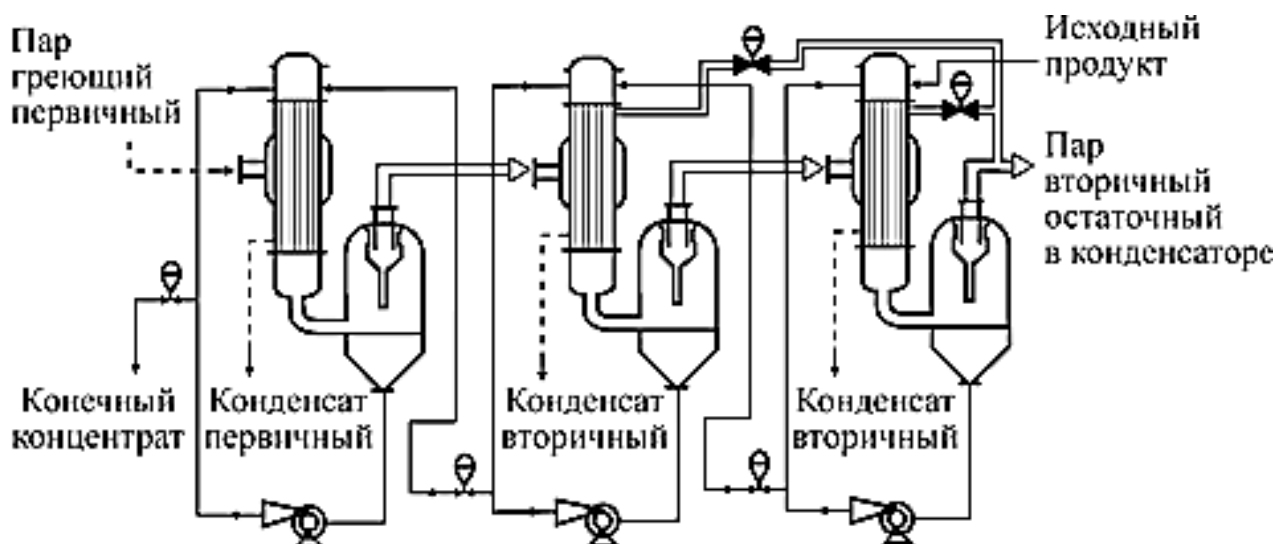


Рисунок 2.4 - Противоточная многокорпусная выпарная установка

Преимущества и недостатки этих схем заключаются в следующем.

При применении прямоточной схемы подача раствора из корпуса в корпус

осуществляется самотеком за счет перепада давлений (давление в каждом последующем корпусе ниже, чем в предыдущем  $P_1 < P_2 < P_3$  и т.д.). Отсутствуют энергозатраты на перекачку раствора. При этом более полно используется энергетический потенциал самого раствора, поскольку конечный концентрат выводится из корпуса МВУ с наименьшим давлением, а стало быть, и с наименее возможной в данных условиях температурой. Происходит процесс самоиспарения до температуры кипения раствора в каждом последующем корпусе установки. Это также приводит к экономии энергии. Но снижение температуры раствора по мере роста концентрации раствора, которое имеет место в прямоточных МВУ, сопровождается ростом вязкости, поскольку и возрастание концентрации, и снижение температуры способствуют увеличению вязкости. Увеличение вязкости в свою очередь вызывает снижение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ . Поэтому при такой схеме за счет увеличения вязкости возможна сильная неравномерность в распределении температурных напоров между корпусами, или же необходимо использовать для последнего корпуса выпарной аппарат с большей площадью поверхности теплообмена.

При применении противоточной схемы увеличение вязкости с увеличением концентрации раствора в последних корпусах МВУ нейтрализуется ее уменьшением с ростом температуры. Но с температурной депрессией происходит совершенно обратное явление (см. формулу 2.19) – она возрастает как с ростом концентрации, так и с ростом температуры. Кроме того, при применении противоточной схемы для подачи раствора из корпуса в корпус необходим насос, причем отдельный для каждого корпуса (возможно использование для этой цели циркуляционного насоса). Кроме того, конечный концентрат выводится из первого корпуса МВУ с наибольшей из возможных в данных условиях температур, а на нагрев раствора до этой температуры тратится дополнительная энергия.

### *Полезная разность температур в многокорпусной установке*

Суммарную полезную разность температур  $\sum \Delta t_i$  многокорпусной установки находят из уравнения

$$\sum \Delta t_{\Pi} = \Delta t_{\text{ОБЩ}} - \sum \Delta, \quad (2.24)$$

где  $\Delta t_{\text{ОБЩ}}$  - общая разность температур многокорпусной установки, равная разности между температурой греющего пара в первом корпусе  $T_{\Gamma}$  и температурой вторичного пара, поступающего из последнего корпуса в барометрический конденсатор  $t_{\text{б.к.}}$ .

$$\Delta t_{\text{ОБЩ}} = T_{\Gamma} - t_{\text{б.к.}} \quad (2.25)$$

В выражении (6.26) величина  $\sum \Delta$  характеризует суммарные температурные потери во всех корпусах установки:

$$\sum \Delta = \sum_1^n \Delta' + \sum_1^n \Delta'' + \sum_1^n \Delta''' \quad (2.26)$$

Кроме указанных выше концентрационной  $\Delta'$  и гидростатической  $\Delta''$  депрессий в многокорпусной установке возникает еще одна температурная потеря - гидродинамическая температурная депрессия  $\Delta'''$ . Она вызывается потерей давления вторичных паров при переходе из одного аппарата в другой на преодоление местных сопротивлений и трения. Как правило, вторичные пары - насыщенные, поэтому потеря давления паром влечет за собой уменьшение его температуры. По разности давлений (температур) паров на выходе из предыдущего аппарата и на входе в последующий аппарат определяют гидродинамическую депрессию  $\Delta'''$ . В инженерных расчетах потерянное давление не рассчитывают, а без большой ошибки принимают гидродинамическую депрессию для каждого аппарата 1,0-1,5 °С.

На рис. 2.5 представлены схема и температурный график выпарной установки с учетом всех видов депрессий.

На оси абсцисс графика представлены температуры, а на оси ординат

показаны положения температурных точек в установке. Точка 4 соответствует средней температуре кипения раствора, а разность между точками 4 и 7 характеризует все виды депрессий. Следовательно, разность между температурами греющего пара (точка 2) и кипения раствора (точка 4) является полезной разностью температур.

Для определения полезной разности температур в каждом корпусе общую полезную разность  $\sum \Delta t_n$  распределяют между выпарными аппаратами различными способами. Наиболее распространен способ распределения, основанный на принципе равенства поверхностей теплопередачи в каждом корпусе. По этому способу в установке возможно применение аппаратов с одинаковыми конструктивными характеристиками; при этом обеспечивается взаимозаменяемость аппаратов, упрощается и удешевляется их эксплуатация [6, 35, 58, 73 76].

В соответствии с первым способом распределения основным условием является следующее:

$$F_1 = F_2 = \dots F_n = F \quad (2.27)$$

Полезная разность температур в корпусе

$$\Delta t_n = \frac{Q}{(KF)} \quad (2.28)$$

Тогда суммарная полезная разность температур

$$\Delta t_n = \Delta t_{n1} + \Delta t_{n2} + \dots + \Delta t_{nn} \quad (2.29)$$

С учетом (6.25)

$$\sum \Delta t_n (1/F) [(Q_1/K_1) + (Q_2/K_2) + \dots + (Q_n/K_n)] = (1/F) \sum (Q/K) \quad (2.30)$$

или

$$1/F = \sum \Delta t_n / \sum (Q/K) \quad (2.31)$$

Тогда для произвольного корпуса

$$\Delta t_{\Pi 1} = \sum \Delta t_{\Pi} (Q_1 / K_1) / \sum (Q / K), \quad \Delta t_{\Pi 2} = \sum \Delta t_{\Pi} (Q_2 / K_2) / \sum (Q / K),$$

$$\Delta t_{\Pi n} = \sum \Delta t_{\Pi} (Q_n / K_n) / \sum (Q / K) \quad (2.32)$$

Таким образом, при равенстве поверхностей теплопередачи в каждом корпусе суммарная полезная разность температур распределяется пропорционально отношению тепловой нагрузки к коэффициентам теплопередачи в каждом корпусе.

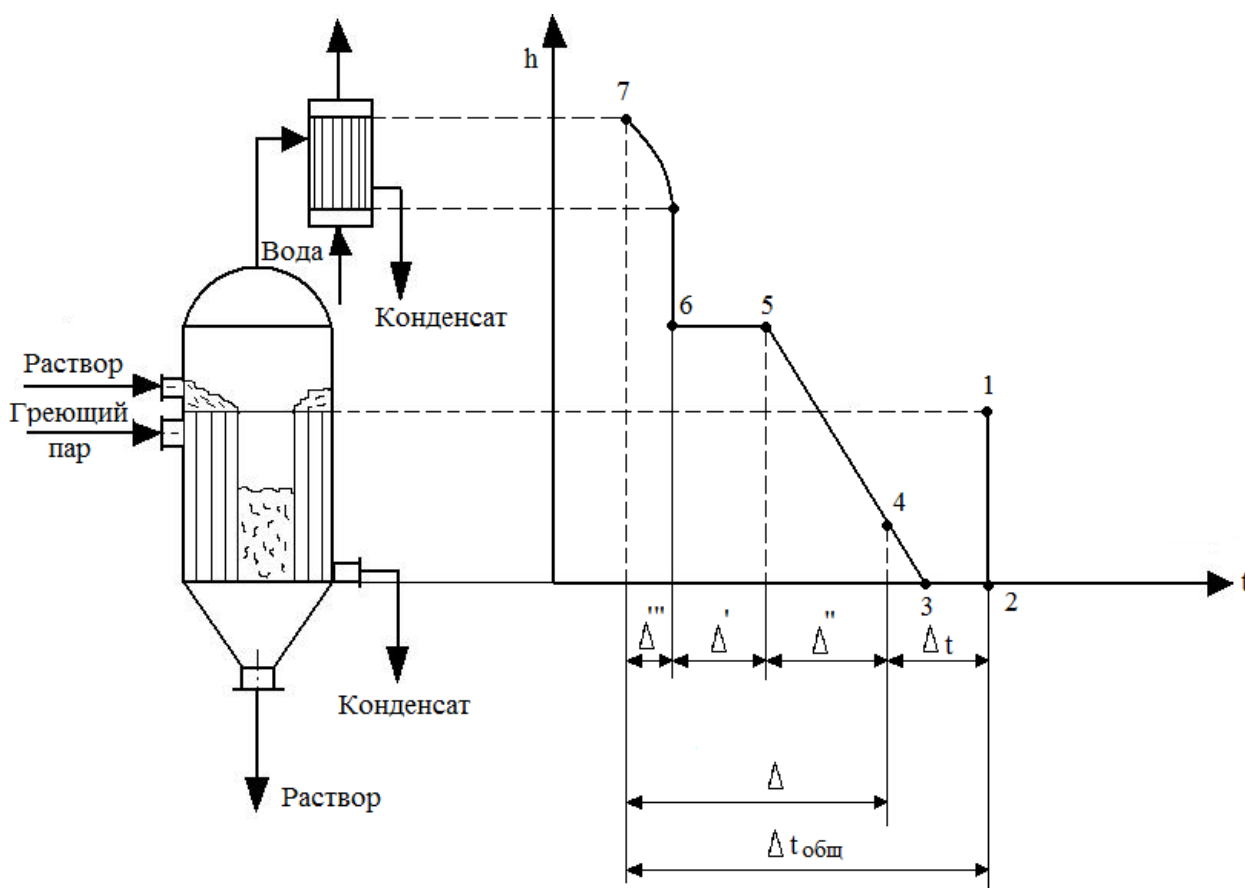


Рисунок 2.5- Схема аппарата и температурный график выпарной установки:  
 1-2-конденсация греющего пара (без учета охлаждения конденсата); 3-4-изменение температуры кипения под действием гидростатического столба жидкости; 4 - температура кипения раствора; 5-6-концентрационная температурная депрессия; 6-7-гидродинамическая температурная депрессия

## 2.4. Влияние числа корпусов МВУ на коэффициент энергоэффективности. технико-экономический анализ предельного и оптимального числа корпусов МВУ

Расход теплоты уменьшается с увеличением числа корпусов. Отсюда правилен вывод о целесообразности увеличения их количества. Однако на практике в многокорпусных выпарных установках число корпусов ограничено и обычно не превышает десяти (чаще 3-5). Это объясняется тем, что с увеличением числа корпусов повышаются температурные потери и поэтому снижается общая движущая сила процесса - полезная разность температур установки. Графическая иллюстрация такой ситуации представлена на рис.2.6.

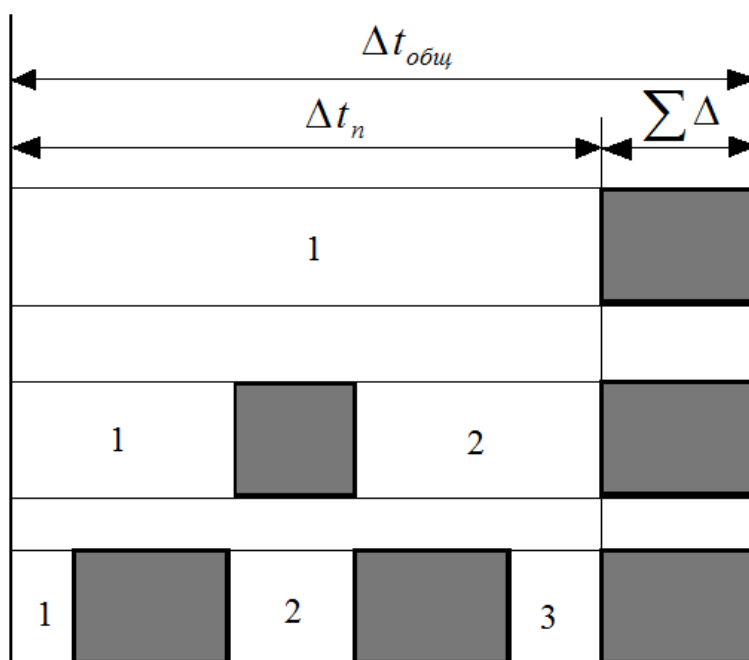


Рисунок 2.6 - К определению предела числа корпусов (1-3) в многокорпусной выпарной установке

Для упрощения принято, что для всех вариантов установок (от одно- до трехкорпусной - области 1-3 на рис.6.6.) общая разность температур  $\Delta t_{общ}$  установки и температурные депрессии в каждом корпусе одинаковы.



Поскольку  $\Delta t_{\text{общ}}$  снижается с увеличением числа корпусов, то при одной и той же производительности общая поверхность теплопередачи будет возрастать. С увеличением числа корпусов движущая сила процесса при  $\Delta t_{\text{общ}} = \text{const}$  в каждом корпусе  $\Delta t_n$  снижается, но для обеспечения достаточно интенсивного процесса кипения величина  $\Delta t_n$  не должна быть ниже 5-7°C (для аппаратов с естественной циркуляцией раствора).

В противном случае кипение будет неинтенсивным и с низким значением коэффициента теплоотдачи. Поэтому при расчете выпарных установок необходимо, чтобы значение полезной разности температур для каждого корпуса не было меньше минимального  $\Delta t_{n_{\min}}$ . Предельное число корпусов  $n_{\text{пред}}$  ориентировочно можно определить из следующего выражения:

$$n_{\text{пред}} = (T_{\Gamma} - t_{\text{б.к.}} - n_{\text{пред}} \sum \Delta t_n) / \Delta t_{n_{\min}}, \quad (2.33)$$

где  $\sum \Delta t_n$  - сумма температурных потерь (депрессий) в одном корпусе.

Если предел числа корпусов определяется минимально допустимой полезной разностью температур  $\Delta t_{n_{\min}}$ , то оптимальное число корпусов - технико-экономическим анализом, учитывающим капитальные вложения и эксплуатационные затраты.

Энергозатраты выпарной установки, отнесенные к количеству испаренной влаги, – величина, обратно пропорциональная количеству корпусов МВУ (с возможными небольшими поправками на начальные условия, разнородность применяемых в качестве корпусов МВУ типов выпарных аппаратов и т. д.). Вместе с тем, величина полезного температурного напора, приходящегося на корпус МВУ, также обратно пропорциональна количеству корпусов МВУ. Отсюда следует, что суммарная площадь поверхности теплообмена МВУ прямо пропорциональна количеству корпусов МВУ, если коэффициент теплопередачи не зависит от удельной тепловой нагрузки, как, например, для пленочных испарителей со свободно стекающей пленкой [75, 82]. Если коэффициент

теплопередачи уменьшается с уменьшением удельной тепловой нагрузки, как, например, у выпарных аппаратов с естественной циркуляцией, то зависимость суммарной площади поверхности теплообмена МВУ от числа корпусов становится более сильной – пропорционально числу корпусов МВУ в некоторой степени, которая немного больше, чем 1. Но при применении циркуляционных аппаратов в качестве корпусов МВУ разбивка процесса на последовательные стадии способствует смещению усредненной по всем корпусам концентрации жидкой фазы в процессе выпаривания в меньшую сторону, что способствует увеличению коэффициента теплопередачи. Отсюда в первом приближении принимают прямо пропорциональную зависимость суммарной площади поверхности теплообмена МВУ, а следовательно, и текущих амортизационных расходов, от числа корпусов МВУ.

Еще одна составляющая текущих расходов – затраты на обслуживание – на крупнотоннажных производствах очень незначительно возрастает с увеличением числа корпусов МВУ. Если все эти три составляющие просуммировать, то зависимость суммарных затрат на единицу испаренной влаги от числа корпусов МВУ будет иметь минимальное значение при некотором числе корпусов, которое и будет являться оптимальным.

На рис. 2.7 в качестве примера представлена диаграмма изменения производственных затрат (суммарных и по составляющим) в зависимости от числа корпусов МВУ (здесь за 100 % условно приняты энергетические затраты при выпаривании всей влаги в однокорпусном выпарном аппарате).

На рис. 2.7 минимум суммарных затрат соответствует трехкорпусной МВУ. Этот пример достаточно характерен для производств АПК, где наиболее частый реальный показатель 2–4 корпуса при сроке эксплуатации оборудования 10–15 лет.

Капитальные вложения увеличиваются практически пропорционально числу корпусов, а эксплуатационные затраты с ростом числа корпусов

уменьшаются за счет экономии теплоносителя.

Складывая капитальные вложения и эксплуатационные затраты, определяют суммарные затраты. Минимум этих затрат соответствует оптимальному числу корпусов [72, 76].

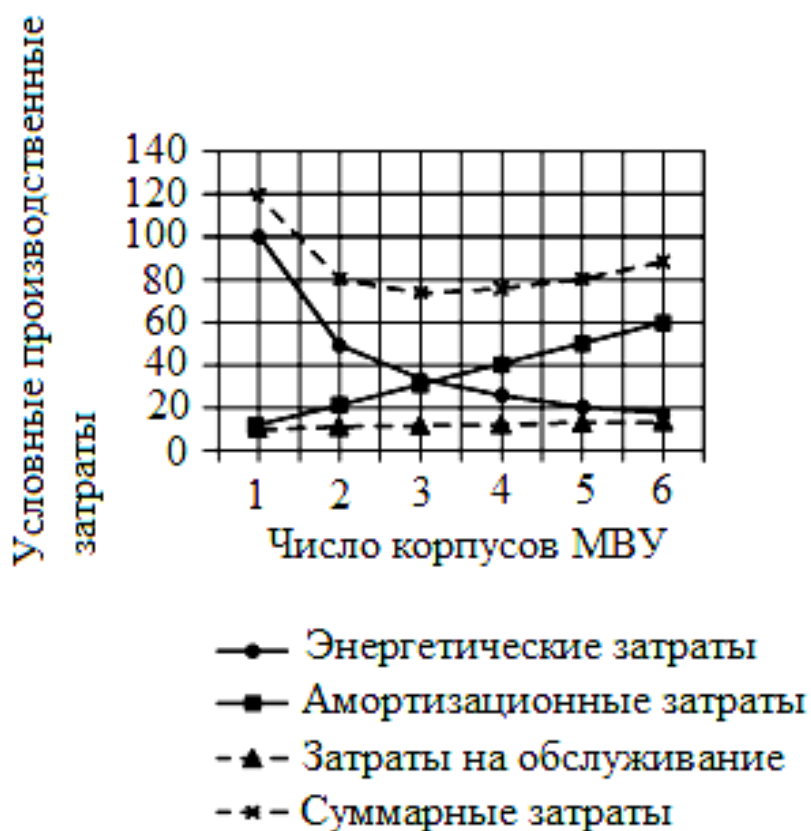


Рисунок 2.7 - Диаграмма изменения производственных затрат в зависимости от числа корпусов

Увеличению оптимального числа корпусов МВУ могут способствовать следующие факторы:

- повышение расценок на энергоносители;

- снижение амортизационных расходов за счет увеличения срока службы оборудования;
- снижение затрат на обслуживание за счет расширения возможностей и удешевления средств автоматизации.

Отсюда следует, что тенденция к увеличению оптимального числа корпусов МВУ проявляется в странах с динамично развивающейся экономикой. Характерный пример – число корпусов в выпарных установках для промышленности фирмы «GEA Wiegand». Если в 1940–50-х гг. наиболее распространенными были двухкорпусные установки этой фирмы, то у в 2000-х гг. наиболее оптимальными стали считаться 6–7-корпусные при производительности 25–30 т/ч по выпаренной влаге. При этом пленочные испарители со свободно стекающей пленкой, используемые в качестве корпусов в вакуумных МВУ этой фирмы, работают при температурных напорах 3–5 °С.

Указанный пример определения оптимального числа корпусов МВУ – оценочный [5]. В реальности могут существовать дополнительные факторы, влияющие на окончательный результат. Это может быть применение выпарных аппаратов различного типа, применение в технологической схеме МВУ компрессоров вторичного пара (последний случай будет более подробно рассмотрен ниже), применение (или отказ от применения) вакуумирования последних ступеней МВУ. Когда располагаемые параметры теплоносителя для первой ступени и хладагента для конденсатора могут обеспечить большой общий полезный температурный напор на МВУ, работа однокорпусного выпарного аппарата при таком температурном напоре технически недопустима. Тогда оптимальное число корпусов МВУ увеличивается.

При проектировании МВУ после проведения предварительной оценки оптимального числа корпусов полезно провести расчет оборудования для двух-трех вариантов МВУ, после чего более точно определить суммарные затраты для каждого из вариантов и в итоге выбрать наилучший.

Сравнительный расход пара для 1, 2-х и 3-х корпусных установок представлен

в табл.2.2.

Таблица 2.2 -Сравнительный расход пара для 1, 2-х и 3-х корпусных установок

Греющий пар	Вторичный пар	Удельный расход	Число корп.	Экономия пара
$D_{m1}=1,1$	$W_1=1,0$	$q_1=1,1$	1	—
$D_{m2}=W_1=1,0$	$W_2=\frac{1,0}{1,1}=0,9$	$q_2=\frac{1,1}{1,0+0,9}=0,6$	2	45%
$D_{m3}=W_2=0,9$	$W_3=\frac{0,9}{1,1}=0,82$	$q_3=\frac{1,1}{1,0+0,9+0,82}=0,4$	3	33%

*Определение затрат тепловой энергии. Материальный и тепловой балансы многокорпусной выпарной установки*

Уравнения материальных и тепловых балансов для многокорпусных установок представляют собой системы уравнений, записанных для каждого корпуса в отдельности.

Уравнения материального баланса позволяют определить общее количество испаренной воды  $W_{i\text{аи}}$  в установке и концентрацию растворенного компонента  $\hat{A}_i$  по корпусам при условии, что задан закон распределения испаренной воды по корпусам. При решении инженерных задач для определения количества воды, выпаренной по корпусам используют соотношение:

$$W_1 : W_2 : W_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2 \quad (2.34)$$

или

$$W_1 = \frac{W_{\text{общ}} \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2}; W_2 = \frac{W_{\text{общ}} \cdot 1,1}{1,0 + 1,1 + 1,2}; W_3 = \frac{W_{\text{общ}} \cdot 1,2}{1,0 + 1,1 + 1,2} \text{ и т.д.}, \quad (2.35)$$

где  $W_{i\text{аи}}, W_1, W_2, W_3$ , - соответственно общее количество выпаренной воды и выпаренной воды по корпусам 1,2,3 и т.д.

Общее количество выпаренной влаги и концентрации растворов по

корпусам определяют по выражениям:

$$W_n = \sum_{i=1}^n W_i; W_{общ} = G_n \left( 1 - \frac{B_n}{B_\kappa} \right), \quad (2.36)$$

$$B_{n-1} = \frac{G_{n-1} B_{n-1}}{\left( G_{n-1} B_{n-1} - \sum_{i=1}^{i=n} W_i \right)} = \frac{G_n B_n}{\left( G_{n-1} B_{n-1} - \sum_{i=1}^{i=n} W_i \right)}, \quad (2.37)$$

где  $n$  - количество корпусов в установке;  $G_n, G_{n-1}$  - расходы соответственно исходного и поступающего в  $n$ -й корпус раствора;  $B_n, B_\kappa, B_{n-1}$  - концентрации растворов соответственно исходного, упаренного и в  $n-1$  корпусе (в кг упаренного раствора на 1 кг исходного раствора).

Т.о. концентрацию упаренного раствора определяют по выражениям:

после первого корпуса

$$B_1 = \frac{G_n B_n}{G_n - W_1}, \quad (2.38)$$

после второго корпуса

$$B_1 = \frac{G_n B_n}{G_n - W_1 - W_2} \text{ и т.д.} \quad (2.39)$$

Рассмотрим тепловой баланс трехкорпусной вакуумной выпарной прямоточной установки, первый корпус которой обогревается свежим насыщенным водяным паром (рис. 6.8). На рис. 6.8 введены следующие обозначения:  $D_1$  - расход свежего (первичного) пара,  $\left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$ ;  $i_{r1}, \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$  - энтальпия греющего пара,  $\left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$ ;  $\theta_1$  - температура греющего пара,  $^\circ\text{N}$ ;  $W_1, W_2, W_3$  - массы воды, выпариваемой в первом, во втором и третьем корпусах соответственно.

После первого корпуса отбирается  $E_1 \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$  экстра-пара. Соответственно расход вторичного пара из первого корпуса, направляемого в качестве греющего пара во второй корпус, составляет  $(W_1 - E_1)$ . После второго корпуса отбирается

$E_2 \left( \frac{\kappa_2}{c} \right)$  экстра-пара. Соответственно расход вторичного пара из второго корпуса, греющего третий корпус, составляет  $(W_2 - E_2)$ .

Уравнения тепловых балансов по корпусам представлены уравнениями (6.40-2.42).

Тепловая нагрузка  $Q_1 \left( \frac{\kappa \text{Дж}}{\kappa\text{г}} \right)$  на первый корпус:

(2.40)

$$Q_1 = D_1 (i_{\kappa,1} - C_{\kappa,1} \theta_1) = G_n C_0 (t_{\kappa,1} - t_0) + W_1 (i_1 - c_{\kappa,1} t_{\kappa,1}) + Q_{n,1}$$

Тепловая нагрузка  $Q_1 \left( \frac{\kappa \text{Дж}}{\kappa\text{г}} \right)$  на второй корпус:

$$Q_2 = (W_1 - E_1) (i_1 - C_{\kappa,2} \theta_2) = (G_n - W_1) C_1 (t_{\kappa,2} - t_{\kappa,1}) + W_2 (i_2 - c_{\kappa,2} t_{\kappa,2}) + Q_{n,2}. \quad (2.41)$$

Тепловая нагрузка  $Q_1 \left( \frac{\kappa \text{Дж}}{\kappa\text{г}} \right)$  на третий корпус:

$$Q_3 = (W_2 - E_2) (i_{21} - C_{\kappa,3} \theta_3) = (G_n - W_1 - W_2) C_2 (t_{\kappa,3} - t_{\kappa,2}) + W_3 (i_3 - c_{\kappa,3} t_{\kappa,3}) + Q_{n,3}, \quad (6.42)$$

где  $t_0$  - температура исходного раствора;  $C_0$  - средняя удельная теплоемкость исходного раствора;  $t_{\kappa,1}, t_{\kappa,2}, t_{\kappa,3}$  - температура кипения раствора;  $c_1, c_2, c_3$  - средняя раствора по корпусам;  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  - температура конденсации греющего пара по корпусам;  $C_{\kappa,1}, C_{\kappa,2}, C_{\kappa,3}$  - средняя удельная теплоемкости конденсата греющего пара по корпусам;

$c_{\kappa,1}, c_{\kappa,2}, c_{\kappa,3}$  - средняя удельная теплоемкости воды по корпусам;

$Q_{n1}, Q_{n2}, Q_{n3}$  - потери тепла в окружающую среду по корпусам.

Потери тепла в окружающую среду по корпусам принимают равными 3-5% от  $Q_{n1}, Q_{n2}, Q_{n3}$  - соответственно.

Если раствор поступает в первый корпус предварительно нагретым до  $t_{\text{кип}}$ , т.е.  $t_0 = t_{\kappa,1}$ , то в уравнении для первого корпуса:

$$G_n C_o (t_{k1} - t_o) = 0 \quad , \quad (2.43)$$

Общее уравнение теплового баланса n-го корпуса имеет вид:

$$Q_n = (W_{n-1} - E_{n-1})(i_{n-1} - C_{\hat{e}.n} \theta_n) = (G_i - W_1 - W_2 - \dots - W_{n-1}) C_{n-1} \times \\ \times (t_{\hat{e}.n} - t_{\hat{e}(n-1)}) + W_n (i_n - c_{\hat{a}n} t_{\hat{e}n}) + Q_{\hat{r}.n} \quad (2.44)$$

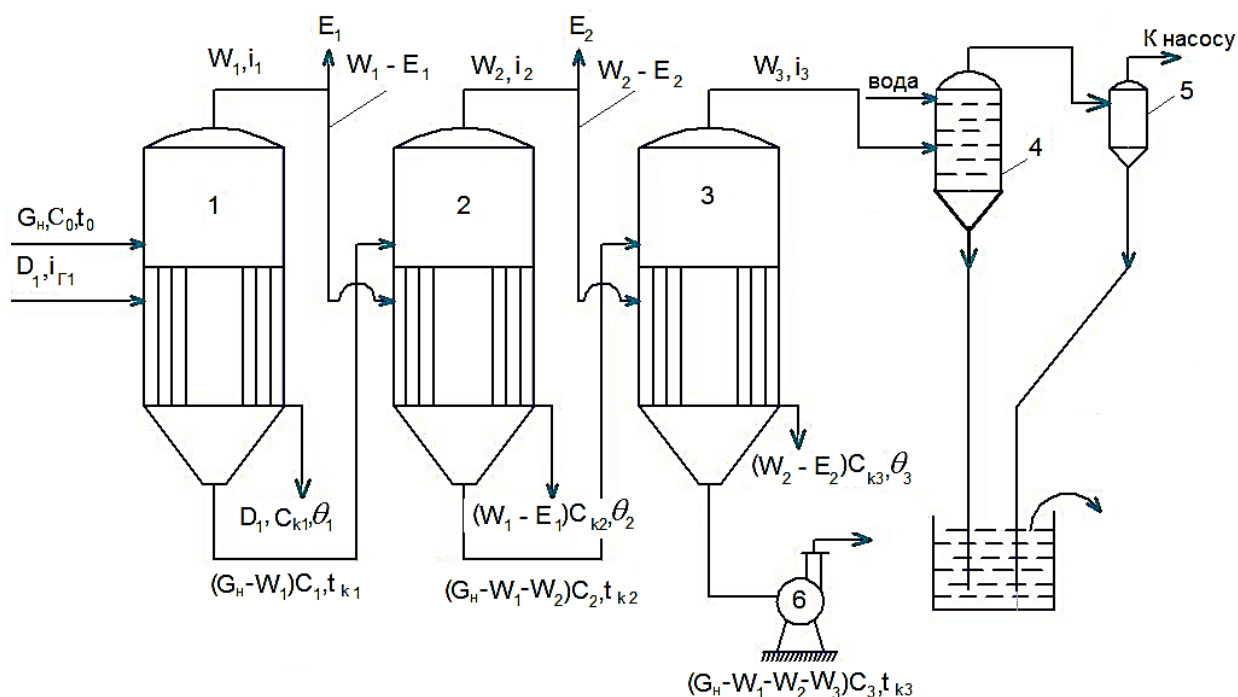


Рисунок 2.8 - К составлению теплового баланса трехкорпусной выпарной установки прямоточного действия: 1,2,3 – выпарные аппараты; 4- барометрический конденсатор; 5 вакуум-насос; 6 насос

## 2.5. Пути экономии энергии при выпаривании

Существует три основных способа экономии энергии:

- многокорпусное выпаривание;
- применение термической компрессии;
- применение механической компрессии.

Использование одного из этих способов позволяет значительно снизить



потребление энергии и повысить энергоэффективность ТП. Часто существует возможность сочетать два таких способа для сокращения капитальных и эксплуатационных затрат. В наиболее сложных выпарных установках могут применяться все три способа.

При разработке МВУ часто бывает, что имеющийся в распоряжении общий полезный температурный напор на МВУ небольшой, и увеличение числа корпусов МВУ ограничивается невозможностью дальнейшего уменьшения температурных напоров на корпус [17, 32, 42]. Так, для МВУ, применяющихся в производстве концентратов, максимальная температура продукта в первом корпусе испарителя находится в диапазоне 70–75 °С по условиям обеспечения качества концентрата, а минимальная температура в конденсаторе ограничена, как правило, 40 °С применением в качестве хладагента оборотной воды. В подобных случаях для повышения энергетического потенциала вторичных паров может быть применено его сжатие, осуществляемое тем или иным способом (рис. 6.9.).

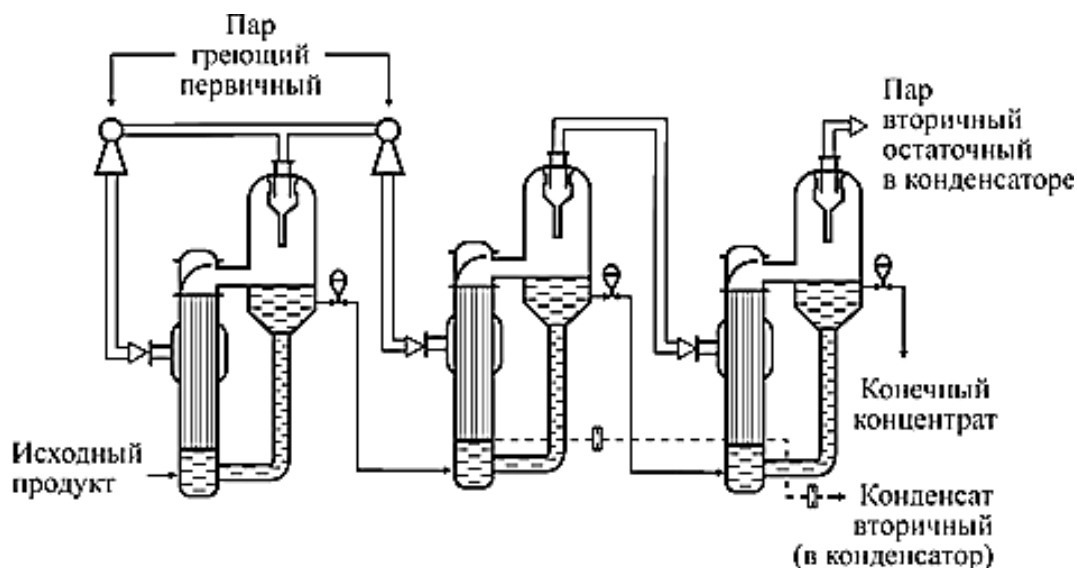


Рисунок 2.9 - МВУ с пароструйными компрессорами

На практике с целью повышения коэффициента энергетической эффективности выпарных установок применяют сжатие вторичного пара пароструйными компрессорами. Несмотря на то, что компрессоры этого типа имеют низкий (25–

30 %) термодинамический КПД, эти устройства нашли широкое применение прежде всего благодаря простоте конструкции, малым габаритам, а следовательно, низкой цене.

В этих аппаратах осуществляется процесс инъекции – передачи кинетической энергии одного потока другому потоку – путем непосредственного смешения. Поток рабочей (активной) среды, обладающий большим давлением покоя, приобретает за счет этого давления в специальном рабочем сопле большую скорость (обычно используются сверхзвуковые сопла Лавалья).

Работа струйных компрессоров характеризуется следующими основными параметрами: степенью сжатия, степенью расширения и коэффициентом инъекции  $\beta = G_i / G_0$ , т. е. отношением массовых расходов вторичного и острого пара.

На рис. 2.10 показан разрез пароструйного компрессора, который состоит из трёх основных частей: сопло 4, камера всасывания 3, и диффузора 6, 7, 8.

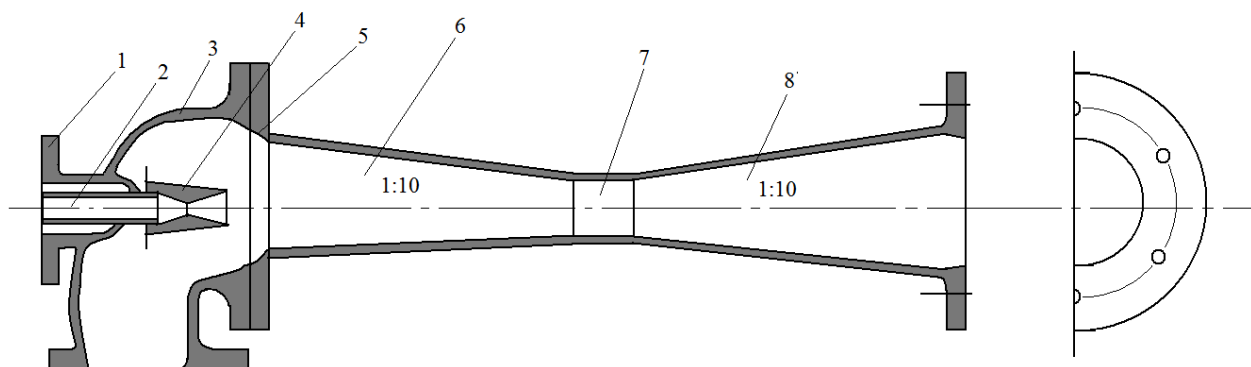


Рисунок 2.10 - Пароструйный компрессор:

1-фланец; 2-соплодержатель; 3-камера всасывания; 4-сопло; 5-фланцы; 6,7,8-диффузор

Входную часть диффузора называют конфузором или камерой смешения. Острый пар с давлением  $P_0$  подводится к соплу 4. Проходя через сопло, пар

расширяется, давление его падает, а скорость возрастает до 1000 м/сек и выше. Выходя из сопла с большой скоростью, пар пролетает через камеру всасывания в диффузор, увлекая по пути вторичный пар. В диффузоре скорость пара падает, а давление его возрастает, т.е. компрессор работает на принципе преобразования потенциальной энергии в кинетическую в сопле и наоборот, кинетической в потенциальную в диффузоре.

На рис. 2.11. показан процесс расширения острого пара в сопле и процесс его сжатия в диффузоре в  $i-s$  диаграмме. Точка  $A$  характеризует начальные параметры острого пара перед соплом. По линии  $AB$ , равной  $h$ , происходит адиабатическое расширение пара в сопле с падением давления до давления в камере всасывания. При движении пара в сопле часть кинетической энергии теряется на трение и превращается в тепло, поэтому в действительности расширение пара характеризуется политропической линией  $AC$ . В сопле средних размеров превращение кинетической энергии в тепловую составляет  $0,1 h_0$ , поэтому, отложив от точки  $B$  вверх  $0,1 h_0$ , получим точку  $D$ . Проводя горизонталь из точки  $D$  до изобары  $P_1$ , получим точку  $C$ , параметры пара в которой и соответствуют концу истечения из сопла. К соплу подводится острый пар, но при выходе из сопла параметры его меняются. Правильнее будет острый пар называть рабочим, тогда на всем протяжении струи пар будет соответствовать этому названию.

Вторичный пар подводится в камеру обычно перпендикулярно струе рабочего пара и скорость его незначительна, в то время как скорость рабочего пара на выходе из сопла огромна. Поэтому неизбежен неупругий удар струи рабочего пара о струю вторичного с потерей кинетической энергии и повышения теплосодержания пара. Процесс сжатия начинается не из точки  $C$ , а выше по изобаре  $P_1$  из точки  $M$ . Линия  $MN=h_c$  характеризует адиабатический процесс сжатия пара в диффузоре. В диффузоре также будут потери кинетической энергии на трение с неизбежным повышением теплосодержания

пара, и действительный процесс сжатия пойдет по линии  $MN_1$ .

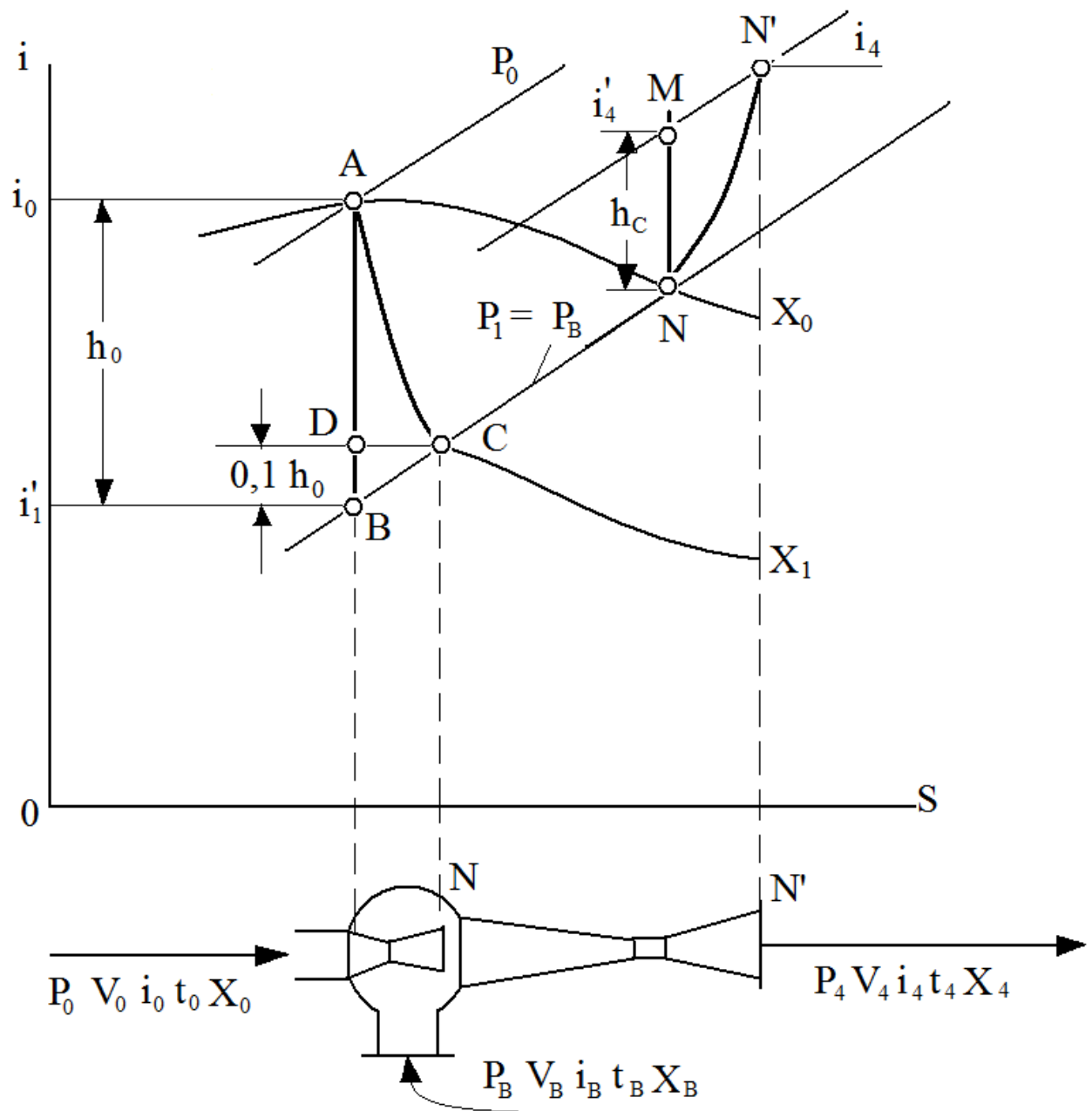


Рисунок 2.11 - Работа компрессора в  $i$ - $s$  диаграмме

К недостаткам пароструйных компрессоров (кроме низкого термодинамического КПД) можно отнести неизбежное смешивание конденсатов первичного и вторичного пара. В подавляющем большинстве случаев смешанный

конденсат имеет состав, не позволяющий возвращать его в теплопункт без прохождения стадии водоподготовки, что повышает стоимость греющего пара. Кроме того, для достижения коэффициентов инжекции, близких к 2, даже в вакуумной МВУ следует располагать паром достаточно высокого давления – свыше 1 МПа.

Струйные компрессоры, применяемые для повышения параметров вторичного пара, по своим свойствам занимают промежуточное значение между пароструйными эжекторами и инжекторами. Они работают в диапазонах степеней сжатия 1,2–2,5 и коэффициентов инжекции 0,7–2. Конструктивно – это струйные аппараты с цилиндрической камерой смешения, которая может иметь конфузорный участок той или иной длины.

Другой способ повышения энергетического потенциала вторичного пара – это его сжатие механическим компрессором какого-либо типа: поршневым, ротационным или, чаще всего, турбокомпрессором. Такие машины достигают достаточно больших термодинамических КПД: 80–85 % при производительности не менее 14 000 м<sup>3</sup>/мин. Но при меньшей производительности их КПД снижается (не более 75 % для 1000 м<sup>3</sup>/мин). Высокая эффективность работы механических компрессоров при больших производительностях выпарных установок позволяет применять их даже в сочетании с однокорпусным выпарным аппаратом.

На рис. 2.12 показан однокорпусный роторно-пленочный испаритель в сочетании с механическим компрессором вторичного пара. При работе в установившемся режиме такой аппарат потребляет незначительное количество первичного греющего пара на компенсацию тепловых потерь и отвод тепла с паровым конденсатом. Отбор остаточного вторичного пара осуществляется в еще меньших количествах в основном для обеспечения оперативной регулировки процесса, иногда для отвода избыточного тепла, связанного с перегревом вторичного пара в результате его сжатия в компрессоре, что возможно, например, при выпаривании перегретого продукта. Для пуска такой установки необходимо подать в рубашку испарителя греющий пар в полном объеме (как на выпарном

аппарате без компрессии пара) и по мере введения в работу компрессора перейти на обогрев сжатым паром [79].

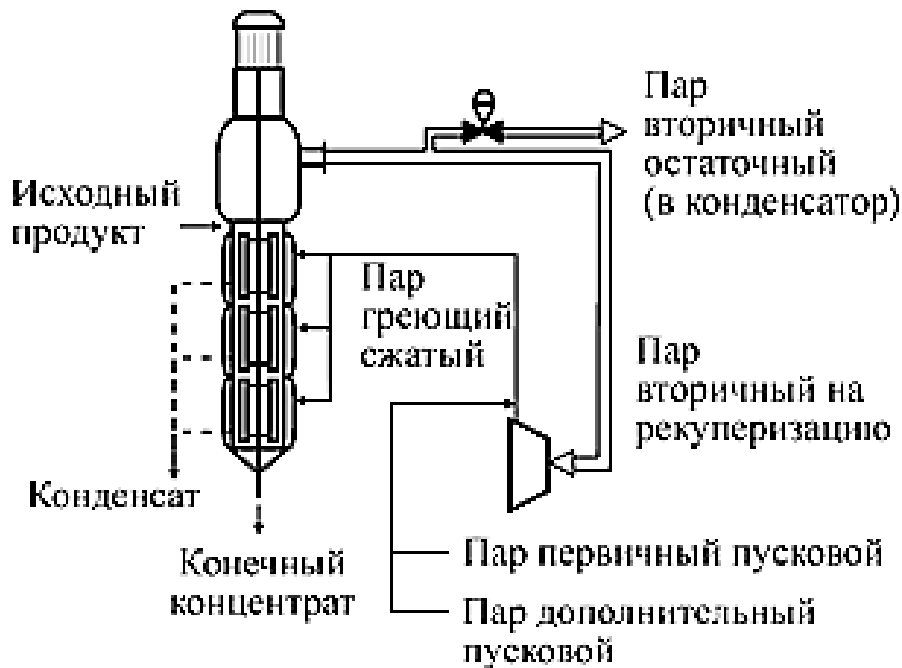


Рисунок 2.12 - ВУ с механическим компрессором вторичного пара

Механически наиболее выгодным является изотермический компрессор. Удельная работа  $A$  по сжатию 1 кг пара (газа) определяется как:

$$A = p_1 v_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \quad (2.45)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – давления соответственно перед и после сжатия;  $v$  – удельный объем.

При адиабатическом сжатии газа (пара):

$$A = i_2 - i_1, \quad (2.46)$$

Практически, чаще всего, компрессор осуществляет политропное сжатие:

$$A = \left(\frac{n}{n-1}\right) p_1 V_1 \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2.47)$$

где  $n$  – показатель политропы ( $1 < n < k$ ,  $k$  – показатель адиабаты).

В указанных формулах работа будет большей на величину  $q_{\partial\partial}$ ,

соответствующую работе сил трения, которая не превышает, как правило, 10 % от величины  $A$ .

Для турбокомпрессоров, где процесс сжатия близок к адиабатному, работу определяют по формуле:

$$A = i_2 - i_1 + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} - q, \quad (2.48)$$

где  $q$  – поправка на отвод тепла и трение;  $\frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$  – поправка на разность скоростей на выходе и на входе в турбокомпрессор.

В многоступенчатых компрессорах наиболее выгодными являются режимы, когда степени сжатия на одной ступени ( $x_n$ ) относятся к полной степени сжатия  $x = \frac{p_2}{p_1}$ , как  $x_n = (x)^{\frac{1}{n}}$ , где  $n$  – число ступеней сжатия. При этом для увеличения эффективности работы необходимо осуществлять охлаждение газа (пара) между ступенями сжатия, чтобы температура на входе последующей ступени совпадала с температурой на входе предыдущей ступени.

В реальных компрессорах мощность электродвигателя составляет 110–140 % от потребляемой компрессором при сжатии газа (пара) мощности. Таким образом, при сжатии пара, например в 3,5 раза, работа, затрачиваемая на сжатие пара в однокорпусной выпарной установке, может составить 10–15 % от тепловой нагрузки выпарной установки (при пересчете тепловой нагрузки и мощности электродвигателя компрессора в одни единицы измерения).

Очевидно, что чем больше степень сжатия, тем больше необходимая мощность компрессора, затрачиваемая на сжатие 1 т/ч вторичного пара. С учетом того, что стоимость 1 кВт ч электроэнергии значительно больше, чем стоимость энергии потребляемого водяного пара (в пересчете на кВт ч), использование механического компрессора с большими степенями сжатия может быть нерентабельным. Поэтому для сжатия вторичного пара чаще всего используют одноступенчатые турбокомпрессоры, повышающие давление в 1,2–1,7 раза и

обеспечивающие общий полезный температурный напор на выпарную установку не более 15 °С.

При применении механического компрессора, работающего в сочетании с четырехкорпусной МВУ, можно достичь производительности выпарной установки в 100–125 кг выпаренной влаги на 1 кВт ч подводимой электроэнергии. Это означает, что потребляемая компрессором мощность составляет 1,3–1,5 % от тепловой нагрузки выпарной установки (очевидно, что при этом температурный напор на корпус МВУ не превысит 4 °С).

К главному недостатку выпарных установок с механическим сжатием пара можно отнести высокую стоимость предназначенных для этой цели компрессоров [31, 34]. Помимо этого, большая площадь поверхности теплообмена выпарной установки, обусловленная низкими температурными напорами, а также применение дополнительных элементов очистки вторичного пара (например, скрубберов), обусловленное повышенным требованием компрессоров к качеству сепарации вторичного пара и отсутствию у него коррозионной активности, обеспечивают высокий уровень амортизационных расходов для таких выпарных установок. Механические компрессоры, предназначенные для повышения давления вторичных паров под вакуумом, выпускаются в ограниченных количествах в очень немногих странах, и зачастую эксплуатация выпарной установки с механическим сжатием пара требует разработки специально для нее предназначенного компрессора, что существенно увеличивает стоимость последнего. Выпарные установки с механическим сжатием вторичного пара имеют достаточно ограниченное применение. Чаще всего они используются в странах, где имеется дешевая гидроэлектроэнергия, а уровень цен на топливо, обеспечивающее получение пара, высок.





$\Delta i = i_{сж} - i$ . Сжатый пар поступает из турбокомпрессора в греющую камеру выпарного аппарата.

Тепловой баланс процесса:

$$G_H c_H t_H + Di'' + Wi_{сж} = G_K c_K t_K + Wi + (D + W)i' + Q_{\Pi}, \quad (2.49)$$

или

$$G_H c_H t_H + Di'' + Wi_{сж} = (G_K - W) + Wi + (D + W)i' + Q_{\Pi}, \quad (2.50)$$

откуда расход греющего пара

$$D = G_K \frac{c_K t_K - c_H t_H}{i'' - i'} + W \frac{i - c_H t_H - i_{сж}}{i'' - i'} + \frac{Q_{\Pi}}{i'' - i'}, \quad (2.51)$$

или

$$D = G_H \frac{c_K t_K - c_H t_H}{i'' - i'} + W \frac{i - c_K t_K - i_{сж}}{i'' - i'} + \frac{Q_{\Pi}}{i'' - i'}, \quad (2.52)$$

где  $i_{сж}$  - удельная энтропия вторичного пара после сжатия в турбокомпрессоре, кДж/кг.

Из уравнения (6.52) видно, что при выпаривании с использованием теплового насоса расход греющего пара снижается за счет повышения энтальпии вторичного пара на величину  $i_{сж}$

$$D = W \frac{i - c_H t_H - i_{сж}}{i'' - i'} \quad (2.53)$$

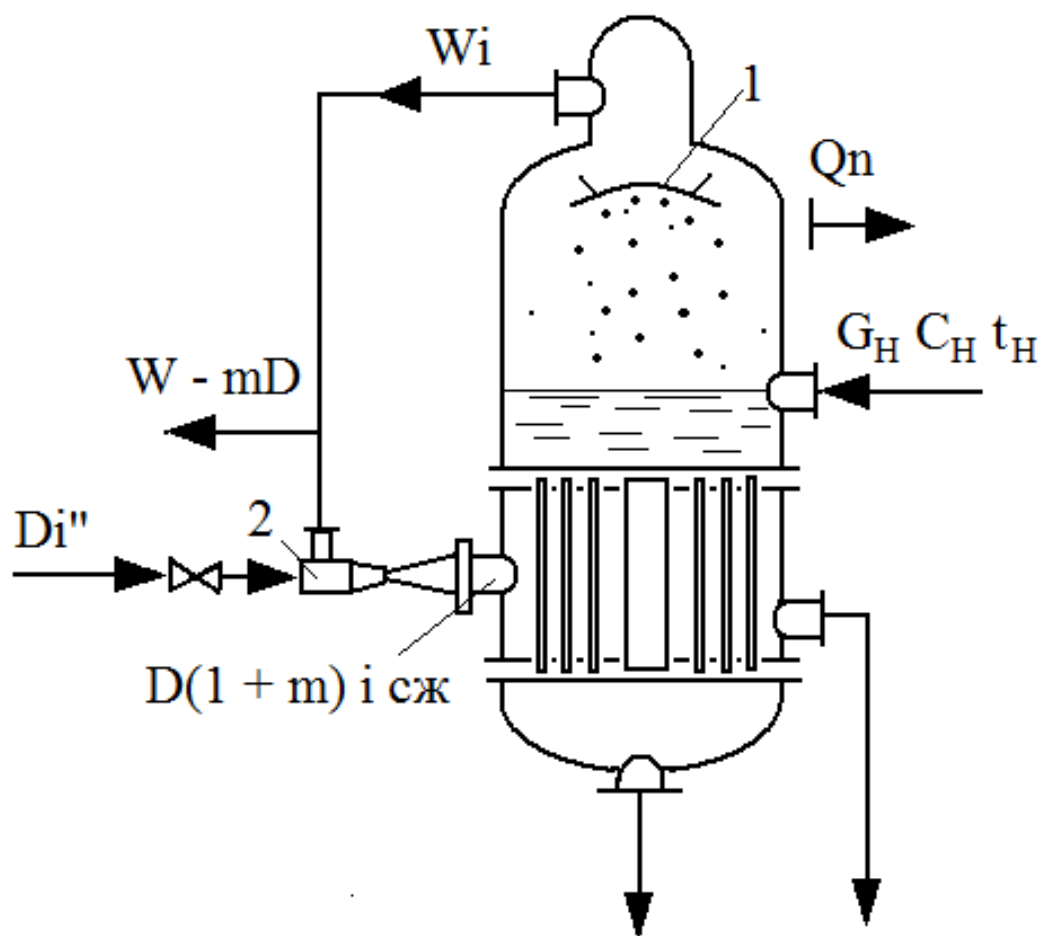


Рисунок 2.14 - Выпарной аппарат (1) с инжекционным тепловым насосом

Однако наряду с экономией греющего пара необходимы затраты электроэнергии на приведение в действие турбокомпрессора. Мощность

$$N = \frac{W(i_{cж} - i)}{3600 \eta_{AD} \eta_{MEH}}, \quad (2.54)$$

где  $\eta_{AD}$  — адиабатический КПД турбокомпрессора;  $\eta_{MEH}$  — механический КПД электродвигателя и привода.

Установка удорожается также на стоимость турбокомпрессора. В установках с паровым инжектором (рис. 2.14.) греющий пар из котельной поступает в паровой инжектор. Паровой инжектор представляет собой несложное устройство типа сопла Вентури, при изготовлении которого не требуется

значительных затрат металла. В результате создания вакуума в инжектор засасывается вторичный пар давлением  $P_{BT}$  и энтальпией  $i$ . Каждая массовая единица греющего пара засасывает  $m$  массовых единиц вторичного пара. В результате получают греющий пар в количестве  $D(1+m)$  с давлением меньшим, чем давление греющего пара, но большим, чем вторичного пара. Часть пара, равная  $W - mD$ , сбрасывается с установки на вторичные нужды.

Тепловой баланс процесса описывается равенствами

$$D(1+m)i_{сж} + G_H c_H t_H = G_K c_K t_K + Wi + D(1+m)i' + Q_{\Pi}; \quad (2.55)$$

$$D = G_K \frac{c_K t_K - c_H t_H}{(1+m)(i_{сж} - i')} + W \frac{i - c_H t_H}{(1+m)(i_{сж} - i')} + \frac{Q_{\Pi}}{(1+m)(i_{сж} - i')}. \quad (2.56)$$

## 2.6. Расчёт трёхкорпусной выпарной установки

### *Задание на проектирование*

Спроектировать трёхкорпусную выпарную установку для концентрирования  $G_H = 40000$  кг/ч (11,12 кг/с) водного раствора КОН от начальной концентрации  $X_H = 5\%$  до конечной концентрации  $X_K = 40\%$ .

1. Обогрев производится водяном паром давлением  $P_{r1} = 11$  атм. ( $107,9 \cdot 10^4$  Па).
2. Давление в барометрическом конденсаторе  $P_{БК} = 0,15$  атм. ( $1,47 \cdot 10^4$  Па).
3. Тип выпарного аппарата: с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и кипением раствора в трубках.
4. Взаимное направление пара и раствора: прямоток.
5. Отбор экстра-пара не производится.
6. Раствор поступает в первый корпус подогретым до температуры кипения.

*Определение поверхности теплообмена выпарных аппаратов*

Расчёт многокорпусных выпарных установок проводят методом последовательных приближений.

#### *Первое приближение*

Производительность установки по выпариваемой воде определяют из уравнений материального баланса:

$$W = Q^* (1 - X_H / X_K) = 11,12 \cdot (1 - 5/40) = 9,72 \text{ кг/с.}$$

#### *Расчёт концентраций упариваемого раствора*

Принимают, что производительность каждого корпуса по выпариваемой воде определяется соотношением  $W_1 : W_2 : W_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2$  (такое распределение на основании практических данных). Тогда

$$W_1 = \frac{W \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2} = \frac{W}{3,3} \cdot 1,0 = 2,95 \text{ кг/с};$$

$$W_2 = \frac{W \cdot 1,1}{3,3} = 3,24 \text{ кг/с};$$

$$W_3 = \frac{W \cdot 1,2}{3,3} = 3,53 \text{ кг/с};$$

Рассчитывают концентрации раствора по корпусам:

$$X_1 = \frac{G_H \cdot X_H}{G_H - W_1} = \frac{11,12 \cdot 0,05}{11,12 - 2,95} = 0,068 \quad (6,8\%);$$

$$X_2 = \frac{G_H \cdot X_H}{G_H - W_1 - W_2} = \frac{11,12 \cdot 0,05}{11,12 - 2,95 - 3,24} = 0,113 \quad (11,3\%);$$

$$X_3 = \frac{G_H \cdot X_H}{G_H - W_1 - W_2 - W_3} = \frac{11,12 \cdot 0,05}{11,12 - 2,95 - 3,24 - 3,53} = 0,4 \quad (40\%);$$

$X_3$  соответствует заданной концентрации упаренного раствора  $X_K$ .

#### *Определение температур кипения растворов*

В первом приближении общий перепад давлений в установке распределяют по корпусам поровну. Общий перепад давлений равен:

$$\Delta P_{\text{ОБ}} = P_{r1} - P_{\text{БК}} = 107,9 \cdot 10^4 - 1,47 \cdot 10^4 = 106,4 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Тогда давление по корпусам равны:

$$P_{r1} = 107,9 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$P_{r2} = P_{r1} - \Delta P_{\text{ОБ}}/3 = 107,9 \cdot 10^4 - 106,4 \cdot 10^4/3 = 72,42 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$P_{r3} = P_{r2} - \Delta P_{\text{ОБ}}/3 = 72,42 \cdot 10^4 - 106,4 \cdot 10^4/3 = 3,94 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Давление пара в барометрическом конденсаторе:

$$P_{\text{БК}} = P_{\text{г3}} - \Delta P_{\text{ОБ}}/3 = 36,94 \cdot 10^4 - 106,4 \cdot 10^4/3 = 1,47 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Это соответствует заданной величине  $P_{\text{БК}}$ .

По давлению паров находим их температуры и энтальпии:

Давление, Па	Температура, °С.	Энтальпия, кДж/кг.
$P_{\text{r1}} = 107,9 \cdot 10^4$	$t_{\text{r1}} = 183,2$	$J_1 = 2787$
$P_{\text{r2}} = 72,42 \cdot 10^4$	$t_{\text{r2}} = 166,3$	$J_2 = 2772$
$P_{\text{г3}} = 3,94 \cdot 10^4$	$t_{\text{г3}} = 140,6$	$J_3 = 2741$
$P_{\text{БК}} = 1,47 \cdot 10^4$	$t_{\text{БК}} = 53,6$	$J_{\text{БК}} = 2596$

При определении температуры кипения растворов в аппаратах исходят из следующих допущений. Распределение концентраций раствора в выпарном аппарате с интенсивной циркуляцией соответствуют модели идеального перемешивания. Поэтому концентрацию кипящего раствора принимают конечной в данном корпусе и, следовательно, температуру кипения раствора – при конечной концентрации.

По высоте кипяtilьных труб происходит изменение температуры кипения вследствие изменения гидростатического давления столба жидкости. Принимают температуру кипения в корпусе соответствующую температуре кипения в среднем слое жидкости. Таким образом, температура кипения раствора в корпусе отличается от температуры греющего пара в последующем корпусе на сумму температурных потерь от температурной ( $\Delta'$ ), гидростатической ( $\Delta''$ ) и гидродинамической ( $\Delta'''$ ) депрессий.

*Гидродинамическая депрессия* вызвана потерей давления паром на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов при переходе из корпуса в корпус. Обычно в расчётах  $\Delta'''$  принимают равной  $1,0 \div 1,5$  градуса на корпус. Примем  $\Delta'''$  для каждого корпуса по  $1^0$ , тогда температуры вторичных паров в корпусах будут равны:

$$t_{\text{B1}} = t_{\text{r1}} + \Delta'''_1 = 166,3 + 1,0 = 167,3^0 \text{ C};$$

$$t_{\text{B2}} = t_{\text{r2}} + \Delta'''_1 = 140,6 + 1,0 = 141,6^0 \text{ C};$$

$$t_{\text{B3}} = t_{\text{г3}} + \Delta'''_1 = 53,6 + 1,0 = 54,6^0 \text{ C};$$

Сумма температурных потерь вследствие гидродинамических депрессий

$$\sum \Delta''' = \Delta_1''' + \Delta_1''' + \Delta_1''' = 1 + 1 + 1 = 3^\circ \text{C}$$

По температурам вторичных паров определим их давления.

Температура, °C	Давление, Па
$t_{B1} = 167,3$	$P_{B1} = 74,5 \cdot 10^4$
$t_{B2} = 141,6$	$P_{B2} = 37,8 \cdot 10^4$
$t_{B3} = 54,6$	$P_{B3} = 1,54 \cdot 10^4$

*Определение гидростатической депрессии.* Давление в среднем слое кипящего раствора каждого корпуса определяется по уравнению:

$$P_{CP} = P_B + H \cdot \rho \cdot q \cdot \varepsilon / 2,$$

где  $P_B$  – давление вторичного пара в корпусе, Па;

$H$  – высота кипятильных труб в аппарате, м;

$\rho$  – плотность кипящего раствора, кг.м<sup>3</sup>;

$\varepsilon$  – паронаполнение (объёмная доля пара в парожидкостной смеси), м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Для выбора величины  $H$  необходимо ориентировочно оценить поверхность теплопередачи выпарного аппарата. Можно принять удельную тепловую нагрузку аппаратов с естественной циркуляцией раствора  $q = 30000 \div 50000$  Вт/м<sup>2</sup>, аппаратов с принудительной циркуляцией раствора в корпусах  $q = 80000 \div 100000$  Вт/м<sup>2</sup>. Примем  $q = 40000$  Вт/м<sup>2</sup>, тогда для 1-го корпуса ориентировочная поверхность будет равна:

$$F_{CP} = \frac{Q}{q} = \frac{W_1 \cdot r_1}{q} = \frac{2,95 \cdot 2068 \cdot 10^3}{40000} = 152 \text{ м}^2,$$

где  $r_1$  – теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

По ГОСТу аппарат с естественной циркуляцией, соосной греющей камеры и кипением раствора в трубках (Тип 1, исполнение 1) имеют высоту кипятильных труб 4 и 5 м при диаметре труб  $d_H = 38$  мм и толщине стенки  $\sigma_{CT} = 2$  мм. Примем высоту кипятильных труб  $H = 4$  м.

При пузырьковом (ядерном) режиме кипения паронаполнение составляет  $\varepsilon - 0,4 \div 0,6$ . Примем  $\varepsilon = 0,5$ . Плотность водных растворов КОН по корпусам при  $t = 15^{\circ}\text{C}$  равна

$$\rho_1 = 1062 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_2 = 1104 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_3 = 1399 \text{ кг/м}^3;$$

При определении плотности раствора в корпусах пренебрегаем изменением её с повышением температуры от  $15^{\circ}\text{C}$  до температуры кипения в связи с малым значением коэффициента объёмного расширения и ориентировочным значением величины  $\varepsilon$ .

Давление в среднем слое кипяtilьных труб по корпусам равно:

$$P_{1CP} = P_{B1} + H \cdot \rho_1 \cdot g_1 \cdot \varepsilon / 2 = 74,3 \cdot 10^4 + 4 \cdot 1062 \cdot 9.8 / 2 = 75,5 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$P_{2CP} = P_{B2} + H \cdot \rho_2 \cdot g_2 \cdot \varepsilon / 2 = 37,8 \cdot 10^4 + 4 \cdot 1104 \cdot 9.8 / 2 = 38,9 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$P_{3CP} = P_{B3} + H \cdot \rho_3 \cdot g_3 \cdot \varepsilon / 2 = 1,54 \cdot 10^4 + 4 \cdot 1399 \cdot 9.8 / 2 = 2,91 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

Этим давлениям соответствуют следующие температуры кипения и теплоты испарения растворителя:

Давление, Па	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Теплота испарения, кДж/кг
$P_{1CP} = 75,5 \cdot 10^4$	$t_{1CP} = 168,0$	$r_{B1} = 2068$
$P_{2CP} = 38,9 \cdot 10^4$	$t_{2CP} = 142,8$	$r_{B2} = 2140$
$P_{3CP} = 2,91 \cdot 10^4$	$t_{3CP} = 68,3$	$r_{B3} = 2340$

Гидростатическая депрессия по корпусам:

$$\Delta_1''' = t_{1CP} - t_{B1} = 168,0 - 167,3 = 0,7^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta_2''' = t_{2CP} - t_{B2} = 142,8 - 141,6 = 1,2^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta_3''' = t_{3CP} - t_{B3} = 68,3 - 54,6 = 14,7^{\circ}\text{C};$$

Сумма гидростатических депрессий равна

$$\sum \Delta'' = \Delta_1'' + \Delta_2'' + \Delta_3'' = 0,7 + 1,2 + 14,7 = 16,6^{\circ}\text{C}.$$

Температурная депрессия  $\Delta'$  определяется по уравнению:



$$\Delta' = 1.62 \cdot 10^{-2} \frac{T^2}{r_a} \cdot \Delta'_{ATM},$$

где  $T$  – температура паров в среднем слое кипяtilьных труб, К,

$r_a$ - теплота испарения, кДж/кг,

$\Delta'_{ATM}$  - температурная депрессия при атмосферном давлении [3].

Тогда температурная депрессия по корпусам равна:

$$\Delta'_1 = 1,62 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(168 + 273)^2}{2068} \cdot 1,4 = 2,07^\circ C;$$

$$\Delta'_2 = 1,62 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(142 + 273)^2}{2140} \cdot 3,0 = 3,94^\circ C;$$

$$\Delta'_3 = 1,62 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(68,3 + 273)^2}{2340} \cdot 1,4 = 18,13^\circ C;$$

Сумма температурных депрессий равна

$$\Sigma \Delta' = \Delta'_1 + \Delta'_2 + \Delta'_3 = 2,07 + 3,94 + 18,13 = 24,14^\circ C.$$

Температуры кипения раствора по корпусам:

$$t_{к1} = t_{r2} + \Delta'_1 + \Delta''_1 + \Delta'''_1 = 166,3 + 2,07 + 0,7 + 1,0 = 170,07^\circ C;$$

$$t_{к2} = t_{r3} + \Delta'_2 + \Delta''_2 + \Delta'''_2 = 140,6 + 3,94 + 1,2 + 1,0 = 146,74^\circ C;$$

$$t_{к3} = t_{БК} + \Delta'_3 + \Delta''_3 + \Delta'''_3 = 53,6 + 18,13 + 14,7 + 1,0 = 87,43^\circ C;$$

При расчёте температуры кипения в плёночных выпарных аппаратах (тип V и VI) не учитывают гидростатическую депрессию  $\Delta''$ . Температуру кипения находят как среднюю между температурами кипения растворов с начальной и конечной концентрациями при давлении в данном корпусе.

В аппаратах с вынесенной зоной кипения как с принудительной, так и с естественной циркуляцией кипение раствора происходит в трубе вскипания, устанавливаемой над греющей камерой (тип II, III и тип IV, см. приложение №1). Кипение в трубах предотвращается за счёт гидростатического столба жидкости в трубе закипания. В греющих трубках происходит перегрев жидкости по отношению к температуре кипения на верхнем уровне раздела фаз. Поэтому в этих аппаратах температуру кипения раствора также определяют также без учёта гидростатических

температурных потерь  $\Delta''$ . Температура перегрева раствора  $\Delta t_{\text{ПЕР}}$  может быть найдена из внутреннего баланса тепла в каждом корпусе. Баланс тепла для  $j$  корпуса записывается в следующем виде:

$$G_{Hj} \cdot C_{Hj} \cdot (t_{Kj} - t_{Kj-1}) + M \cdot C_{Hj} \cdot \Delta t_{\text{ПЕР}j},$$

где  $M$  – производительность циркуляционного насоса, кг/с определяют по каталогу для выпарного аппарата заданного типа, имеющего поверхность равную  $F_{\text{ОР}}$ .

Циркуляционные насосы в аппаратах с принудительной циркуляцией обеспечивают развитый турбулентный режим при скоростях раствора в трубках  $V = 2,0 \div 2,5$  м/с.

В аппаратах с вынесенной нагревательной камерой и естественной циркуляцией раствора обычно достигаются скорости  $V = 0,6 \div 0,8$  м/с. Для этих аппаратов масса циркуляционного раствора равна:

$$M = V \cdot S \cdot \rho,$$

где  $S$  – сечение потока в аппарате,  $\text{м}^2$ .

$$S = \frac{F_{\text{ОР}} \cdot d_{\text{ВН}}}{4 \cdot H},$$

где  $d_{\text{ВН}}$  – внутренний диаметр труб, м;

$H$  – принятая высота труб, м.

$$\Delta t_{\text{ПЕР}j} = \frac{W_j \cdot (J_{Bj} - C_B \cdot t_{Kj}) - G_{Hj} \cdot C_{Hj} \cdot (t_{Kj} - t_{Kj-1})}{M}$$

Таким образом, температура перегрева в  $j$  – ом аппарате равна:

Полезная разность температур в этом случае может быть рассчитана по уравнению:

$$\Delta t_{\text{П}j} = t_{\text{Г}j} - (t_{\text{К}j} + \frac{\Delta t_{\text{ПЕР}j}}{2})$$

*Полезные разности температур по корпусам*

$$\Delta t_{\text{П1}} = t_{\text{Г1}} - t_{\text{К1}} = 183,2 - 170,07 = 13,13 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{П2} = t_{r2} - t_{к2} = 166,3 - 146,74 = 19,56 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_{П3} = t_{r3} - t_{к3} = 140,6 - 87,43 = 53,17 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Суммарная полезная разность температур:

$$\Sigma \Delta t_{П} = \Delta t_{П1} + \Delta t_{П2} + \Delta t_{П3} = 13,13 + 19,56 + 53,17 = 85,86 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Проверка суммарной полезной разности температур:

$$\Sigma \Delta t_{П} = t_{r1} - t_{БК1} - (\Sigma \Delta' + \Sigma \Delta'' + \Sigma \Delta''') = 183,2 - 53,6 - (24,14 + 16,6 + 3,0) = 85,86 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

### *Определение тепловых нагрузок*

Совместным решением уравнений тепловых балансов по корпусам и уравнения балансов по воде для всей установки определяем расход греющего пара в 1-ый корпус, производительность каждого корпуса по выпаренной воде и тепловые нагрузки по корпусам.

$$Q_1 = D_1 \cdot (J_{Г1} - i_1) = 1,03 \cdot [G_H \cdot C_H \cdot (t_{к1} - t_K) W_1 \cdot (J_{В1} - C_B \cdot t_{к1}) + Q_{1 \text{ конц}}];$$

$$Q_2 = W_1 \cdot (J_{Г2} - i_2) = 1,03 \cdot [(G_H - W_1) \cdot C_1 \cdot (t_{к2} - t_{к1}) + W_2 \cdot (J_{В2} - C_B \cdot t_{к2}) + Q_{2 \text{ конц}}];$$

$$Q_3 = W_2 \cdot (J_{Г3} - i_3) = 1,03 \cdot [(G_H - W_1 - W_2) \cdot C_2 \cdot (t_{к3} - t_{к2}) + W_3 \cdot (J_{В3} - C_B \cdot t_{к3}) + Q_{3 \text{ конц}}];$$

$$W = W_1 + W_2 + W_3.$$

где  $Q_1, Q_2, Q_3$  – тепловые нагрузки по корпусам, кВт;

$D$  – расход греющего пара в 1-ый корпус, кг/с;

1,03 – коэффициент, учитывающий 3% потерь тепла в окружающую среду;

$J_1, J_2, J_3$  энтальпии греющих паров по корпусам кДж/кг;

$J_{В1}, J_{В2}, J_{В3}$  – энтальпии вторичных паров по корпусам кДж/кг;

При решении уравнения баланса можно принимать, что

$$J_{В1} \cong J_{Г2}; \quad J_{В2} \cong J_{Г3}; \quad J_{В3} \cong J_{БК};$$

$i_1, i_2, i_3$  – энтальпии конденсата по корпусам, кДж/кг;

$C_B$  – теплоёмкость воды кДж/кг · К;

$C_H, C_2, C_3$  – теплоёмкость раствора начальной концентрации в первом корпусе и втором корпусе, соответственно, кДж/кг · К, [3];

$Q_{1 \text{ конц}}, Q_{2 \text{ конц}}, Q_{3 \text{ конц}}$  – теплота концентрирования по корпусам, кВт;

$t_{\text{н}}$  – температура кипения исходного раствора при давлении в 1-ом корпусе, °С.

$$t_{\text{н1}} = t_{\text{в1}} + \Delta'_{\text{н}} = 167,3 + 1,0 = 168,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\Delta'_{\text{н}}$  – температурная депрессия для исходного раствора.

Анализ зависимостей теплоты концентрирования от концентрации и температуры показал, что она наибольшая для третьего корпуса. Поэтому проведём расчёт теплоты концентрирования для 3-го корпуса.

$$Q_{3 \text{ конц}} = G_{\text{сух}} \cdot \Delta q,$$

где  $Q_{3 \text{ конц}}$  – производительность аппарата по сухому веществу КОН, кг/с;

$\Delta q$  – разность интегральных теплот растворения при концентрациях  $X_2$  и  $X_3$ , кДж/кг.

$$Q_{3 \text{ конц}} = G_{\text{п}} \cdot X_{\text{н}} \cdot \Delta q = 11,12 + 0,05 \cdot (963,7 - 838,0) = 69,9 \text{ кВт}.$$

Сравним  $Q_{3 \text{ конц}}$  с ориентировочной нагрузкой для 3-го корпуса  $Q_{3 \text{ ор}}$ :

$$Q_{3 \text{ ор}} = (G_{\text{н}} - W_1 - W_2) \cdot (t_{\text{к3}} - t_{\text{к2}}) + W_3 \cdot (J_{\text{в3}} - C_{\text{в}} \cdot t_{\text{к3}}) = (11,12 - 2,95 - 3,24) \cdot 3,58 \cdot (87,0 - 146,74) + 3,53 \cdot (2596 - 4,19 \cdot 87,43) = 6816 \text{ кВт}.$$

$Q_{3 \text{ конц}}$  составляет значительно меньше 3% от  $Q_{3 \text{ ор}}$ , поэтому в уравнениях тепловых балансов по корпусам пренебрегаем величиной  $Q_{3 \text{ конц}}$ .

$$Q_1 = D \cdot (2787 - 778,1) = 1,03 \cdot [11,12 \cdot 3,9 \cdot (170,7 - 168,3) + W_1 \cdot (2772 - 4,19 \cdot 170,07)];$$

$$Q_2 = W_1 \cdot (2772 - 704) = 1,03 \cdot [(11,12 - W_1) \cdot 3,85 \cdot (146,74 - 170,07) + W_2 \cdot (2741 - 4,19 \cdot 146,74)];$$

$$Q_3 = W_2 \cdot (2741 - 593) = 1,03 \cdot [(11,12 - W_1 - W_2) \cdot 3,58 \cdot (87 - 146,74) + W_3 \cdot (2596 - 4,19 \cdot 87,43)];$$

$$9,72 = W_1 + W_2 + W_3.$$

Решение системы уравнений даёт следующие результаты:

$$D = 3,464 \text{ кг/с}$$

$$W_1 = 3,04 \text{ кг/с}$$

$$W_2 = 3,21 \text{ кг/с}$$

$$W_3 = 3,47 \text{ кг/с}$$

$$Q_1 = 6407 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 6099 \text{ кВт}$$

$$Q_3 = 6896 \text{ кВт}$$

Наибольшее отклонение вычисленных нагрузок по испаряемой воде в каждом корпусе от предварительно принятых ( $W_1 = 2,95$  кг/с,  $W_2 = 3,24$  кг/с,  $W_3 = 3,53$  кг/с) не превышает 3%, поэтому в дальнейших расчётах не производим пересчёт концентраций и температур кипения растворов по корпусам. В случае, если это расхождение составит больше 5%, необходимо заново пересчитать концентрации, температурные депрессии и температуры кипения растворов, положив в основу расчёта новое, полученное из решения балансовых уравнений распределение по корпусам нагрузок по испаряемой воде.

Таблица 2.4 - **Параметры растворов и паров по корпусам**

№	Наименование параметра	1-й корпус	2-й корпус	3-й корпус
1	Производительность по упариваемой воде, кг/с.	3,04	3,21	3,47
2	Концентрация растворов, X, %	6,8	11,3	40,0
3	Давление греющих паров, $P_{г}$ , Па	$107,9 \cdot 10^4$	$72,42 \cdot 10^4$	$36,94 \cdot 10^4$
4	Температура греющих паров, $t_{г}$ , °С	183,2	166,3	140,6
5	Температурные потери, $\Sigma\Delta$ , град.	3,77	6,14	33,83
6	Температура кипения раствора, $t_{к}$ , °С	170,07	146,74	87,43
7	Полезная разность температур, $\Delta t_{п}$ , град.	13,13	19,56	53,17

### *Выбор конструкционного материала*

Выбираем конструкционный материал, стойкий в среде кипящего раствора КОН в интервале изменения концентраций от 5 до 40% [6]. В этих условиях химически стойкой является сталь марки X17, имеющая скорость коррозии менее 0,1 мм в год, коэффициент теплопроводности  $\lambda_{ст} = 25,1$  Вт/м · К.

### *Расчёт коэффициентов теплопередачи*

#### *Расчёт коэффициента теплопередачи в первом корпусе*

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Примем, что суммарное термическое сопротивление стенки  $\frac{\delta_{CT}}{\delta_{CT}}$

и накипи  $\frac{\delta_H}{\delta_H}$  равно  $\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{CT}}{\delta_{CT}} + \frac{\delta_H}{\delta_H}$ , при этом не учитываем термическое сопротивление загрязнений со стороны пара.

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,002}{25,1} + \frac{0,0005}{2,42} = 2,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара  $\alpha_1$  к стенке равен

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{r_1 \cdot \rho_{ж1}^2 \cdot \lambda_{ж1}^3}{\mu_{ж1} \cdot H \cdot \Delta t_1}}$$

где  $r_1$  – теплота конденсации греющего пара, Дж/кг;

$\rho_{ж1}$ ,  $\lambda_{ж}$ ,  $\mu_{ж}$  плотность (кг/м<sup>3</sup>)? Теплопроводность (Вт/м·К), вязкость (Па·с)

конденсата при средней температуре плёнки, соответственно,

$$t_{пл} = t_{Г1} - \Delta t_1 / 2,$$

$\Delta t_1$  – разность температур конденсации пара и стенки, град..

Расчёт  $\alpha_1$  ведут методом последовательных приближений.

1-ое приближение.

Примем -  $\Delta t_1 = 2,0^\circ \text{C}$ , тогда

Проверяем правильность первого приближения по равенству удельных тепловых нагрузок:

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{2009 \cdot 10^2 \cdot 886^2 \cdot 0,684^3}{0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 2}} = 10500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Для установившегося процесса передачи тепла справедливо

$$q = \alpha \cdot \Delta t_1 = \frac{1}{\sum \frac{\delta}{\lambda}} \cdot \Delta t_{CT} = \alpha_2 \cdot \Delta t_2,$$

где  $q$  – удельная тепловая нагрузка, Вт/м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{CT}$  – перепад температур на стенке, град;

$\Delta t_2$  – разность между температурой стенки со стороны раствора и температурой кипения раствора, град.

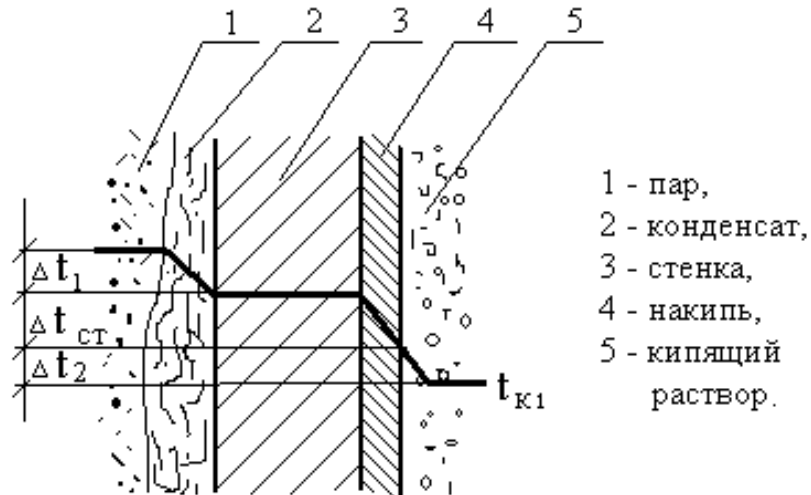


Рисунок 2.11 - Распределение температур в процессе теплопередачи от пара через стенку к кипящему раствору

$$\Delta t_{CT} = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \sum \delta / \lambda = 10500 \cdot 2 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 6,03 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\Delta t_2 = \Delta t_{П1} - \Delta t_{CT} - \Delta t_1 = 13,13 - 6,03 - 2,0 = 5,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору для режима пузырькового кипения в вертикальных пузырьковых трубках при условии естественной циркуляции раствора равен:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= A \cdot q^{0,6} = 780 \frac{\lambda_1^{1,3} \cdot \rho_1^{0,5} \cdot \lambda_{П1}^{0,06}}{\sigma_1^{0,5} \cdot r_B^{0,6} \cdot \rho_0^{0,66} \cdot C_1^{0,3} \cdot \mu_1^{0,3}} \cdot q^{0,6} \\ &= 780 \frac{0,61^{1,3} \cdot 1062^{0,5} \cdot 3,75^{0,06}}{0,058^{0,5} \cdot (2068 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3771^{0,3} \cdot (0,1 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \cdot q^{0,6} \\ &= 18,76 \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1)^{0,6} = 18,76 \cdot (10500 \cdot 2)^{0,6} = 7355 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \end{aligned}$$

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = 10500 \cdot 2 = 21000 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 = 7355 \cdot 5,1 = 37510 \text{ Вт/м}^2;$$

Как видно  $q_1 \neq q_2$ .

Таблица 2.5 - Физические свойства кипящих растворов и паров по корпусам

№	Наименование параметра	1-й корпус	2-й корпус	3-й корпус	Литература
1	Теплопроводность раствора, $\lambda$ , Вт/м · К	0,61	0,62	0,69	[6]
2	Плотность раствора, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1062	1104	1399	[3]
3	Теплоёмкость раствора, С, Вт/кг · К	3771	3561	2765	[3]
4	Вязкость раствора, $\mu$ , Па · с	0,1 · 10 <sup>-3</sup>	0,29 · 10 <sup>-3</sup>	0,7 · 10 <sup>-3</sup>	[9]
5	Поверхностное натяжение, $\sigma$ , Н	0,058	0,066	0,099	[8,9]
6	Теплота парообразования, $q_v$ , Дж/кг	2068 · 10 <sup>-3</sup>	2148 · 10 <sup>-3</sup>	2372 · 10 <sup>-3</sup>	[1]
7	Плотность пара, $\rho_p$ , кг/м <sup>3</sup>	3,75	2,0	0,098	[1]
8	Плотность пара при 1 атм., $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	0,579	0,579	0,579	[1]

· 2-ое приближение.

Примем -  $\Delta t_1 = 3,0$  °С, тогда

$$\alpha_1 = 10500 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3}} = 9500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_{CT} = 9500 \cdot 3 \cdot 0,287 \cdot 10^{-3} = 8,18 \text{ °С.}$$

$$\Delta t_2 = 13,13 - 3 - 8,18 = 1,95 \text{ °С.}$$

$$\alpha_2 = 18,76 \cdot (9500 \cdot 3)^{0,6} = 8834 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$q_1 = 9500 \cdot 3 = 28500 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = 8834 \cdot 1,91 = 17220 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_1 \neq q_2$$

3-е приближение.

Строим графическую зависимость удельной тепловой нагрузки от принятой разности температур  $\Delta t_1$ .



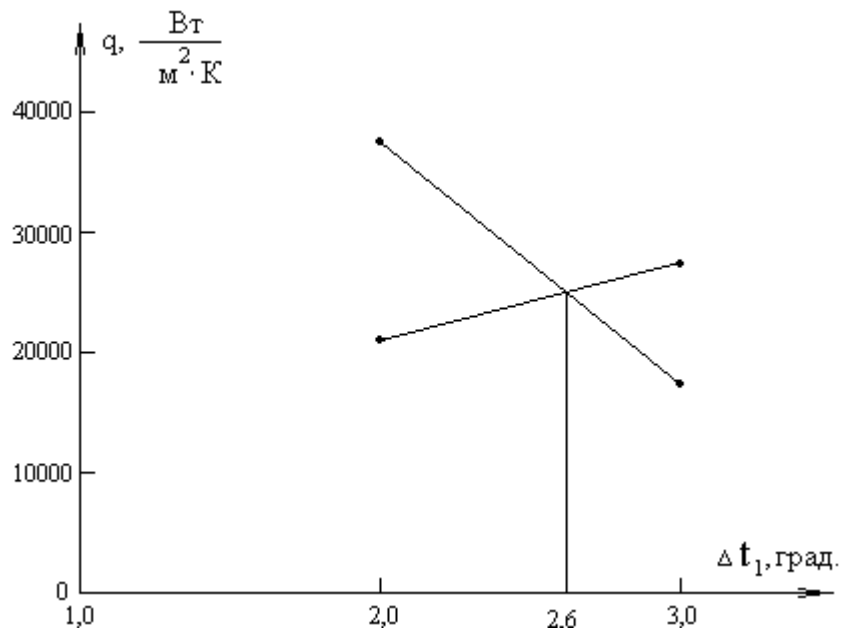


Рисунок 2.12 – Зависимость тепловой нагрузки от разности температур  $\Delta t_1$  для 1 корпуса

$$\alpha_1 = 10500 \cdot \sqrt[4]{\frac{2,0}{2,6}} = 9833 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_{\text{СТ}} = 9833 \cdot 2,6 \cdot 0,278 \cdot 10^{-3} = 7,34 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = 13,13 - 2,6 - 7,34 = 3,19 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\alpha_2 = 18,76 \cdot (9833 \cdot 2,6)^{0,6} = 8276 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$q_1 = 9833 \cdot 2,6 = 25570 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = 8276 \cdot 3,19 = 26400 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_1 \approx q_2.$$

Если расхождение тепловых нагрузок не превышает 3%, то на этом расчёт коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  заканчивают

$$K = \frac{1}{\frac{1}{9833} + 0,287 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{8276}} = 1963 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

*Расчёт коэффициента теплопередачи во 2-ом корпусе*

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{2068 \cdot 10^2 \cdot 900^2 \cdot 0,68^3}{0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 4,1}} = 8633 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_{CT} = 8633 \cdot 4,1 \cdot 0,287 \cdot 10^{-3} = 10,16 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = 19,56 - 4,1 - 10,16 = 5,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\alpha_2 = 780 \frac{0,62^{1,3} \cdot 1104^{0,5} \cdot 2,0^{0,06} \cdot (8633 \cdot 4,1)^{0,6}}{0,066^{0,5} \cdot (2148 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3561^{0,3} \cdot (0,29 \cdot 10^{-3})^{0,3}}$$

$$= 12,77 \cdot (8633 \cdot 4,1)^{0,6} = 6848 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$q_1 = 8633 \cdot 4,1 = 35395 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = 6848 \cdot 5,3 = 36294 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_1 \approx q_2$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{8633} + 0,287 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{6848}} = 1822 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

*Расчёт коэффициента теплопередачи в 3-ем корпусе.*

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot 4 \sqrt{\frac{2148 \cdot 10^2 \cdot 923^2 \cdot 0,67^3}{0,14 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 16,0}} = 5722 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\Delta t_{CT} = 5722 \cdot 16,0 \cdot 0,287 \cdot 10^{-3} = 26,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = 53,17 - 16,0 - 26,3 = 10,87 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\alpha_2 = 780 \frac{0,69^{1,3} \cdot 1400^{0,5} \cdot 0,098^{0,06} \cdot (5722 \cdot 16,0)^{0,6}}{0,099^{0,5} \cdot (2372 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 2765^{0,3} \cdot (0,7 \cdot 10^{-3})^{0,3}}$$

$$= 8,77 \cdot (5722 \cdot 16,0)^{0,6} = 8317 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$q_1 = 5722 \cdot 16,0 = 91550 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = 8317 \cdot 10,87 = 90410 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_1 \approx q_2$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{5722} + 0,287 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{8317}} = 1719 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении в плёночных выпарных аппаратах рекомендуется [10] определять по уравнению

$$\alpha_2 = C \cdot \frac{\lambda}{\sigma} \cdot (0,25 \text{ Re})^n \cdot \left( \frac{q \cdot \delta}{\lambda \cdot t_B} \right)^m$$

где  $\lambda$  - теплопроводность кипящего раствора, Вт/м·К;

$t_B$  – температура вторичного пара, °C;

$q$  - тепловая нагрузка, которая в расчёте принимается равной  $\alpha \cdot \Delta t_1$ , Вт/м<sup>2</sup>;

$\delta$  - толщина плёнки [м], рассчитываемая по уравнению

$$\delta = \left( \frac{3}{4} \cdot \frac{\nu^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \text{Re}^{\frac{1}{3}};$$

$\nu$  - кинематическая вязкость раствора, м<sup>2</sup>/с;

$g$  – ускорение свободного падения м/с<sup>2</sup>:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu},$$

$\mu$  - вязкость кипящего раствора, Па·с;

$\Gamma$  – линейная массовая плотность орошения, рассчитываемая по уравнению  $\Gamma = G_j / \Pi$ , кг/м·с;

$G_j$  - расход раствора, поступающего в  $j$ -ый корпус, кг/с;

$\Pi$  - смоченный периметр, м,  $\Pi = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot n = F_{\text{ор}} / H$ ;

Значения коэффициентов и показателей степеней:

при  $q < 20000$  Вт/м<sup>2</sup>,  $C = 163,5$ ,  $n = 0,264$ ,  $m = 0,685$ :

$q > 20000$  Вт/м<sup>2</sup>,  $C = 2,6$ ,  $n = 0,203$ ,  $m = 0,322$ .

В аппаратах с вынесенной зоной кипения, а также в аппаратах с принудительной циркуляцией обеспечиваются высокие скорости движения растворов в трубках греющей камеры и, как следствие этого, устойчивый турбулентный режим течения. Поэтому для вычисления коэффициентов теплоотдачи со стороны жидкости используется эмпирическое уравнение [7]:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}.$$

Значения физических свойств, входящих в критерии подобия, находят при средней температуре потока, равной

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{к}} + \frac{\Delta t_{\text{пер}}}{2}.$$

*Распределение полезной разности температур*

Распределение полезной разности температур по корпусам проводим из условия равенства поверхностей теплопередачи в аппаратах установки.

$$\Delta t_{\Pi j} = \sum \Delta t_{\Pi} \cdot \frac{Q_j / K_j}{\sum_{j=1}^K \frac{Q}{K}}$$

где  $\Delta t_{\Pi j}$ ,  $Q_j$ ,  $K_j$  полезная разность температур, тепловая нагрузка, коэффициент теплопередачи для  $j$ -го корпуса.

$$\begin{aligned} \Delta t_{\Pi 1} &= 85,86 \cdot \frac{\frac{6407}{1963}}{\frac{6407}{1963} + \frac{6099}{1822} + \frac{6896}{1719}} = 85,86 \cdot \frac{3,26}{3,26 + 4,35 + 4,01} \\ &= 85,86 \cdot \frac{3,26}{10,62} = 26,36 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_{\Pi 2} &= 85,86 \cdot \frac{3,35}{10,62} = 27,09 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_{\Pi 3} &= 85,86 \cdot \frac{4,01}{10,62} = 32,41 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Проверка суммарной полезной разности температур установки:

$$\sum \Delta t_{\Pi} = \Delta t_{\Pi 1} + \Delta t_{\Pi 2} + \Delta t_{\Pi 3} = 26,36 + 27,09 + 32,41 = 85,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

*Поверхность теплопередачи выпарных аппаратов*

$$\begin{aligned} F_j &= \frac{Q_j}{K_j \cdot \Delta t_{\Pi j}}. \\ F_1 &= \frac{6407 \cdot 10^3}{1963 \cdot 26,36} = 123,8 \text{ м}^2; \\ F_2 &= \frac{6099 \cdot 10^3}{1822 \cdot 27,09} = 123,6 \text{ м}^2; \\ F_3 &= \frac{6896 \cdot 10^3}{1719 \cdot 32,41} = 123,8 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

Найденные значения поверхности теплопередачи выпарных аппаратов отличаются незначительно от ориентировочно определённой ранее  $F_{\text{ор}}$ . Поэтому в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппаратов (высота, диаметр и число труб).

Таблица 2.6 - Сравнение распределённых и рассчитанных значений полезных разностей температур

Корпуса	1	2	3
Распределённые в 1-ом приближении $\Delta t$	26,36	27,09	32,41
Рассчитанные $\Delta t_{п.}$	13,13	19,16	53,17

Как видно из табл. 2.6 рассчитанные полезные разности температур (из условия равного перепада давления в корпусах) и распределённые в 1-ом приближении (из условия равенства поверхности теплопередачи в корпусах) существенно различаются. Поэтому необходимо заново перераспределять температуры (давления) между корпусами установки. В основу этого перераспределения температур (давлений) кладут полезные разности температур, найденные по результатам распределения общей полезной разности из условия равенства поверхностей теплопередачи.

### *Второе приближение*

В связи с тем, что существенное изменение давлений по сравнению с первым приближением происходит только в 1 и 2 корпусах, где суммарные температурные потери незначительны, во втором приближении принимаем значения  $\Delta'$ ,  $\Delta''$  и  $\Delta'''$  для каждого корпуса такими же, как и в первом приближении.

$$Q_1 = 1,03 \cdot [11,12 \cdot 3,9 \cdot (156,84 - 154,8) + 3,04 \cdot (2762 - 4,19 \cdot 156,84)] = 6515 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = 1,03 \cdot [8,08 \cdot 3,85 \cdot (125,98 - 156,84) + 3,21 \cdot (2712 - 4,19 \cdot 125,98)] = 6231 \text{ кВт};$$

$$Q_3 = 1,03 \cdot [4,87 \cdot 3,58 \cdot (87,43 - 125,98) + 3,47 \cdot (2596 - 4,19 \cdot 87,43)] = 7186 \text{ кВт}.$$

Таблица 2.7 - Параметры растворов и паров по корпусам

№	Параметры	1 корпус	2 корпус	3 корпус
1	Производительность по выпаренной воде, W, кг/ч	3,04	3,21	3,47
2	Концентрация растворов X, %	6,8	11,3	40,0
3	Температура пара, греющего 1 корпус $t_{\Gamma}$ , °C	183,2	-	-
4	Полезная разность температур $\Delta t_{\Pi}$ , °C	23,36	27,09	32,41
5	Температура кипения раствора, $t_K = t_{\Gamma} - \Delta t_{\Pi}$ , °C	156,84	125,98	87,43
6	Температура вторичного пара, $t_B = t_K - (\Delta' + \Delta'')$ , °C	154,07	120,84	54,60
7	Давление вторичного пара $P_B$ , Па	$52,97 \cdot 10^4$	$20,04 \cdot 10^4$	$1,54 \cdot 10^4$
8	Температура греющего пара, $t_{\Gamma} = t_B - \Delta'''$ , °C	-	153,07	119,84

### Расчёт коэффициентов теплопередачи

Расчёты, выполненные методом, описанным выше, приводят к следующим результатам:

$$K_1 = 2022 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$K_2 = 1870 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$K_3 = 1673 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

### Распределение полезной разности температур

$$\begin{aligned} \Delta t_{\Pi 1} &= 85,86 \cdot \frac{\frac{6515}{2022}}{\frac{6515}{2022} + \frac{6231}{1870} + \frac{7186}{1673}} = 85,86 \cdot \frac{3,22}{3,22 + 3,34 + 4,16} \\ &= 85,86 \cdot \frac{3,22}{10,85} = 25,5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_{\Pi 2} &= 85,86 \cdot \frac{3,34}{10,85} = 26,43 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_{\Pi 3} &= 85,86 \cdot \frac{4,16}{10,85} = 33,93 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Проверка суммарной полезной разности температур:

$$\Sigma \Delta t_{\Pi} = 25,50 + 26,43 + 33,93 = 85,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Таблица 2.8 - Сравнение полезных разностей температур

Корпуса	1	2	3
Распределённые $\Delta t_{\text{П}}$ во 2-ом приближении	25,50	26,43	33,93
Распределённые $\Delta t_{\text{П}}$ в 1-ом приближении	26,36	27,09	32,41

Различия в полезных разностях температур по корпусам из 1-ого и 2-го приближения не превышают 5%. В случае, если это различие более 5%, необходимо выполнить следующее, 3-ье приближение, в основу расчёта которого принять  $\Delta t_{\text{П}}$  по корпусам для 2-го приближения, и так далее до совпадения полезных разностей температур.

*Поверхность теплопередачи выпарных аппаратов*

$$F_1 = \frac{6515 \cdot 10^3}{2022 \cdot 25,50} = 126,4 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{6231 \cdot 10^3}{1870 \cdot 26,43} = 126,1 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{7186 \cdot 10^3}{1673 \cdot 33,93} = 126,6 \text{ м}^2;$$

По каталогу выбираем выпарной аппарат со следующими характеристиками.

Номинальная поверхность теплообмена  $F_{\text{Н}} = 160 \text{ м}^2$ .

Действительная поверхность теплообмена  $F_{\text{Д}} = 154 \text{ м}^2$ .

Число труб  $n = 823$  шт.

Диаметр труб  $d = 38 \times 2 \text{ мм}$ .

Высота труб  $H = 4000 \text{ мм}$ .

Диаметр греющей камеры  $d_{\text{К}} = 1000 \text{ мм}$ .

Диаметр сепараторов  $d_{\text{С}} = 2000 \text{ мм}$ .

Общая высота аппарата  $H_{\text{А}} = 9800 \text{ мм}$ .

Масса аппарата  $M_{\text{А}} = 8800 \text{ кг}$ .

### *Прочностные расчёты элементов выпарного аппарата*

#### *Расчёт толщины трубной решётки*

Толщина трубной решётки (плиты)  $h$  определяется по уравнению:

$$h = 0,47 \cdot d_K \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot \sigma_d}},$$

где  $d_H$  – диаметр греющей камеры, м;

$P$  – расчётное давление в 1-ом корпусе, равное разности

$$P = P_{Г1} - P_B, \text{ МПа};$$

$\sigma_d$  – допускаемое напряжение материала трубной решётки, МН/м<sup>2</sup>;

$\varphi$  коэффициент ослабления трубной плиты отверстиями,

$$\varphi = \frac{d_K - \sum d}{d_K};$$

$\sum d$  – сумма диаметров отверстий в трубной плите [м] на диаметре  $d_K$ ,

$$\sum d = (d_K/t - 1) \cdot d_H;$$

$t$  – шаг разбивки отверстий по ГОСТу [2];  $d_H$  – наружный диаметр труб, м.

$$P = 1,0 - 0,738 = 0,262 \text{ МН/м}^2.$$

$$\sum d = (1,0/0,048 - 1) \cdot 0,038 = 19 \cdot 0,038.$$

$$\varphi = \frac{1,0 - 19 \cdot 0,038}{1,0} = 0,28.$$

Следовательно:

$$h = 0,47 \cdot 1,0 \cdot \sqrt{\frac{0,262}{0,28 \cdot 134}} = 0,0394 \text{ м}.$$

Принимаем толщину трубной решётки 40 мм.

#### *Расчёт толщины обечайки*

Толщина обечайки определяется по уравнению:

$$\delta = \frac{Pr \cdot d_{K1}}{2 \cdot \varphi_1 \cdot \sigma_d} + C,$$

где  $Pr_1$  – давление греющего пара 1-го корпуса, МН/м<sup>2</sup>;

$\varphi_1$  – коэффициент прочности сварного шва, равный  $\varphi_1 = 0,85$ :



С - поправка на коррозию, принимаемая 2 ÷ 8 мм в зависимости от скорости коррозии материала обечайки, м.

$$\delta = \frac{1,0 \cdot 1,0}{2 \cdot 0,85 \cdot 134} + 0,005 = 0,0095 \text{ м.}$$

Принимаем толщину обечайки 10 мм.

### *Определение толщины тепловой изоляции*

Толщина тепловой изоляции  $\delta_{\text{И}}$  находится из равенства удельный тепловых потоков через слой изоляции и в окружающую среду для 1-го корпуса:

$$\alpha_{\text{В}} \cdot (t_{\text{СТ}2} - t_{\text{В}}) = \frac{\lambda_{\text{И}}}{\delta_{\text{И}}} \cdot (t_{\text{СТ}1} - t_{\text{СТ}2}),$$

где  $\alpha_{\text{В}}$  – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляционного материала в окружающую среду, Вт/м<sup>2</sup>·К.

$$\alpha_{\text{В}} = 9,3 + 0,058 \cdot t_{\text{СТ}2},$$

где  $t_{\text{СТ}2}$  – температура изоляции со стороны воздуха, принимаемая равной 35 ÷ 45 °С;

$t_{\text{СТ}1}$  – температура изоляции со стороны аппарата. Ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции  $t_{\text{СТ}1}$  принимают равной температуре греющего пара  $t_{\text{Г}1}$ ;

$t_{\text{В}}$  – температура окружающей среды, °С;

$\lambda_{\text{И}}$  – коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/м·К.

Выбираем в качестве тепловой изоляции совелит, имеющий коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{И}} = 0,09$  Вт/м·К.

$$\alpha_{\text{В}} = 9,3 + 0,058 \cdot 40 = 11,6 \text{ Вт/м}^2\text{·К.}$$

Толщина тепловой изоляции равна

$$\delta_{\text{И}} = \frac{0,09 \cdot (183,2 - 40,0)}{11,6 \cdot (40,0 - 20,0)} = 0,055 \text{ м.}$$

Принимаем толщину тепловой изоляции 55 мм.

### *Расчёт барометрического конденсатора*

Для создания вакуума в выпарных установках применяют обычно конденсаторы смешения с барометрической трубой. В качестве охлаждающего агента используют воду, которая подаётся в конденсатор чаще всего при температуре окружающей среды (около 20°C). Смесь охлаждающей воды и конденсата выливается из конденсатора по барометрической трубе. Для поддержания постоянства вакуума из конденсатора с помощью вакуум-насоса откачиваются неконденсирующиеся газы.

Необходимо рассчитать расход охлаждающей воды, основные размеры барометрического конденсатора (диаметр и высота) и барометрической трубы, производительность вакуум-насоса.

### *Определение расхода охлаждающей воды*

Расход охлаждающей воды  $G_B$  определяется из теплового баланса конденсатора:

$$G_B = \frac{W_3 \cdot (J_{BK} - C_B \cdot t_K)}{C_B \cdot (t_K - t_H)},$$

где  $J_{BK}$  – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе, Дж/кг;

$C_B$  – теплоёмкость воды, Дж/кг · К;

$t_H$  – начальная температура охлаждающей воды, °C;

$t_K$  – конечная температура смеси воды и конденсата, °C.

Движущая сила теплопередачи на выходе из конденсатора должна быть 3 ÷ 5 °C, поэтому конечную температуру на выходе из конденсатора принимают на 3 ÷ 5 градусов ниже, чем температура конденсации паров.

$$t_K = t_{BK} - 3 = 53,6 - 3,0 = 50,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$G_B = \frac{3,47 \cdot (25969000 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 50,6)}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (50,6 - 20)} = 64,63 \text{ кг/с}.$$

### *Расчёт диаметра барометрического конденсатора*

$$d_{БК} = \sqrt{\frac{4 \cdot W_3}{\rho_{\Pi} \cdot \pi \cdot V_{\Pi}}},$$

где  $\rho_{\Pi}$  – плотность паров в барометрическом конденсаторе, кг/м<sup>3</sup>;

$V_{\Pi}$  – скорость паров в барометрическом конденсаторе, м/с.

При остаточном давлении в конденсаторе  $10^4 \div 2 \cdot 10^4$  Па скорость паров  $V_{\Pi}$  принимают  $15 \div 25$  м/с.

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,47}{0,098 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 1,5 \text{ м.}$$

По нормали НИИХИММАШа [14] (см. приложение № 4) подбираем ближайший больший расчётного диаметра конденсатор и определяем его размеры.

Выбираем барометрический конденсатор с  $d_{БК} = 1600$  мм.

### *Расчёт высоты барометрической трубы*

В соответствии с нормами внутренний диаметр барометрической трубы равен  $d_{БТ} = 300$  мм.

Скорость воды в барометрической трубе  $V_B$  равна

$$V_B = \frac{4 \cdot (G_B + W_3)}{\rho_B \cdot \pi \cdot d_{БТ}^2} = \frac{4 \cdot (64,63 + 3,47)}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2} = 0,966 \text{ м/с.}$$

Высота барометрической трубы определяется из уравнения:

$$H_{БТ} = \frac{B}{\rho_B \cdot g} + \left( \sum \zeta + \lambda \cdot \frac{H_{БТ}}{d_{БТ}} \right) \cdot \frac{V_B^2}{2 \cdot g} + 0,5,$$

где  $B$  – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па;

$\sum \zeta$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

$\lambda$  – коэффициент трения в трубе;

$H_{БТ}$ ,  $d_{БТ}$  – высота и диаметр барометрической трубы;

$\rho_B$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

0,5 – запас высоты на изменение барометрического давления, м.

$$B = (1 - 0,15) \cdot 9,8 \cdot 10^4 = 8,31 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

$$\Sigma \zeta = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}} = 1,0 + 1,5 = 2,5.$$

Определим режим движения воды в барометрической трубе:

$$\text{Re} = \frac{V_B \cdot d_{\text{БТ}} \cdot \rho_B}{\mu_B} = \frac{0,966 \cdot 9,3 \cdot 1000}{0,54 \cdot 10^{-4}} = 536000.$$

$$\lambda = 0,013 \text{ (для гладких труб).}$$

$$H_{\text{БТ}} = \frac{8,31 \cdot 10^4}{9,8 \cdot 1000} + \left( 2,5 + 0,013 \cdot \frac{H_{\text{БТ}}}{0,3} \right) \cdot \frac{0,966^2}{2 \cdot 9,8} + 0,5.$$

$$\text{Откуда } H_{\text{БТ}} = 10,1 \text{ м.}$$

### *Расчёт производительности вакуум-насоса*

Производительность вакуум-насоса  $L_B$  определяется количеством несконденсированного газа (воздуха), который необходимо удалять из барометрического конденсатора.

$$L_B = \frac{0,025 \cdot (W_3 + G_B)}{1000} + \frac{10 \cdot W_3}{1000},$$

где 0,025 – количество несконденсировавшихся газов [кг/с], выделяющихся на 1000 кг воды;

10 – количество газов [кг/с], подсасываемых через неплотности в конденсатор на каждые 1000 кг паров.

$$L_B = \frac{0,025 \cdot (3,47 + 64,53)}{1000} + \frac{10 \cdot 3,47}{1000} = 36,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Объёмная производительность вакуум-насоса равна

$$V_B = \frac{R \cdot (273 + t_B) \cdot L_B}{M_B \cdot P_B},$$

где  $R$  – газовая постоянная, Дж/кмоль·К;

$M_B$  – молекулярная масса воздуха, кг/кмоль;

$t_B$  – температура воздуха, °С;

$P_B$  - парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе, Па.

Температура воздуха рассчитывается по уравнению:

$$t_B = t_H + 4 + 0.1 \cdot (t_K - t_H) = 20 + 4 + 0.1 \cdot (50.6 - 20) = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Давление воздуха равно

$$P_B = P_{BK} - P_n,$$

где -  $P_n$  – давление сухого насыщенного пара при  $t_B = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , Па.

$$P_B = 0,15 \cdot 9,8 \cdot 10^4 - 0,039 \cdot 9,8 \cdot 10^4 = 1,09 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Тогда

$$V_B = \frac{8310 \cdot (273 + 27) \cdot 36,4 \cdot 10^3}{29 \cdot 1,09 \cdot 10^4} = 0,288 \text{ м}^2/\text{с} \quad (17,3 \text{ м}^3/\text{мин}).$$

По ГОСТу [15] подбираем по объёмной производительности  $V_B$  и остаточному давлению  $P_{BK}$  вакуум-насос типа ВВН – 25 с мощностью на валу вакуум-насоса  $N = 48 \text{ кВт}$ .

В дальнейшем по рекомендуемой литературе [16] подлежит расчёту и подбору по нормальям, каталогам и ГОСТам:

1. Объём и размеры емкостей для исходного и упаренного растворов.
2. Потребный напор и поверхность теплообменника-подогревателя.
3. Диаметры трубопроводов и штуцеров.
4. Конденсатоотводчики.

## **2.7. Вопросы и задачи для самоконтроля и самостоятельного решения**

1. Чем отличается выпаривание водных растворов от испарения чистой воды?
2. Как изменяется коэффициент теплоотдачи от стенки кипящему раствору с повышением концентрации раствора?
3. Назовите основные методы выпаривания растворов.
4. Какие три вида депрессий приходится учитывать при расчете выпарной

установки и какая из них имеет наибольшее значение?

5. Какие преимущества имеет применение вакуума в выпарной установке?

6. Для каких целей применяют выпарные установки с тепловыми насосами?

7. Какое значение имеет многоступенчатый принцип выпаривания?

8. Назовите источники вторичной теплоты в выпарных установках и пути ее использования.

9. Как определить располагаемую и полезную разности температур при тепловом расчете выпарной установки?

10. Напишите уравнения материального и теплового балансов для выпарного аппарата.

11. Определите, пользуясь законом Бабо, температуру кипения  $t''_p$  и температурную депрессию  $\Delta t$  для водного раствора хлористого кальция при давлении

$p_p'' = 0,198$  МПа, если температура кипения его при атмосферном давлении ( $p_p' = 0,101$  МПа) составляет  $t_{H'} = 115^\circ\text{C}$ .

12. Определите располагаемую  $\Delta t_{\text{общ}}$  и полезную  $\Delta t_{\text{пол}}$  разности температур в выпарном аппарате поверхностного типа с барометрическим конденсатором при выпаривании водного раствора КОН. Температура вторичного пара на входе в конденсатор  $t_k = 80^\circ\text{C}$ , температура греющего пара  $t_1 = 140^\circ\text{C}$ .

Значения температурной, гидростатической и гидродинамической депрессий примите соответственно:  $\Delta t_1 = 24$  К,  $\Delta t_2 = 2$  К,  $\Delta t_3 = 1$  К.

13. Производительность выпарной установки для очистки промышленных сточных вод при начальной концентрации примесей  $b_n = 2$  % составляет  $G_n = 0,75$  кг/с. Рассчитайте производительность установки по очищенной воде  $W$  и по концентрированным стокам  $G_k$ , если конечная концентрация примесей  $b_k = 30$  %.

14. Определите расход греющего пара  $D$  в многоступенчатой выпарной установке для опреснения морской воды с производительностью по исходной воде  $G_n = 6$  кг/с, если известны режимные характеристики первого аппарата:

производительность по дистилляту  $W = 4$  кг/с, температура морской воды на входе в аппарат  $t_n = 90$  °С, температура кипения  $t_k = 110$ °С, энтальпия вторичного пара  $h_{вп} = 2683$  кДж/кг, энтальпия греющего пара  $h_g = 2706$  кДж/кг, энтальпия конденсата греющего пара  $h = 504$  кДж/кг, потерями теплоты в окружающую среду можно пренебречь.

## Глава 3. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОКАЛОРИФЕРНОЙ УСТАНОВКИ КОНВЕКТИВНОЙ СУШИЛКИ

### 3.1. Тепловой расчет нагревательных элементов

В качестве нагревательных элементов в электрокалориферах используют трубчатые электронагреватели (ТЭН), смонтированные в единый конструктивный блок [4].

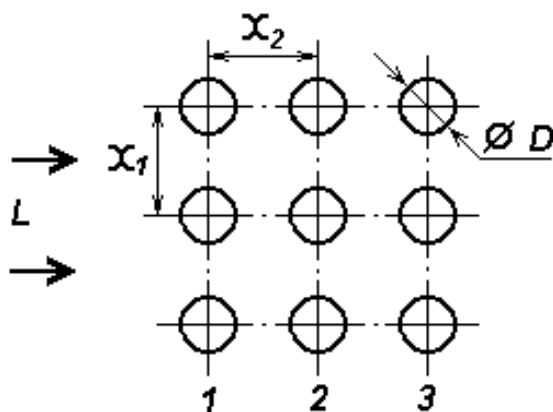
В задачу теплового расчёта блока ТЭНов входит определение количества ТЭНов в блоке и действительной температуры поверхности нагревательного элемента. Результаты теплового расчёта используют для уточнения конструктивных параметров блока [19, 45, 49].

Мощность одного ТЭНа определяют исходя из мощности калорифера  $P_k$  и числа ТЭНов  $z$ , установленных в калорифере.

$$P_m = \frac{P_k}{z}. \quad (3.1)$$

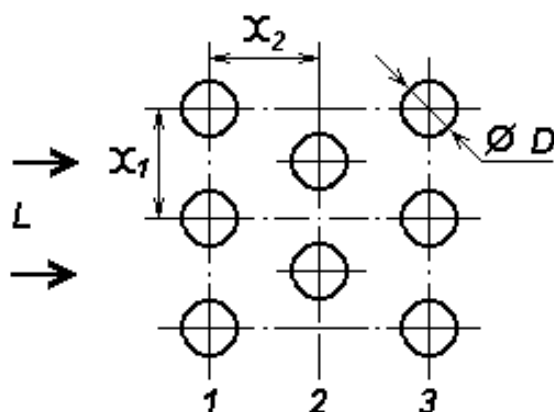
Число ТЭНов  $z$  принимают кратным 3, причем мощность одного ТЭНа не должна превышать 3...4 кВт. ТЭН подбирают по паспортным данным.

По конструктивному исполнению различают блоки с коридорной и шахматной компоновкой ТЭНов (рисунок 3.1).



а)





б)

Рисунок 3.1 – Схемы компоновки блока ТЭНов

а – коридорная компоновка; б – шахматная компоновка

Для первого ряда нагревателей скомпонованного нагревательного блока должно выполняться условие:

$$t_n^1 = \frac{P_m^1}{0,6\alpha_{cp}F_m^1} + t_v < 180 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.2)$$

где  $t_n^1$  - действительная средняя температура поверхности нагревателей первого ряда,  $^\circ\text{C}$ ;  $P_m^1$  - суммарная мощность нагревателей первого ряда, Вт;  $\alpha_{cp}$  - средний коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $F_m^1$  - суммарная площадь теплоотдающей поверхности нагревателей первого ряда,  $\text{м}^2$ ;  $t_v$  - температура воздушного потока после калорифера,  $^\circ\text{C}$ .

Суммарную мощность и суммарную площадь нагревателей определяют из параметров выбранных ТЭНов по формулам

$$P_m^1 = kP_m, \quad F_m^1 = kF_m, \quad (3.3)$$

где  $k$  – количество ТЭНов в ряду, шт;  $P_m$ ,  $F_m$  – соответственно мощность, Вт, и площадь поверхности,  $\text{м}^2$ , одного ТЭНа.

Площадь поверхности оребренного ТЭНа

$$F_m = \pi l_a \left( d + \frac{h(d + h_p)}{a} \right), \quad (1.4)$$

где  $d$  – диаметр ТЭНа, м;  $l_a$  – активная длина ТЭНа, м;  $h_p$  – высота ребра, м;  $a$  – шаг оребрения, м.

Для пучков поперечно обтекаемых труб следует учитывать средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ср}$ , так как условия передачи теплоты отдельными рядами нагревателей различны и определяются турбулизацией воздушного потока. Теплоотдача первого и второго рядов трубок по сравнению с третьим рядом меньше. Если теплоотдачу третьего ряда ТЭНов принять за единицу, то теплоотдача первого ряда составит около 0,6, второго - около 0,7 в шахматных пучках и около 0,9 - в коридорных от теплоотдачи третьего ряда. Для всех рядов после третьего коэффициент теплоотдачи можно считать неизменным и равным теплоотдаче третьего ряда.

Коэффициент теплоотдачи ТЭНа определяют по эмпирическому выражению [17]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \quad (3.5)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности воздуха,  $\lambda = 0,027 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ ;  $d$  – диаметр ТЭНа, м.

Критерий Нуссельта для конкретных условий теплообмена рассчитывают по выражениям

для коридорных пучков труб

при  $Re \leq 1 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,49 Re^{0,5}, \quad (3.6)$$

при  $Re > 1 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,149 Re^{0,65}, \quad (3.7)$$

для шахматных пучков труб:

при  $Re \leq 1 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,49 Re^{0,5}, \quad (3.8)$$

при  $Re > 1 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,35 Re^{0,6}, \quad (3.9)$$

где  $Re$  - критерий Рейнольдса.

Критерий Рейнольдса характеризует режим обтекания ТЭНов воздухом и равен

$$Re = \frac{\nu \cdot d}{\nu}, \quad (3.10)$$

где  $\nu$  - скорость воздушного потока, м/с;  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости воздуха,  $\nu = 18,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Для обеспечения эффективной термической нагрузки ТЭНов, не приводящей к перегреву нагревателей, следует обеспечивать в зоне теплообмена движение потока воздуха со скоростью не менее 6 м/с. Учитывая возрастание аэродинамического сопротивления конструкции воздушного канала и нагревательного блока с ростом скорости потока воздуха, последнюю следует ограничить 15 м/с [45].

Средний коэффициент теплоотдачи для коридорных пучков

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha(n - 0,5)}{n}, \quad (3.11)$$

для шахматных пучков

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha(n - 0,7)}{n}, \quad (3.12)$$

где  $n$  - количество рядов труб в пучке нагревательного блока.

Температура воздушного потока после калорифера равна

$$t_{\text{в}} = \frac{P_{\text{к}}}{\rho \cdot c_{\text{в}} \cdot L_{\text{в}}}, \quad (3.13)$$

где  $P_{\text{к}}$  – суммарная мощность ТЭНов калорифера, кВт;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{\text{в}}$  – удельная теплоемкость воздуха,  $c_{\text{в}} = 1$  кДж/(кг·°С);  $L_{\text{в}}$  – производительность калорифера, м<sup>3</sup>/с.

Если условие (1.2) не выполняется, выбирают другой нагревательный элемент или изменяют принятые в расчете скорость воздуха, компоновку нагревательного блока.

### 3.2. Конструктивный расчет нагревательного блока

В расчет конструктивных параметров блока ТЭНов входит определение расстояний между нагревателями в ряду  $x_1$  и расстояний между рядами  $x_2$ , а также внешних размеров блока [17]. При расчете конструктивных элементов следует учитывать принятую ранее скорость воздушного потока, количество нагревателей в ряду, количество рядов, расположение нагревателей и производительность вентилятора  $L_{\text{в}}$ .

Для расчета  $x_1$ , определяют «живое» сечение блока нагревателей, т. е. не занятую ТЭНами площадь воздушного канала  $F_{\text{к}}$ :

$$F_{\text{к}} = \frac{L_{\text{в}}}{v}, \quad (3.14)$$

где  $L_{\text{в}}$  – производительность калорифера, м<sup>3</sup>/с;  $v$  – принятая в тепловом расчете скорость воздуха, м/с.

Минимальные размеры нагревательного блока определяют по следующим выражениям:

расстояние между нагревателями в ряду

$$x_1 = \frac{F_{\text{к}}}{(k+1)l_{\text{а}}} + D, \quad (3.15)$$

где  $k$  - количество ТЭНов в ряду,  
расстояние между рядами нагревателей  $x_2$

$$\begin{aligned} \text{при } x_1 \geq 3/2 D \quad x_2 &= x_1, \\ \text{при } x_1 < 3/2 D \quad x_2 &= 1,2 x_1, \end{aligned} \quad (3.16)$$

где  $D$  - диаметр выбранного ТЭНа с оребрением, м.  
высота  $H$  и ширина  $B$  блока нагревателей

$$H = (k + 1)x_1, \quad (3.17)$$

$$B_H = l + 0,1, \quad (3.18)$$

где  $l$  - полная длина ТЭНа, м.  
глубина блока нагревателей  $C_H$

$$C_H = (n + 1)x_2. \quad (3.19)$$

По результатам расчета нагревательного блока выполняют эскиз блока с указанием расчетных параметров нагревательного элемента.

*Пример.* Провести тепловой и конструктивный расчет нагревательного блока электрокалорифера мощностью 36 кВт. Компоновка ТЭНов шахматная.

Решение.

Тепловой расчет.

В калорифере установим 18 ТЭНов, количество рядов  $n = 3$ , количество ТЭНов в ряду  $k = 6$ . Мощность одного ТЭНа

$$P_m = \frac{P_K}{z} = \frac{36000}{18} = 2000 \text{ Вт.}$$

Выбираем ТЭН80В13/2,0К220 (приложение 2). Мощность ТЭНа  $P_T = 2000$  Вт, активная длина  $l_a = 0,8$  м, диаметр  $d = 0,013$  м.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи ТЭНа. Выбираем скорость воздуха в калорифере  $v = 14$  м/с.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{14 \cdot 0,013}{18,5 \cdot 10^{-6}} = 9837,83.$$

Критерий Нуссельта для шахматной компоновки, при  $Re > 1 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,35 Re^{0,6} = 0,35 \cdot 9837,83^{0,6} = 87,05.$$

Коэффициент теплоотдачи ТЭНа

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{87,05 \cdot 0,027}{0,013} = 180,79 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи для шахматной компоновки

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha(n-0,7)}{n} = \frac{180,79(3-0,7)}{3} = 138,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Суммарная мощность первого ряда ТЭНов

$$P_m^1 = kP_m = 6 \cdot 2000 = 12000 \text{ Вт.}$$

Площадь поверхности одного ТЭНа с учетом оребрения. Шаг оребрения  $a = 0,005$  м, высота ребра  $h_p = 0,012$  м.

$$F_m = \pi d_a \left( d + \frac{h(d + h_p)}{a} \right) = 3,14 \cdot 0,8 \left( 0,013 + \frac{0,012(0,013 + 0,012)}{0,005} \right) = 0,183 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь первого ряда ТЭНов

$$F_m^1 = kF_m = 6 \cdot 0,183 = 1,098 \text{ м}^2.$$

Температура воздушного потока после калорифера

$$t_{\theta} = \frac{P_k}{\rho \cdot c_{\theta} \cdot L_{\theta}} = \frac{18 \cdot 2000}{1,1 \cdot 1000 \cdot 1,45} = 22,57 \text{ °C}.$$

Температура ТЭНов первого ряда

$$t_n^1 = \frac{P_m^1}{0,6 \alpha_{cp} F_m^1} + t_{\theta} = \frac{12000}{0,6 \cdot 138,6 \cdot 1,098} + 22,57 = 153,99 \text{ °C},$$

что соответствует норме.

Конструктивный расчет.

“Живое” сечение блока нагревателей

$$F_k = \frac{L_{\theta}}{\nu} = \frac{1,45}{14} = 0,103 \text{ м}^2.$$

Расстояние между нагревателями в ряду

$$x_1 = \frac{F_k}{(k+1)l_a} + D = \frac{0,103}{(6+1)0,8} + 0,037 = 0,0553 \text{ м.}$$

Расстояние между рядами нагревателей

$$3/2 \cdot D = 3/2 \cdot 0,037 = 0,0555, \quad 0,0555 > 0,0553 \text{ следовательно}$$

$$x_2 = 1,2 \cdot x_1 = 1,2 \cdot 0,0553 = 0,0663 \text{ м.}$$

Высота блока нагревателей

$$H = (k+1)x_1 = (6+1)0,0553 = 0,387 \text{ м.}$$

Ширина блока нагревателей

$$B_n = l + 0,1 = 0,8 + 0,1 = 0,9 \text{ м.}$$

Глубина блока нагревателей

$$C_n = (n+1)x_2 = (3+1)0,0663 = 0,265 \text{ м.}$$

### 3.3. Выбор ПЗА и расчет внутренних силовых сетей

Согласно ПУЭ первичная цепь каждой электротермической установки должна содержать следующие коммутационные и защитные аппараты: выключатель (рубильник с дугогасящими контактами, пакетный выключатель) на вводе и предохранители или блок предохранитель-выключатель либо автоматический выключатель с электромагнитным и тепловыми расцепителями [8].

Допускается использовать рубильники без дугогасящих контактов при условии, что коммутация ими выполняется без нагрузки.

В качестве расчетных токов потребителей принимают их номинальные токи.

Расчетный ток магистральных линий определяют по выражению

$$I_n = k_0 \sum I_n, \quad (3.20)$$

где  $k_0$  - коэффициент одновременности работы потребителей.

Рубильники и блоки предохранитель-выключатель выбирают по

номинальному напряжению ( $U_n \geq U_{n.уст}$ ), номинальному току ( $I_n \geq I_{n.уст}$ ), числу полюсов, конструктивному и климатическому исполнению, категории размещения и степени защиты. Рекомендуется выбрать рубильники типа Р11, Р16, РП11, РП16, блоки предохранитель-выключатель типа БПВ, ППВ.

Плавкие предохранители выбирают по следующим параметрам:

по номинальному напряжению

$$U_{n.пр} \geq U_{n.уст}. \quad (3.21)$$

по номинальному току

$$I_{n.пр} \geq I_{n.уст}. \quad (3.22)$$

по номинальному току плавкой вставки

$$I_{\phi} \geq k_n I_{p.мах}, \quad (3.23)$$

$$I_{\phi} \geq I_{мах} / \alpha, \quad (3.24)$$

где  $I_{p.мах}$  - максимальный рабочий ток цепи, защищаемой предохранителем, А;  $k_n$  - коэффициент надежности,  $I_{мах}$  - максимальный пусковой ток электродвигателя электротермической установки, А;  $\alpha$  - коэффициент, зависящий от режима пуска защищаемых двигателей (для легкого режима пуска  $\alpha = 2,5 \dots 3$ , для тяжелого -  $\alpha = 1,6 \dots 2$ ).

При защите плавкими предохранителями линии, к которой присоединены более пяти двигателей, ток плавкой вставки определяют по условию

$$I_{\phi} \geq k_o \sum I_{p(n-1)} + I_n / \alpha, \quad (3.25)$$

при защите предохранителями линии, к которой присоединены до пяти двигателей,

$$I_{мах} \geq k_o \sum I_{p(n-1)} + I_n, \quad (3.26)$$

где  $k_o$  - коэффициент одновременности;  $\sum I_{p(n-1)}$  - сумма рабочих токов всех двигателей, за исключением одного, у которого разность между пусковым и



номинальным токами наибольшая;  $I_{\text{п}}$  - пусковой ток исключенного из суммы двигателя.

Рекомендуется выбрать предохранители типа ПРС, НПН2, ПН2, ПР2.

Автоматические выключатели выбирают по следующим условиям.

$$\begin{aligned}U_{\text{н.а}} &\geq U_{\text{н.уст}}; \\I_{\text{н.а}} &\geq I_{\text{н.уст}}; \\I_{\text{н.т}} &\geq k_{\text{н.т}} I_{\text{н.уст}}; \\I_{\text{н.э}} &\geq k_{\text{н.э}} I_{\text{мах}},\end{aligned}\tag{3.27}$$

где  $U_{\text{н.а}}$ ,  $I_{\text{н.а}}$  - соответственно номинальные напряжение и ток автомата;  $I_{\text{н.т}}$  - номинальный ток теплового расцепителя;  $k_{\text{н.т}}$  - коэффициент надежности, учитывающий разброс по току срабатывания теплового расцепителя, принимают в пределах 1,1...1,3;  $I_{\text{н.э}}$  - ток отсечки электромагнитного расцепителя;  $k_{\text{н.э}}$  - коэффициент надежности, учитывающий разброс по току электромагнитного расцепителя ( для автоматов АП-50, АЕ-2000 и АЗ700  $k_{\text{н.э}} = 1,25$ , для АЗ100  $k_{\text{н.э}} = 1,5$ );  $I_{\text{мах}}$  - максимальный рабочий ток в цепи (для электродвигателей пусковой ток  $I_{\text{п}}$ ).

При выборе автоматических выключателей также учитывают число полюсов, конструктивное и климатическое исполнение.

Для дистанционного управления электронагревательными элементами и электродвигателями выбирают магнитные пускатели серии ПМЛ, ПМА.

Для защиты электродвигателей от перегрузок магнитные пускатели комплектуются тепловыми реле типа РТЛ и РТТ. Диапазон регулирования тока уставки реле от 0,75 до 1,25  $I_{\text{н}}$ .

Магнитные пускатели выбирают по конструктивному и климатическому исполнению, по номинальному напряжению ( $U_{\text{н.п}} \geq U_{\text{н.уст}}$ ), номинальному току ( $I_{\text{н.п}} \geq I_{\text{н.уст}}$ ), току уставки теплового реле ( $I_{\text{н.р}} \geq I_{\text{н.дв}}$ ) и по напряжению втягивающей катушки.

Внутренние силовые кабели должны быть надежными, доступными для эксплуатации, минимальной протяженности, соответствовать условиям окружающей среды и в полной мере обеспечивать безопасность людей и сельскохозяйственных животных, пожаро- и взрывобезопасность.

Кабели выбирают таким образом, чтобы его температура при длительном протекании тока не была больше предельно допустимой.

Так как выбор проводов по допустимому нагреву тесно связан с выбором защитных аппаратов, то расчет начинают с выбора защиты от перегрузок и коротких замыканий.

По принятому значению номинального тока плавкой вставки или тока срабатывания расцепителя автомата находят допустимый ток проводника  $I_{доп}$  по условию согласования с защитой.

Согласно ПУЭ значение  $I_{доп}$  определяют по следующим условиям:  
для проводников с резиновой и подобной ей по тепловым характеристикам изоляцией ( $t_{доп} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), прокладываемых в пожароопасных и взрывоопасных помещениях, защищаемых плавкими вставками предохранителей или мгновенно действующими электромагнитными расцепителями автоматов

$$I_{доп} \geq 1,25I_v \quad \text{или} \quad I_{доп} \geq 1,25I_{н.э}. \quad (3.28)$$

для тех же проводников, прокладываемых во всех других помещениях

$$I_{доп} \geq I_v \quad \text{или} \quad I_{доп} \geq I_{н.э}. \quad (3.29)$$

для проводников всех марок при защите их автоматами с расцепителями, имеющими обратную зависимость от тока характеристику

$$I_{доп} \geq I_{н.т}. \quad (3.30)$$

для ответвлений к электродвигателям в невзрывоопасных помещениях

$$I_{доп} \geq I_{н.дв}. \quad (3.31)$$

По значениям  $I_{доп}$  по таблицам допустимых значений токов для принятой

марки кабеля выбирают соответствующую площадь сечения проводника.

Выбранный провод проверяют по допустимой потере напряжения. Согласно ПУЭ потери напряжения в силовых проводках не должна превышать 5%.

Расчетные потери напряжения без учета индуктивного сопротивления при условии, что нагрузка равномерно распределена по фазам и на всех участках проложен одинаковый провод, определяют по формуле

$$\Delta U = \frac{Pl}{cs}, \quad (3.32)$$

где  $P$  - присоединенная мощность, кВт;  $l$  - длина линии, м;  $c$  - постоянный для данного провода коэффициент, зависящий от напряжения сети, числа фаз и материала провода (таблица 1.1);  $s$  - сечение провода, мм<sup>2</sup>.

Таблица 3.1 - Значения коэффициента  $c$

Напряжение, В	Вид сети	Коэффициент $c$ для проводов		
		медных	алюми- ниевых	стальных
380/220	Трехфазная с нулевым проводом	77,0	46,0	10,0
380/220	Двухфазная с нулевым проводом	34,0	20,0	4,5
220	Двухпроводная переменного или постоянного тока	12,8	7,7	1,7

Основным назначением принципиальных схем является отражение всех электрических элементов и устройств, необходимых для осуществления и контроля заданных электрических параметров, всех электрических связей между ними, а также электрических элементов (соединителей, зажимов и т.п.) которыми заканчиваются входные и выходные цепи.

В общем случае принципиальные схемы содержат:

- условные графические обозначения электрических устройств;
- буквенно-цифровые обозначения устройств;
- поясняющие надписи;
- диаграммы переключений контактов многопозиционных устройств;
- перечень используемых в данной схеме элементов.

При выполнении принципиальных схем необходимо применять условно-графические обозначения, приведенные в приложении 3.

### 3.3. Расчетное задание

- 1) Выполнить тепловой и конструктивный расчет нагревательного блока электрокалорифера.
- 2) Разработать принципиальную схему управления калорифером. Рассчитать ПЗА и питающие кабели.
- 3) Графическая часть:
  - а) конструктивный чертеж нагревательного блока;
  - б) принципиальная схема управления.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Вариант	Мощность $P_n$ , кВт	Скорость воздуха $v$ , м/с	Расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Компоновка ТЭНов
01	40	6	1,4	коридорная
02	38	8	1,2	шахматная
03	36	10	1,0	коридорная
04	34	12	0,8	шахматная
05	32	14	0,6	коридорная
06	30	12	0,8	шахматная
07	28	10	1,0	коридорная
08	26	8	1,2	шахматная
09	24	6	1,4	коридорная
10	22	8	1,2	шахматная
11	20	10	1,0	коридорная
12	18	12	0,8	шахматная
13	16	14	0,6	коридорная
14	18	12	0,8	шахматная
15	20	10	1,0	коридорная
16	22	8	1,2	шахматная

Вариант	Мощность $P_n$ , кВт	Скорость воздуха $v$ , м/с	Расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Компоновка ТЭНов
17	24	6	1,4	коридорная
18	26	8	1,2	шахматная
19	28	10	1,0	коридорная
20	30	12	0,8	шахматная
21	32	14	0,6	коридорная
22	34	12	0,8	шахматная
23	36	10	1,0	коридорная
24	38	8	1,2	шахматная
25	40	6	1,4	коридорная
26	38	8	1,2	шахматная
27	36	10	1,0	коридорная
28	34	12	0,8	шахматная
29	32	14	0,6	коридорная
30	30	12	0,8	шахматная
31	20	14	0,8	коридорная
32	18	12	0,6	шахматная
Вариант	Мощность $P_n$ , кВт	Скорость воздуха $v$ , м/с	Расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Компоновка ТЭНов
33	16	10	0,8	коридорная
34	18	8	1,0	шахматная
35	20	6	1,2	коридорная
36	22	8	1,4	шахматная
37	24	10	1,2	коридорная
38	26	12	1,0	шахматная
39	28	14	0,8	коридорная
40	30	12	0,6	шахматная
41	32	6	1,4	коридорная
42	34	8	1,2	шахматная
43	36	10	1,0	коридорная
44	38	12	0,8	шахматная
45	40	14	0,6	коридорная
46	38	12	0,8	шахматная
47	36	10	1,2	коридорная
48	34	12	1,0	шахматная
49	40	14	0,8	коридорная
50	38	12	0,6	шахматная
51	30	6	1,2	коридорная
52	28	8	1,4	шахматная
53	26	10	1,2	коридорная
54	24	12	1,0	шахматная
55	22	14	0,8	коридорная
56	20	12	0,6	шахматная
57	18	10	1,4	коридорная
58	16	12	1,2	шахматная
59	18	14	1,0	коридорная
60	40	6	1,4	коридорная
61	38	8	1,2	шахматная

Вариант	Мощность $P_n$ , кВт	Скорость воздуха $v$ , м/с	Расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Компоновка ТЭНов
62	36	10	1,0	коридорная
63	34	12	0,8	шахматная
64	32	14	0,6	коридорная
65	30	12	0,8	шахматная
66	30	10	1,2	коридорная
67	32	8	1,4	шахматная
68	34	6	1,2	коридорная
69	36	8	1,0	шахматная
70	38	10	0,8	коридорная
71	40	12	0,6	шахматная
72	38	14	0,8	коридорная
73	36	12	1,2	шахматная
74	34	10	1,0	коридорная
75	40	8	0,8	шахматная
76	38	6	0,6	коридорная
77	40	8	1,4	шахматная
78	38	10	1,2	коридорная
79	36	12	1,0	шахматная
80	34	14	0,8	коридорная
Вариант	Мощность $P_n$ , кВт	Скорость воздуха $v$ , м/с	Расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Компоновка ТЭНов
81	32	12	0,6	шахматная
82	30	10	0,8	коридорная
83	28	8	1,0	шахматная
84	26	8	1,2	коридорная
85	24	10	1,4	шахматная
86	22	12	1,2	коридорная
87	20	14	1,0	шахматная
88	18	12	0,8	коридорная
89	16	8	0,6	шахматная
90	18	6	0,8	коридорная
91	20	8	1,0	шахматная
92	22	10	1,2	коридорная
93	24	12	1,4	шахматная
94	26	14	1,2	коридорная
95	28	12	1,0	шахматная
96	30	10	0,8	коридорная
97	32	12	0,6	шахматная
98	34	14	0,8	коридорная
99	36	12	1,0	шахматная

*Трубчатые электронагреватели серии ТЭН*

Обозначение	Мощность, кВт	Развернутая длина, см	Диаметр, мм
ТЭН 60 В 13/1,0 К 220	1,00	60	13
ТЭН 60 В 13/1,0 О 220	1,00	60	13
ТЭН 60 А 13/0,5 К 220	0,50	60	13
ТЭН 73 В 13/2,5 К 220	2,50	73	13
ТЭН 73 В 13/2,0 К 220	2,00	73	13
ТЭН 80 В 13/1,25 К 220	1,25	80	13
ТЭН 80 В 13/1,25 О 220	1,25	80	13
ТЭН 80 В 13/2,0 К 220	2,00	80	13
ТЭН 100 А 16/1,6 К 220	1,60	100	16
ТЭН 80 В 13/1,25 О 220	1,25	80	13
ТЭН 100 В 13/1,0 К 220	1,00	100	13
ТЭН 120 А 13/2,5 К 220	2,50	120	13
ТЭН 120 С 13/1,6 К 380	1,60	120	13
ТЭН 137 D 8,0/1,5К 220	1,50	137	8
ТЭН 140 В 16/3,5 К 220	2,00	140	16
ТЭН 145 С 13/2,0 К 220	2,00	145	13
ТЭН 150 Е 13/2,0 К 220	2,00	150	13
ТЭН 170 Д 13/2,0 К 220	2,00	170	13
ТЭН 173 А 13/3,0 К 220	3,00	173	13
ТЭН 200 Д 13/2,5 К 220	2,50	200	13
ТЭН 200 Е 16/2,5 К 220	2,50	200	16
ТЭН 200 С 13/3,15 К 220	3,15	200	13

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии рассмотрены основные алгоритмы расчета тепловых процессов, реализованных в конструктивных формах тепловой аппаратуры, применяемой в технологических системах предприятий АПК. Алгоритмы расчета составлены на базе фундаментальных законов, положенных в основу формирования, протекания, интенсификации и повышения энергоэффективности технологических процессов АПК.

Содержательная часть практикума соответствует Государственному образовательному стандарту третьего поколения по направлению подготовки «Агроинженерия».

Особое внимание уделено методологии выявления основных факторов, определяющих энергоемкость продукции. Методики разработаны на высоком научном уровне и методически грамотно изложены.

Материал, изложенный в практикуме, логично взаимосвязан и доступно изложен для понимания. Усвоение материала позволяет магистрантам сконцентрировать внимание на проблемных и перспективных вопросах отрасли и способствует обоснованному выбору приоритетных отраслевых направлений исследований по проблеме интенсификации тепловых процессов и повышению их энергоэффективности.

Авторы учли положительный и негативный учебно-методический опыт издания отечественных практикумов по данному направлению и внесли свои коррективы в издание, как в содержательном, так и в структурном отношении.

Структура практикума включает в себя три раздела, последовательно и доступно для понимания раскрывающих основные вопросы изучения материала по дисциплине «Прикладная теория тепловых и массообменных процессов в системном анализе энергоемкости продукции».

Практикум содержит список рекомендуемой литературы, который позволит обеспечить дополнительные возможности в освоении материала.



Представленные алгоритмы расчетов тепловых процессов и аппаратов АПК, основанные на анализе современной научной и учебной литературы, делает данный практикум интересным и полезным не только для студентов, но и для преподавателей аграрных вузов.

## ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

Критерий	Символ, формула и наименование величин	Основной физический смысл
<b>I. Критерии гидромеханического подобия</b>		
1. Критерий режима движения (число Рейнольдса)	В прямых гладких трубах $Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu} = \frac{w \cdot l}{\nu} = Re/Pr; Re_{кр} = 2320.$ При $Re < 2320$ — ламинарный режим, при $Re > 10000$ — устойчивый турбулентный $w$ — скорость потока, м/с; $l$ — определяющий размер, м; $\rho$ — плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup> ; $\mu$ — динамическая вязкость жидкости, Па·с; $\nu$ — кинематическая вязкость жидкости, м <sup>2</sup> /с.	Характеризует режим движения жидкости; мера отношения сил инерции и молекулярного трения в потоке
2. Критерий гидравлического подобия (число Фруда)	$Fr = w^2 / (g l) = Re^2 / Ga$	Мера отношения сил инерции и тяжести в потоке
3. Критерий подобия полей давления (число Эйлера)	$Eu \equiv \Delta p / (\rho w^2),$ где $\Delta p$ — перепад давления, Па	Мера отношения сил давления и инерции в потоке. Безразмерная потеря напора жидкостей в трубах
4. Критерий подобия полей свободного движения (число Галилея)	$Ga = g l^3 / \nu^2 = Re^2 / Fr,$ где $g$ — ускорение силы тяжести	Мера отношения сил молекулярного трения и тяжести в потоке
5. Критерий свободной конвекции (число Архимеда)	$Ar = \frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_1} = Ga \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho},$ где $\rho_1$ и $\rho_2$ — плотности жидкости в двух точках потока, кг/м <sup>3</sup>	Характеризует взаимодействие архимедовой силы, возникающей при разности плотности среды и силы вязкого трения
<b>II. Критерии теплового подобия</b>		
6. Безразмерный коэффициент теплоотдачи (критерий Нуссельта)	$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda},$ где $\alpha$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К); $\lambda$ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $l$ — характерный линейный размер системы, м	Характеризует связь между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном слое потока

7. Критерий подобия температурных и скоростных полей в потоке (число Прандтля)	$Pr = \nu / a = \eta_c / \lambda = Pe / Re ,$ <p>где <math>\nu</math> — кинематическая вязкость, <math>\text{м}^2/\text{с}</math>; <math>a</math> — температуропроводность, <math>\text{м}^2/\text{с}</math>;</p> $\nu = \mu / \rho; \quad a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho},$ <p>где <math>\mu</math> — динамическая вязкость, <math>\text{кг} / (\text{с} \cdot \text{м}) = (\text{Н} \cdot \text{с}) / \text{м}^2 = \text{Па} \cdot \text{с}</math>;  <math>c</math> — удельная теплоемкость, <math>\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})</math></p>	Характеризует физические свойства жидкости (безразмерная величина)
8. Критерий теплового подобия (число Пекле)	$Pe = w l / a = Re Pr$	Мера отношения молекулярного и конвективного переносов тепла в потоке
9. Критерий тепловой гомохронности (число Фурье тепловое)	$Fo = a \tau / l^2,$ <p>где <math>\tau</math> — время, с; регулярный режим наступает при <math>Fo &gt; 0,30</math> — для пластины; <math>Fo &gt; 0,25</math> — для цилиндра; <math>Fo &gt; 0,25</math> — для шара</p>	Характеризует связь между скоростью изменения температурного поля, физическими свойствами и размерами тела
10. Критерий краевого подобия (критерий Био — тепловой)	$Bi = a l_c / \lambda_{ct},$ <p>где <math>l_c</math> — характерный линейный размер тела, м; <math>\lambda_{ct}</math> — коэффициент теплопроводности твердого тела <math>\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})</math>. При <math>Bi &lt; 0,1</math> преобладает внешнее сопротивление, при <math>Bi &gt; 100</math> — внутреннее</p>	Мера отношения внутреннего и внешнего термических сопротивлений; характеризует связь между полем температур в твердом теле и условиями теплопередачи на его поверхности
11. Критерий свободной тепловой конвекции (число Грасгофа)	$Gr = (g l^3 / \nu^2) \beta \theta_c$ <p>где <math>\beta</math> — коэффициент объемного расширения жидкости, <math>1/\text{К}</math>; <math>\theta_c</math> — разность между температурами твердой стенки и потока на удалении от стенки, К</p>	Мера отношения сил молекулярного трения и подъемной силы при различии плотностей в отдельных точках неизотермического потока
12. Тепловой критерий фазового превращения (критерий Кутателадзе)	$Ku = r / (c \Delta t) = r / \Delta i,$ <p>где <math>r</math> — теплота фазового превращения (испарения или конденсации)</p>	Мера отношения теплоты фазового превращения к теплоте перегрева или переохлаждения одной из фаз по отношению к температуре насыщения
Критерии диффузионного подобия		
13. Безразмерный коэффициент массоотдачи (массообменный критерий Нуссельта, критерий Шервуда)	$Nu = \beta l / D ,$ <p>где <math>\beta</math> — коэффициент массоотдачи, <math>\text{м}/\text{с}</math>;  <math>D</math> — коэффициент диффузии, <math>\text{м}^2/\text{с}</math>.</p>	Характеризует связь между интенсивностью массоотдачи и концентрационным полем в пограничном слое

14. Критерий подобия скоростных и концентрационных полей в потоке (диффузионное число Прандтля)	$Pr' = \nu / D = Re' / Re$	Характеризует связь между скоростью изменения поля концентрации, физическими свойствами, размерами тела
15. Критерий диффузионной гомохронности (диффузионное число Фурье)	$F_0 = \frac{D \cdot \tau}{l^2},$ где $D$ – коэффициент диффузии, м <sup>2</sup> /с; $\tau$ – время, с; $l$ – определяющий геометрический размер, м	Характеризует изменение во времени скорость переноса вещества при нестационарной массоотдаче
16. Критерий краевого подобия (диффузионный критерий Био)	, $Bi' \equiv \beta l_c / D_c$ где $D_c$ – коэффициент диффузии в квазитвёрдом теле, м <sup>2</sup> /с	Мера отношения внутреннего и внешнего диффузионных сопротивлений
17. Критерий диффузионного подобия (массообменное число Пекле)	$Pe' = \frac{wl}{D} = Re Pr' ,$ где $Pr'$ – число Прандтля (диффузионное)	Мера отношения молекулярного и конвективного переносов диффундирующего вещества в потоке

## Приложение 2

### Основные характеристики теплообменников

Таблица 1 - Основные характеристики теплообменников ТН с трубами  
20 · 2 мм

Диаметр кожуха внутренний D, мм	Число труб	Длина труб L, м							Проходное сечение, м <sup>2</sup>			n <sub>p</sub>	h, мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	S <sub>Т</sub> · 10 <sup>2</sup>	S <sub>МТ</sub> · 10 <sup>2</sup>	S <sub>В.П</sub> · 10 <sup>2</sup>		
		Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup>											
Одноходовые													
159	19	1,0	2,0	2,5	3,5	—	—	—	0,4	0,5	0,3	5	100
273	61	4,0	6,0	7,5	11,5	—	—	—	1,2	1,0	0,7	9	130
325	100	—	9,5	12,5	19,5	25	—	—	2,0	2,0	1,1	11	180
400	181	—	—	23,0	34,0	46,0	68	—	3,6	2,5	1,7	15	250
600	389	—	—	49	73,0	98	147	—	7,8	6,6	4,1	21	300
800	717	—	—	90,0	135,0	180,0	270	405	14,4	9,1	6,9	29	350
1000	1173	—	—	—	221	295	442	663	23,6	15,6	10,1	37	520
1200	1701	—	—	—	—	427	641	961	34,2	18,7	14,5	45	550
Двухходовые													
325	90	—	8,5,5	11,0	17,0	22,5	—	—	0,9	1,6	1,1	10	180
400	166	—	—	21,0	31,0	42,0	63	—	1,7	3,0	1,7	14	250
600	370	—	—	47,0	70,0	93,0	139	—	3,7	4,8	4,1	20	300
800	690	—	—	87,0	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9	28	350
1000	1138	—	—	—	214	286	429	643	11,4	14,6	10,1	36	520
1200	1658	—	—	—	—	417	625	937	16,5	17,6	14,5	44	550
Четырехходовые													
600	334	—	—	42,0	63,0	84,0	126	—	1,6	4,8	4,1	18	300
800	638	—	—	80,0	120	160	240	361	3,0	7,0	6,9	26	350
1000	1072	—	—	—	202	269	404	606	5,1	14,6	10,1	34	520
1200	1580	—	—	—	—	397	595	893	7,9	17,6	14,5	42	550
Шестиходовые													
600	316	—	—	40,0	60,0	79,0	119	—	0,9	4,8	3,7	18	300
800	616	—	—	78,0	116,0	155,0	233	349	2,0	7,0	6,5	26	350
1000	1044	—	—	—	197	262	393	590	3,4	14,6	9,6	34	520
1200	1544	—	—	—	—	388	582	873	5,2	16,5	14,2	42	550

S<sub>Т</sub>, S<sub>МТ</sub>, S<sub>В.П</sub> – проходные сечения трубного, межтрубного пространства и в вырезе перегородки; n<sub>p</sub> – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов; h – расстояние между перегородками

Таблица 2 – Основные характеристики теплообменников ТН с трубами 25 · 2 мм

Диаметр кожуха внутренний D, мм	Число труб п	Длина труб L, м							Проходное сечение, м <sup>2</sup>			n <sub>р</sub>	h, мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	St · 10 <sup>2</sup>	S <sub>MT</sub> · 10 <sup>2</sup>	S <sub>В.П</sub> 10 <sup>2</sup>		
		Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup>											
Одноходовые													
159	13	1,0	1,5	2,0	3,0	—	—	—	0,5	0,8	0,4	5	100
273	37	3,0	4,5	6,0	9,0	—	—	—	1,3	1,1	0,9	7	130
325	62	—	7,5	10,0	14,5	19,5	—	—	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	—	—	17	26	35	52	—	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	—	—	40	61	81	121	—	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	—	—	73	109	146	219	329	16,1	7,6	6,9	23	350
1000	747	—	—	—	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	—	—	—	—	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
Двухходовые													
325	56	—	6,5	9,0	13,0	17,5	—	—	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	—	—	16,0	24,0	31,0	47	—	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	—	—	38	57	75	113	—	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	—	—	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	—	—	—	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	—	—	—	—	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550
Четырехходовые													
600	206	—	—	32	49	65	97	—	1,8	4,5	4,0	14	300
800	404	—	—	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	—	—	—	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	—	—	—	—	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
Шести ходовые													
600	196	—	—	31	46	61	91	—	1,1	4,5	3,7	14	300
800	384	—	—	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	—	—	—	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	—	—	—	—	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

St, S<sub>MT</sub>, S<sub>В.П</sub> – проходные сечения трубного, межтрубного пространства и в вырезе перегородки; n<sub>p</sub> – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов; h – расстояние между перегородками

Таблица 3 - Проходные сечения и поверхности теплообмена элементов теплообменника «труба в трубе» (тип 2 исполнения I и II)

Условные давления внутри и снаружи теплообменной трубы, МПа/МПа	Диаметр трубы, мм		Площадь проходного сечения, $S \cdot 10^4, \text{м}^2$		Поверхность теплообмена, $\text{м}^2$ , при длине теплообменной трубы, м			
	Теплообменной	Кожуховой	Внутри теплообменной трубы	В кольцевом пространстве	1,5	3,0	4,5	6,0
6,3/4,0	25x3	57x4	2,83	13,9	0,110	0,228	-	-
6,3/4,0	38x4	57x4	7,07	7,52	0,167	0,346	-	-
6,3/4,0	38x4	76x4	7,07	25,0	0,167	0,346	-	-
6,3/4,0	38x4	89x5	7,07	37,7	-	0,346	0,525	-
6,3/4,0	48x4	76x4	12,6	18,2	-	0,437	0,664	0,890
10,0/6,3	48x5	89x5	11,3	30,9	-	0,437	0,664	0,890
6,3/4,0	48x4	108x5	12,6	57,3	-	0,437	0,664	0,890
10,0/6,3	57x5	89x5	17,3	23,5	-	-	0,787	1,09
6,3/4,0	57x5	108x5	17,3	49,9	-	-	0,787	1,09

Таблица 4 - Проходные сечения и поверхности теплообмена элементов теплообменника «труба в трубе» (тип 4)

Условные давления внутри и снаружи теплообменной трубы, МПа/МПа	Диаметр трубы, мм		Площадь проходного сечения, $S \cdot 10^4, \text{м}^2$		Поверхность теплообмена, $\text{м}^2$ , при длине теплообменной трубы, м				
					Исполнение I			Исполнение II	
	Теплообменной	Кожуховой	Внутри теплообменной трубы	В кольцевом пространстве	6	9	12	6	9
1,6/1,6*; 4,0/1,6*; 6,3/4,0	89x5	133x6	49,0	52,8	1,65	2,49	-	1,65	2,49
1,6/1,6*; 4,0/1,6*; 6,3/4,0	89x5	159x6	49,0	108	1,65	2,49	-	1,65	2,49
1,6/1,6*;	108x5	159x6	75,4	78,1	-	-	-	2,0	3,02
4,0/1,6; 6,3/4,0	108x6	159x6	72,4	78,1	2,0	3,02	4,05	2,0	3,02
4,0/1,6	133x6	219x6	115	198	-	3,72	4,95	-	-
1,6/1,6*; 4,0/1,6	159x6	219x6	170	138	-	4,45	5,96	2,94	4,45

\* - только для элементов исполнения II

Таблица 5 - Основные характеристики пластинчатых теплообменников

Поверх- верх- ность пла- стины, м <sup>2</sup>	Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>						Дав- ление, м <sup>2</sup>	Темпе- ратура, м <sup>2</sup>
	Разборные теплообменники - исполнение					Неразборные теплообмен- ники		
	1	2	3	4	5			
0.2	1; 2; 5; 6.3	10; 12.5	16; 25; 31.5; 40	-	-	-	0.002   1.0	-20   +180
0.3	3; 5; 8; 10	12.5; 16; 20	-	-	-			
0.5	-	-	-	31.5; 50; 63; 80; 100; 140	160; 220; 260; 300; 320	-	1.6   2.5	
0.6	10; 16; 25	31.5; 40; 50; 63; 80; 100; 140; 160	200; 250; 300	-	-		1.0	
1.0	-	-	-	-	-	120; 160; 200; 240; 280; 320	2.5	
						360; 400; 480; 560; 640; 720; 800	4.0	-40   +200
1.3	-	200; 300; 400	500; 600; 800	-	-	-	1.0	-20   +180



Таблица 6 – Определяющие размеры пластин и образуемых ими каналов

Характеристики	Поверхность пластины, м <sup>2</sup>					
	0.2	0.3	0.5	0.6	1.0	1.3
Эквивалентный диаметр канала, мм	8.8	8.7	5.85	8.3	10.6	9.6
Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup> 10 <sup>5</sup>	178	110	134	245	360	425
Приведённая длина канала, м	0.518	1.12	1.09	1.01	1.21	1.47
Толщина пластины, мм	1	1	1	1	2	1
Диаметр штуцера, мм	75	65	150	200	250	250
Габариты пластины: длина, м ширина, м	0.96	1.37	1.37	1.375	1.9	1.918
	0.46	0.3	0.5	0.6	0.6	0.92

Таблица 7 - Основные характеристики спиральных теплообменников с шириной канала 12мм тип 1, с тупиковыми каналами; исполнение 1, с плоской крышкой

Характеристики	Условная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>										
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0
Толщина ленты, мм	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9
				4.0	4.0	4.0	4.0	6.0	6.0	6.0	4.0
Ширина ленты, мм	400	400	500	400	500	500	1000	1000	1000	1000	1000
				700	700	700	700	1100	1100	1100	1250
Длина канала, м	12.5	15.6	16.0	25.0	25.0	31.5	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0
				14.3	17.9	22.5	28.6	22.7	28.6	36.4	40.0
Площадь сечения канала, м <sup>2</sup>	0.0048	0.0060	0.0060	0.0048	0.0060	0.0060	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120
				0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0138	0.0138	0.0138	0.0150
Пропускная способность при скорости 1м/с, м <sup>3</sup> /час	17.28	12.60	12.60	17.28	21.60	21.60	43.20	43.20	43.20	43.20	43.20
				30.24	30.24	30.24	30.24	49.68	49.68	49.68	54.0

Таблица 8 - Основные характеристики спиральных теплообменников с шириной канала 12мм тип 1, с тупиковыми каналами; исполнение 2, с конической крышкой

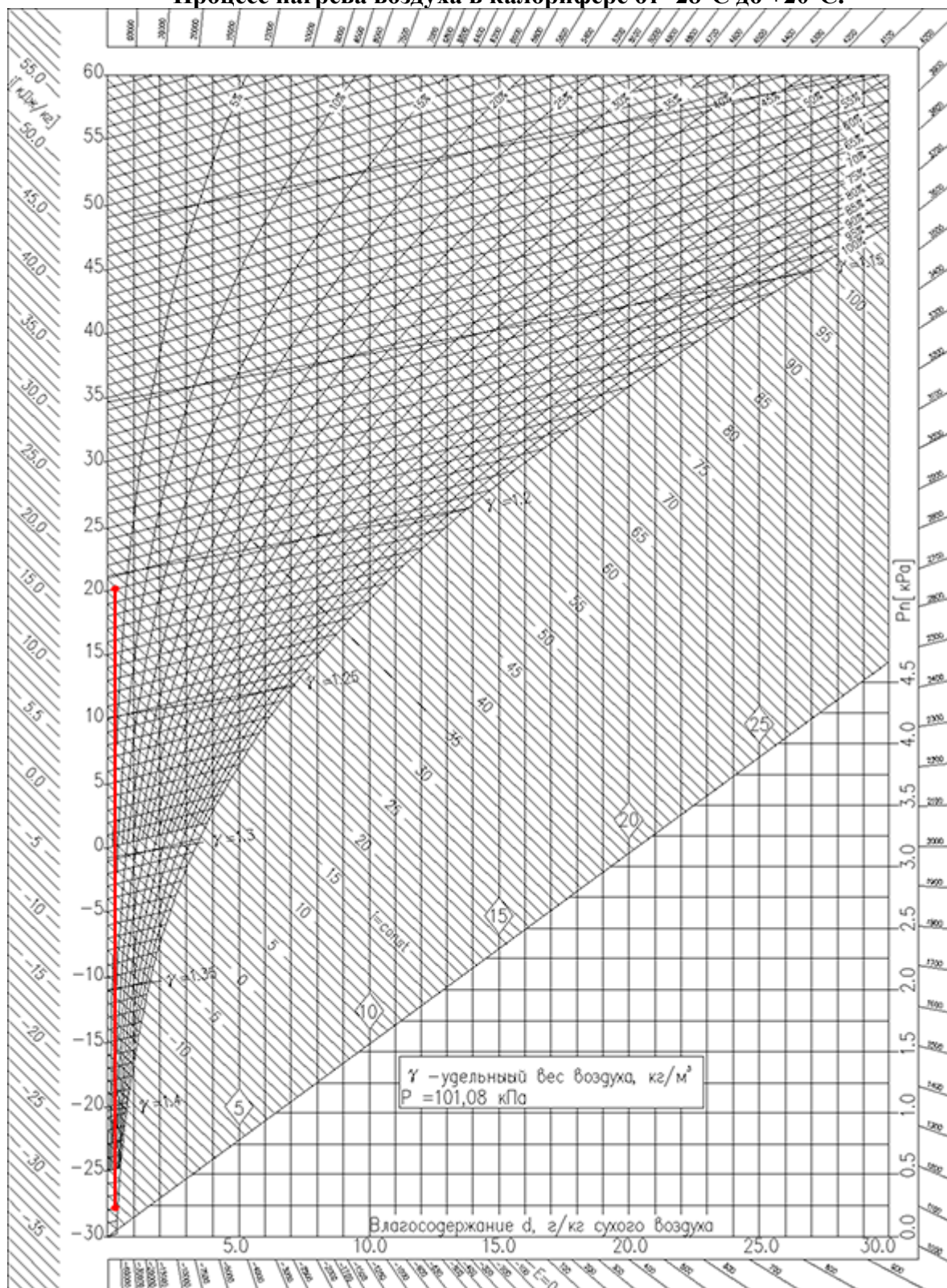
Характеристики	Условная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>										
	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0
Толщина ленты, мм	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9
				4.0	4.0	4.0	4.0	6.0	6.0	6.0	4.0
Ширина ленты, мм	400	400	500	400	500	500	1000	1000	1000	1000	1000
				700	700	700	700	1100	1100	1100	1250
Длина канала, м	12.5	15.6	16.0	25.0	25.0	31.5	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0
				14.3	17.9	22.5	28.6	22.7	28.6	36.4	40.0
Площадь сечения канала для первой рабочей среды, м <sup>2</sup>	0.083	0.110	0.150	0.174	0.174	0.222	0.135	0.174	0.222	0.274	0.274
				0.083	0.121	0.157	0.224	0.178	0.220	0.274	0.274
Площадь сечения канала для второй рабочей среды, м <sup>2</sup>	0.0048	0.0060	0.0060	0.0060	0.0084	0.0084	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120
				0.0048	0.0060	0.0060	0.0084	0.0138	0.0138	0.0138	0.0150
Пропускная способность при скорости 1м/с, м <sup>3</sup> /час	17.28	17.28	21.60	17.28	21.60	21.6	43.20	43.20	43.20	43.20	43.20
				30.24	30.24	30.24	30.24	49.68	49.68	49.68	54.0

## Приложение 3

### I-d диаграмма процесса нагрева воздуха

Процесс нагрева воздуха в калорифере протекает при  $d=\text{const}$  (при неизменном влагосодержании).

Процесс нагрева воздуха в калорифере от  $-28^{\circ}\text{C}$  до  $+20^{\circ}\text{C}$ .



## ИНЖЕНЕРНАЯ ПОМОЩЬ

### Расчет калорифера

[http://helpeng.ru/programs/ventilation/water\\_heater.php](http://helpeng.ru/programs/ventilation/water_heater.php)

#### 1. Расход тепла на подогрев приточного воздуха

$$Q_t = L \cdot \rho_{\text{возд.}} \cdot c_{\text{возд.}} \cdot (t_{\text{вн.}} - t_{\text{нар.}}),$$

где:  $Q_t$  – тепловая мощность калорифера, Вт;

$\rho_{\text{возд.}}$  – плотность воздуха. Плотность сухого воздуха при 15°C на уровне моря составляет 1,225 кг/м³;

$c_{\text{возд.}}$  – удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·K)=0,24 ккал/(кг·°C);

$t_{\text{вн.}}$  – температура воздуха на выходе из калорифера, °C;

$t_{\text{нар.}}$  – температура наружного воздуха, °C (температура воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 по [Строительной климатологии](#)).

Исходные данные				Мощность калорифера
Расход воздуха	L	<input type="text"/>	м³/ч	Вт
Температура наружного воздуха	t <sub>нар.</sub>	<input type="text"/>	°C	
Температура внутреннего воздуха	t <sub>внутр.</sub>	<input type="text"/>	°C	

#### 2. Расход теплоносителя на калорифер

$$G = (3,6 \cdot Q_t) / (c_w \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}})),$$

где: 3,6 – коэффициент перевода Вт в кДж/ч (для получения расхода в кг/ч);

G – расход воды на теплоснабжение калорифера, кг/ч;

$Q_t$  – тепловая мощность калорифера, Вт;

$c_w$  – удельная теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·K)=1 ккал/(кг·°C);

$t_{\text{пр.}}$  – температура теплоносителя (прямая линия), °C;

$t_{\text{нар.}}$  – температура теплоносителя (обратная линия), °C.

Исходные данные				Расход воды
Мощность калорифера	Q	<input type="text"/>	Вт	кг/ч
Температура теплоносителя (прямая)	t <sub>пр.</sub>	<input type="text"/>	°C	
Температура теплоносителя (обратка)	t <sub>обр.</sub>	<input type="text"/>	°C	

#### 3. Выбор диаметра труб для теплоснабжения калорифера

Расход воды на калорифер , кг/ч

Скорость теплоносителя в трубе											
Ø, мм	Ду 10	Ду 15	Ду 20	Ду 25	Ду 32	Ду 40	Ду 50	Ду 70	Ду 80	Ду 90	Ду 100

## ЛИТЕРАТУРА

1. Авчухов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам тепломассообмена. М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. Андриященко А.И. Основы технической термодинамики реальных процессов. М.: Высшая школа, 1975. - 264 с.
3. Барисович В.А., Смирнов Ю.А. Основы технической термодинамики и теории тепломассообмена. Курс лекций. - СПб.: СПбГПУ, 2010. - 258 с.
4. Беззубцева М.М. Электротехнологии и электротехнологические установки: учебное пособие, 2012. – СПб.: СПбГАУ, 242 с.
5. Беззубцева М.М., Волков В.С. , Пиркин А.Г., Фокин С.А. Энергетика технологических процессов – учебное пособие, 2011. – СПб.: СПбГАУ, 265 с.
6. Беззубцева М.М., Волков В.С. Зубков В.В. Прикладная теория тепловых и массообменных процессов в системном анализе энергоемкости продукции: – учебное пособие, 2013. – СПб.: СПбГАУ, 131 с.
7. Беззубцева М.М., Карпов В.Н., Волков В.С. Энергетическая безопасность АПК – учебное пособие, 2012. – СПб.: СПбГАУ, 242 с.
8. Беззубцева М.М., Волков В.С., Котов А.В. Энергоэффективные электротехнологии в агроинженерном сервисе и природопользовании - учебное пособие, 2012. – СПб.: СПбГАУ. – 260 с.
9. Беззубцева М.М., Ковалев М.Э. Электротехнологии переработки и хранения сельскохозяйственной продукции – учебное пособие, 2012. – СПб.: СПбГАУ. – 242 с.
10. Беззубцева М.М., Карпов В.Н., Волков В.С. Менеджмент интеллектуальной собственности в агробизнесе: – учебное пособие, 2014. – СПб.: СПбГАУ. – 133 с.
11. Беззубцева М.М., Волков В.С., Обухов К.Н., Котов А.В. Компьютерные технологии в научных исследованиях энергоэффективности

- потребительских энергосистем АПК. Методология исследования инновационных электротехнологических процессов в программном комплексе ANSYS», 2014. – СПб.: СПбГАУ. – 260 с.
12. Беззубцева М.М., Волков В.С. Практикум по технологическим расчетам процессов переработки сельскохозяйственного сырья, 2014. – СПб.: СПбГАУ. – 94 с.
13. Беззубцева М.М., Волков В.С. Нанотехнологии в энергетике: учебное пособие, 2012. – СПб.: СПбГАУ. – 133 с.
14. Беззубцева М.М., Волков В.С. Будущее энергетики человечества: учебное пособие, 2014. - СПб.: СПбГАУ. – 133 с.
15. Беззубцева М.М., Гулин С.В., Пиркин А.Г. Энергетический менеджмент и энергосервис в аграрном секторе экономики - учебное пособие, 2014. – СПб.: СПбГАУ. – 186 с.
16. Гулин С.В., Пиркин А.Г. Основы энергетического менеджмента и энергоаудита в аграрном секторе экономики: учебно-методическое пособие, 2011. – СПб.: СПбГАУ. – 85 с.
17. Беззубцева М.М., Мазин Д.А., Тюпин С.В. Энергетика технологических процессов: лабораторный практикум, 2009. – СПб.: СПбГАУ. – 122 с.
18. Халатов А.Н., Беззубцева М.М., Лазарева И.А. Электроmemбранные процессы: учебно-методическое пособие, 2009. – СПб.: СПбГАУ. – 44 с.
19. Беззубцева М.М., Волков В.С., Фокин С.А. Электротехнология. Практикум по электротехнологическим процессам, 2010. – СПб.: СПбГАУ. – 148 с.
20. Беззубцева М.М., Волков В.С., Котов А.В., Обухов К.Н. Инновационные электротехнологии в АПК: учебное пособие, 2015. – СПб.: СПбГАУ. – 148 с.
21. Беззубцева М.М., Волков В.С. Логика и методология в научных исследованиях инжиниринговых энергосистем: учебно-методическое пособие, 2015. – СПб.: СПбГАУ. – 107 с.

22. Беззубцева М.М. Методика организации научно-исследовательской работы магистрантов: учебно-методическое пособие, 2015. – СПб.: СПбГАУ, 67 с.
23. Беззубцева М.М., Волков В.С. Научно-исследовательская работа магистрантов. Патентно-информационные исследования, 2015. – СПб.: СПбГАУ, 151 с.
24. Беззубцева М.М., Волков В.С., Обухов К.Н. Инжиниринг энерготехнологических процессов в АПК, 2015 – СПб: СПбГАУ, 122 с.
25. Беззубцева М.М., Котов А.В. Компьютерные технологии в научно-экспериментальных исследованиях, 2015 – СПб: СПбГАУ, 74 с.
26. Беззубцева М.М., Волков В.С. Электронно-ионные электротехнологии в агроинженерном сервисе и природопользовании: Практикум по электротехнологическим расчетам, 2016. – СПб.: СПбГАУ, 110 с.
27. Беззубцева М.М., Волков В.С. Электротехнологии и электрооборудование в сельском хозяйстве. Раздел 1 «Электротехнологии в сельском хозяйстве»: Учебное пособие для обучающихся по направлению подготовки «Технологии, средства механизации и энергетическое оборудование в сельском, лесном и рыбном хозяйстве», 2016. – СПб.: СПбГАУ, 242 с.
28. Беззубцева М.М., Гулин С.В., Пиркин А.Г. Менеджмент и инжиниринг в энергетической сфере агропромышленного комплекса: Учебное пособие, 2016. – СПб.: СПбГАУ, 152 с.
29. Беззубцева М.М., Волков В.С. Основы научных исследований в энергетике, 2016. – СПб.: СПбГАУ, 209 с.
30. Беззубцева М.М., Волков В.С. Научное обоснование энергоэффективности технологических процессов: учебное пособие, 2016. – СПб.: СПбГАУ, 264 с.
31. Беззубцева М.М., Волков В.С. Научное обоснование энергоэффективности технологических процессов: практикум по энерготехнологическим расчетам, 2016. – СПб.: СПбГАУ, 200 с.



- 32.Беззубцева М.М., Волков В.С. Инжиниринг переработки и хранения сельскохозяйственной продукции. Часть 1 Ультразвуковые технологии : учебное пособие, 2016. – СПб.: СПбГАУ, 164 с.
- 33.Беззубцева М.М. Энергетический менеджмент и инжиниринг энергосистем (программа магистратуры) // Международный журнал экспериментального образования. – 2015. – № 1. – С. 44-46.
- 34.Ветошкин А. Г. Процессы и аппараты защиты окружающей среды. Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 2008. – 639с.
- 35.Ветошкин А.Г. Процессы и аппараты защиты гидросферы. Учебное пособие. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2004. –188с.
- 36.Грот С.Р., Мазур П. Неравновесная термодинамика, М.: Мир, 1964.
- 37.ГОСТ Р 51750-2001- Энергосбережение. Методика определения энергоемкости при производстве продукции и оказании услуг в технологических энергетических системах. Общие положения. Дата введения 2002—01—01.
- 38.Гайдук В.Н., Шмигель В.Н. Практикум по электротехнологии. – М.: Агропромиздат, 1989 г.
- 39.Данилов О.Л.Энергосбережение в энергетике и технологиях. М.:МЭИ, 2003. – 32 с.
- 40.Документ МГС «Энергосбережение. Методика определения полной энергоемкости продукции, работ и услуг». (Технический секретариат Межгосударственного Совета по стандартизации, метрологии и сертификации № 3229 от 19 марта 1999 г.)
- 41.Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1995. – Ч. 1. – 400 с.
- 42.Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. Изд. 3-е. в 2-х кн: часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. - М.: Химия, 2002. – 400 с.

43. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. Изд. 3-е. в 2-х кн: часть 2. Массообменные процессы и аппараты. - М.: Химия, 2002. – 400 с.
44. Драганов Б.Х., Кузнецов А.В., Рудобашта С.П. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. – М.: Агропромиздат, 1990. – 463 с.
45. Живописцев Е.Н., Косицин О.А. Электротехнология и электрическое освещение. – М.: Агропромиздат, 1990 г.
46. Задорский В.М. Интенсификация химико-технологических процессов на основе системного подхода. – Киев: Техника, 1989. – 208 с.
47. Каневец Г.Е., Евдокимов В.Ю., Розенфельд А.И.. Иерархия критериев эффективности химико-технологических, энерготехнологических и теплоэнергетических систем и их элементов // Хим. технология. – 1987. – № 5. – С. 5 –13.
48. Карабасов Ю.С., Чижикова В.М., Плущевский М.Б. Экология и управление. Термины и определения. — М.: МИСИС, 2001. – 256 с.
49. Карасенко В.А., Заяц Е.М., Баран А.И., Корко В.С. Электротехнология. – М.: Колос, 1992 г.
50. Кардашев Г.А. Физические методы интенсификации процессов химической технологии. – М.: Химия, 1990. – 208 с.
51. Карпов В.Н., Юлдашев З.Ш. Энергосбережение и метод конечных отношений.-СПб.: СПбГАУ 2010. – 147 с.
52. Карпов В.Н., Беззубцева М.М. и др. Способ контроля и управления энергопотреблением. Патент № 2212746 РФ.Опубл. 20.09.2003. Бюл. № 26.
53. Карпов В.Н. Введение в энергосбережение на предприятиях АПК. – СПб.: СПбГАУ, 1999. – 72 с.
54. Карпов В.Н., Ракутько С.А.. Способ энергосбережения в энерготехнологических процессах. Патент № 2357342 РФ. Опубл. 27.05.2009. Бюл. №15.

55. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. - М., 2005. – 753с.
56. Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Арутюнов С.Ю. Системный анализ процессов химической технологии. Кн. 5: Процессы измельчения и смешения сыпучих материалов. – М.: Наука, 1985. – 440 с.
57. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. М.: Энергия, 1972.
58. Ляшков В. И. Теоретические основы теплотехники: Учеб. пособие. 2-е изд., стер. М.: Изд-во Машиностроение-1, 2005. – 260с.
59. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1998.
60. Немчин А.Ф. Новые технологические эффекты тепломассопереноса при использовании кавитации // Пром. теплотехника. – 1997. – Т. 19, № 6. – С. 39 – 47.
61. Никифоров А.Н., Токарев В.А. и др. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. — М.: ВИМ, 1995
62. Промтов М.А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика. – М.: Машиностроение, 2001. – 260с.
63. Промтов М.А. Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества: Учебное пособие. – М.: «Издательство Машиностроение –1», 2004. – 136 с.
64. Иванец В.Н., Крохалев А.А., Бакин И.А. Процессы и аппараты пищевых производств: конспект лекций по курсу ПАПП Ч. 2. Кемерово: КТИПП, 2002. – 268 с.
65. Процессы и аппараты химической технологии. Явления переноса, макрокинетика, подобие, моделирование, проектирование. В 5 т. Т. 2: Механические и гидромеханические процессы / Под ред. А.М. Кутепова – М.: Логос, 2001. – 600 с.

- 66.Р 50-605-89–94. Рекомендации по стандартизации. Энергосбережение. Порядок установления показателей энергопотребления и энергосбережения в документации на продукцию и процессы. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1996
- 67.Ракутько, С.А. Прикладная теория энергосбережения в энерготехнологических процессах АПК: основные положения и практическая значимость / С.А.Ракутько // Известия РАН. Энергетика.- 2009.-№6. –С.168-175.
- 68.Рекомендации по стандартизации. Методы подтверждения показателей энергетической эффективности общие требования. Госстандарт России. - М.: 2000 № 428-ст.
- 69.Рогов И.А., Горбатов А.В. Физические методы обработки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 584с.
- 70.Сажин Б.С., Булеков А.П. Эксергетический метод в химической технологии. – М.: Химия, 1992. – 208 с.
- 71.Салихов З.Г. Системы управления сложными технологическими объектами. Монография. – М.: Теплоэнергетик, 2004. – 495с.
- 72.Светлов Ю.В. Интенсификация тепловых гидродинамических процессов в аппаратах с турбулизаторами потока. Теория, эксперимент, методы расчета. – М.: Энергоатомиздат, 2003. –304с.
- 73.Систер В.Г., Мартынов Ю.В. Принципы повышения эффективности тепломассообменных процессов. – Калуга: Издательство Н. Бочкаревой, 1998. – 508с.
- 74.Справочник по теплоснабжению сельскохозяйственных предприятий /В.В.Жабо, Д.П.Лебедев, В.П.Мороз и др. Под общ. ред.В.В. Уварова. – М.: Колос,1983.– 320с.
- 75.Справочник по теплообменникам. Том 2. Перевод О.Г.Мартыненко. М.:Энергоатомиздат, 1989.
- 76.Стабников В.Н. Процессы и аппараты пищевых производств. - М.: Пищевая промышленность, 1976. - 663 с.

- 77.Стандарты серии управления энергоэффективностью BS EN 16001:2009 и ISO 50001.
- 78.Стратегия инновационного развития агропромышленного комплекса российской Федерации на период до 2020 года. Москва. 2011.
- 79.Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. М.: Изд-во МГТУ, 1997. – 165 с.
- 80.Эткин В.А. Термокинетика (термодинамика неравновесных процессов переноса и преобразования энергии). Тольятти, 1999.
- 81.Эткин В.А. К термодинамической теории производительности технических систем. //Изв. АН СССР. Энергетика, 2000.- №1.-С.99 -106.
- 82.Эткин В.А. Синтез и новые приложения теорий переноса и преобразования энергии: Дисс. ...д-ра техн. наук. М., 1998. – 213 с.
- 83.Федеральный закон Российской Федерации от 23 ноября 2009 г. N 261-ФЗ "Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации " Опубликовано 27 ноября 2009 г. Вступает в силу 27 ноября 2009 г.
84. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов, М.: Мир, 1967.
- 85.Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009г.
- 86.International Standard ISO 13600 Technical energi systems — Basic concepts. First edition 1997-11-15 (Международный стандарт ИСО 13600:1997. Энергосистемы технические. Основные понятия)

**ПРИКЛАДНАЯ ТЕОРИЯ ТЕПЛОВЫХ И МАССООБМЕННЫХ  
ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМНОМ АНАЛИЗЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ  
ПРОДУКЦИИ**

**РАЗДЕЛ 1**  
**Тепловые процессы**

**ПРАКТИКУМ**  
**для обучающихся по направлению 35.04.06 Агроинженерия, профиль**  
**«Энергетический менеджмент и инжиниринг энергосистем»**

Марина Михайловна Беззубцева  
Владимир Сергеевич Волков

Редактор Тишин В.П.  
Корректор Ахутина С.А.