Приложение 3

Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»
в г. Смоленске

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА

Направление подготовки: 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Профиль: «Энергообеспечение предприятий»

Уровень высшего образования: бакалавриат

Нормативный срок обучения: 4 года

Форма обучения: очная

Год набора: 2020

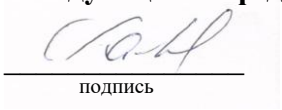
Смоленск

Методические материалы составил:

_____ _ст. преподаватель_ _Фокин А.М._
подпись ФИО

«_24_» _июня_ 2020 г.

Заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»:



_____ _В.А. Галковский_
подпись Ф.И.О.

«_02_» _июля_ 2020 г.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические указания для обучающихся по освоению дисциплины «Тепломассообменное оборудование предприятий» разработаны для подготовки студентов по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиль «Энергообеспечение предприятий» в соответствии с рабочей программой дисциплины «Тепломассообменное оборудование предприятий» и включают:

Учебно-методическое обеспечение лекционных занятий

Методические рекомендации по выполнению практических занятий

Методические рекомендации по выполнению лабораторных работ

Методические рекомендации к самостоятельной работе студентов по дисциплине «Тепломассообменное оборудование предприятий».

Учебно-методическое обеспечение лекционных занятий
по дисциплине

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

Лекция №1.

Характеристика курса.
Классификация тепломассообменных установок

Рациональное использование топливно-энергетичеких и сырьевых ресурсов на действующих и строящихся промышленных предприятиях в современных условиях обеспечивается на основе принципов энергосберегающей, малоотходной и безотходной технологии и энерготехнологического комбинирования.

К наиболее распространенным процессам относят: нагревание, охлаждение, конденсация, выпаривание, сушку, дистилляцию, ректификацию, плавление, кристаллизацию, затвердевание. Некоторые из них часто сопровождаются не только тепло-, но и массообменом(сорбцией, диффузией).

Основными элементами тепломассообменных установок являются теплообменные и тепломассообменные аппараты, камеры и другие устройства.

Теплообменный аппарат(теплообменник) – устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя или несколькими средами.

Устройства, в которых между двумя или более средами происходит массообмен, называют массообменными аппаратами.

Аппараты, в которых одновременно протекают тепло- и массообмен, называют тепломассообменниками. Перенос теплоты в них может осуществляться конвекцией, кондукцией, лучеиспусканием, при наличии фазовых и химических превращений газообразных, жидких и твердых веществ. Движущиеся среды, обменивающиеся теплотой или применяемые при передачи теплоты от более нагретых тел и веществ к менее нагретым, называют теплоносителями.

Признаки:

1. *По уровню температур:*
- высокотемпературные (t> 400 °C) – огнетехнические установки с горением топлива, плавильные печи и котлы.
- среднетемпературные (t = 100 - 400 °C) - теплообменные установки, преобразующие энергию одного теплоносителя в энергию другого.
- низкотемпературные (t = 100 – 150 °C) – системы вентиляции , холодильные установки.

2. *По принципу действия:*
- Поверхностные – основные теплообменники –
  1. рекуперативные (перенос тепла через разделительную стенку)
  2. регенеративные (с помощью промежуточного теплоносителя, обычно твердые)
- Контактные(смесительные) – деаэраторы
- С внутренним источником тепла –
  1. ТЭН(Теплоэнергонагреватель)
  2. ТВЭЛ – ядерных реакторов

3. *По назначению:*
- Рекуперативные аппараты общего назначения-

системы отопления, ГВС, вентиляции (калориферы)
- Аппараты периодического действия – нагрев вещества →преобразование → использование тепла : аккумуляторы, водонагреватели
- Выпарные установки
- Ректификационные установки
- Тепловые насосы
- Холодильные установки

4. *По схемам движения теплоносителей и сред:*

- Прямоточные (холодный сонаправлен горячему)
- Противоточные (в разные стороны)
- Перекрестного тока со сложной схемой движения.

Лекция №2.

Характеристика теплоносителей.

Теплоносители классифицируют по назначению, агрегатному состоянию и диапазону рабочих температур и давлений.

По назначению выделяют греющий теплоноситель, охлаждающий теплоноситель, или хладоноситель, промежуточные тепло- и хладоносители, хладагент (рабочее тело в холодильных циклах), сушильный агент и т. п. По агрегатному состоянию различают однофазные и многофазные (чаще двухфазные) теплоносители. К однофазным относятся низкотемпературная плазма (пламя); газы, неконденсирующиеся пары, смеси газов и неконденсирующихся паров; не кипящие и не испаряющиеся при рабочем давлении жидкости, их смеси, растворы; твердые материалы (чаще сыпучие). К двухфазным и многофазным теплоносителям относятся кипящие, испаряющиеся и распыляемые газом жидкости, конденсирующиеся пары, парогазовые смеси при конденсации содержащихся в них паров; плавящиеся и затвердевающие, возгоняющиеся (сублимирующие) и десублимирующие твердые вещества, пены, газовзвеси, аэрозоли и другие запыленные газовые потоки; эмульсии, суспензии, шламы, пасты и прочие реологически сложные системы.

По диапазону рабочих температур выделяют высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные теплоносители и теплоносителе применяемые при криогенных температурах. К высокотемпературным газообразным теплоносителям, относят дымовые или топочные газы. Их температура может достигать 1500 °С. К высокотемпературным теплоносителям в виде капельных жидкостей принято относить вещества, температура кипения которых при атмосферном давлении превышает 200 °С. Это минеральные масла, кремнийорганические и дифенильные соединения, расплавы солей и жидкие металлы К среднетемпературным теплоносителям в первую очередь относят водяной пар, воду и воздух. Пар используют при температурах до 650 °С. Низкотемпературные теплоносители принято считать такие, температура кипения которых при давлении 0,1Мпа обычно не превышает 0°С. К ним относятся холодильные агенты.

Самый распространенные теплоносители – водяной пар и холодная вода, топочные и дымовые газы, воздух. В значительной степени это объясняется их доступностью и нетоксичностью.

Схемы движения теплоносителей

Если участвующие в тепломассообмене горячая и холодная среды перемещаются вдоль поверхности нагрева в одном и том же направлении, тепломассообменный аппарат называют *прямоточным,* при встречном движении теплоносителей и сред — *противоточным,* а при перекрестном движении — *перекрестноточным.* Перечисленные схемы движения теплоносителей и сред в аппаратах называют *простыми.* В том случае, когда направление движения хотя бы одного из потоков по отношению к другому меняется, говорят о *сложной схеме* движения теплоносителей и сред.

Схемы и конструкция рекуперативных аппаратов

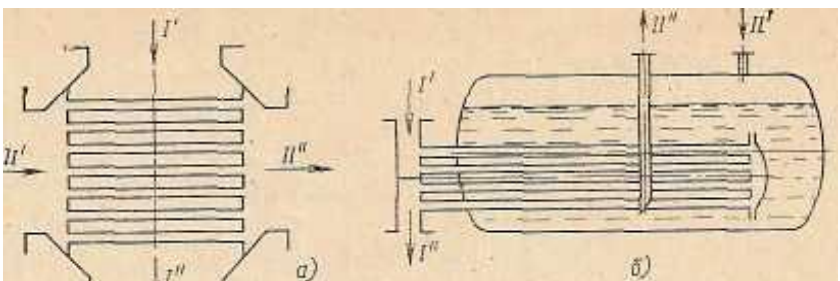


Рис. Принципиальные схемы рекуперативных поверхностных и контактных теплообменников: а- рекуперативного непрерывного действия, б – рекуперативного периодического действия, I’ и I’’ – вход и выход греющего теплоносителя, II’ и II’’ – вход и выход нагреваемого теплоносителя.

В рекуперативных теплообменниках передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их стенку. В регенеративных теплообменниках греющий и нагреваемый теплоносители поочередно омывают одну и ту же сторону поверхности нагрева (насадки) (рис.). Во время соприкосновения с греющим теплоносителем стенка (насадка) нагревается, т. е. аккумулирует теплоту, а во время соприкосновения с нагреваемым теплоносителем отдает ему теплоту и охлаждается.

Рекуперативные аппараты работают или в периодическом, или в стационарном тепловом режиме. Аппараты периодического действия представляют собой обычно сосуды большой вместимости, которые через определенные промежутки времени заполняют обрабатываемым материалом или одним из теплоносителей, нагревают или охлаждают его и затем удаляют (выгружают). В стационарном режиме работают, как правило, аппараты непрерывного действия. При этом в них поддерживают постоянные во времени расходы, концентрации, температуры сред на входе в аппарат и выходе из него. Изменение расходов теплоносителей и их параметров в аппаратах непрерывного действия имеет место при их включении и выключении из работы и при переходе с одного стационарного режима на другой.

Если участвующие в тепломассообмене горячая и холодная среды перемещаются вдоль поверхности нагрева в одном и том же направлении, тепломассообменный аппарат называют *прямоточным,* при встречном движении теплоносителей и сред — *противоточным,* а при перекрестном движении — *перекрестноточным.* Перечисленные схемы движения теплоносителей и сред в аппаратах называют *простыми.* В том случае, когда направление движения хотя бы одного из потоков по отношению к другому меняется, говорят о *сложной схеме* движения теплоносителей и сред.

Путь, пройденный теплоносителем в тепломассообменном аппарате без изменения направления движения, называют *ходом.* Тепломассообменные аппараты, в которых какой-либо из потоков меняет направление 1, 2, 3, ..., n раз, называют соответственно двух-, трех-, четырех- и (n+1) -ходовыми аппаратами по данному теплоносителю или среде.

Если обмен теплотой и массой в аппарате происходит между двумя потоками, то его называют *двухпоточным,* при трех потоках — *трехпоточным* и т. д.

Лекция №3.

Основы конструктивного расчета рекуперативного теплообменного аппарата.

В практике расчета и проектирования теплообменных аппаратов принято различать тепловой конструктивный, тепловой поверочный, компоновочный, гидравлический, механический и технико – экономический расчеты.

Тепловой конструктивный расчет выполняют с целью создания нового по конструкции аппарата или выбора его из числа стандартных. При этом известны расходы, начальные температуры и основные

свойства теплоносителей, тепловая мощность аппарата. Часто вместо тепловой мощности заданы конечные температуры теплоносителей. В результате расчета определяют площадь поверхности и основные конструктивные размеры аппарата. В поверочном расчете обычно требуется определить конечные температуры теплоносителей или тепловую мощность при известных размерах, начальных параметрах и свойствах теплоносителей. Тепловой конструктивный расчет проводят обычно совместно с компоновочным и гидравлическим расчетами.

В компоновочном расчете устанавливают основные соотношения между площадью поверхности теплообмена, проходными сечениями каналов для теплоносителей, числом ходов, габаритными размерами теплообменника.

Целью гидравлического расчета является определение гидравлических сопротивлений проходных каналов теплообменника и затрат мощности на перемещение теплоносителей и технологических сред. Если они оказываются выше предусмотренных заданием, составляемым с учетом условий эксплуатации и возможностей изготовления аппарата, то вносят изменения в принятые при тепловом расчете поперечные и продольные размеры каналов, скорости теплоносителя, изменяют на этой основе компоновку (например, увеличивают или уменьшают число ходов, изменяют схему соединения секций аппарата и т. п.) или заменяют ранее выбранный тип аппарата на другой. После этого тепловой компоновочный и гидравлический расчеты повторяют до тех пор, пока не будут удовлетворены указанные ограничения. В задании могут быть указаны и другие виды ограничений, например по габаритам, массе теплообменника и т. д.

Как правило, рассчитываемые теплообменники выбирают из числа стандартных, выпускаемых промышленностью. Детальное проектирование и создание новых теплообменных аппаратов оправдано лишь в тех случаях, когда выпускаемые промышленностью аппараты не удовлетворяют заданным условиям их эксплуатации или не могут быть использованы по каким-либо иным соображениям.

Следующим этапом при проектировании теплообменных аппаратов является механический расчет, т. е. проверка деталей аппарата и их соединений на прочность, плотность и жесткость. При этом уточняются толщины трубных решеток, труб, обечаек, днищ и других деталей. Если теплообменник выбирают из стандартных или нормализованных (выпускаемых по отраслевым нормалям), то сравнивают расчетные давление и температуру в аппарате с допустимыми. В результате механического расчета также могут быть внесены изменения в принятые в тепловом и компоновочном расчетах размеры деталей аппарата, но обычно это не сказывается на размерах каналов, площади поверхности и габаритах теплообменника. Если аппарат предназначен для работы под давлением более 0,7-10^5 Па, то его конструктивное выполнение должно соответствовать правилам Госгортехнадзора.

Совокупность теплового конструктивного, компоновочного, гидравлического, механического и технико-экономического расчетов, в результате которых определяют затраты на изготовление, монтаж и эксплуатацию теплообменного аппарата, называют проектным расчетом.

При проектировании теплообменных аппаратов приходится считаться с рядом противоречивых факторов. Например, увеличение скорости теплоносителей или уменьшение поперечных размеров каналов, с одной стороны, интенсифицирует теплообмен, а с другой, ведет к росту гидравлических сопротивлений и затрат энергии на привод насосов и вентиляторов. Применение легированных сталей повышает коррозионную стойкость деталей аппарата и увеличивает срок его службы, но одновременно приводит к усложнению процесса изготовления и росту стоимости теплообменника. Окончательный ответ, на вопрос об оптимальных скоростях и параметрах теплоносителей, размерах деталей, аппарата и применяемых для их изготовления материалов дает технико-экономический расчет.

Имеющиеся в настоящее время возможности применения ЭВМ, разработанные численные методы и методы математического моделирования теплообменных аппаратов позволяют производить оптимизационные расчеты при изменении конструктивных размеров, термо- и. гидродинамических параметров и других факторов в широком диапазоне.

Расчёт рекуперативных теплообменников

Тепловой расчёт.

1. Определение поверхности нагрева:

Рассмотрим кожухотрубчатый одноходовой рекуперативный теплообменник общего назначения (подготовка горячей воды).

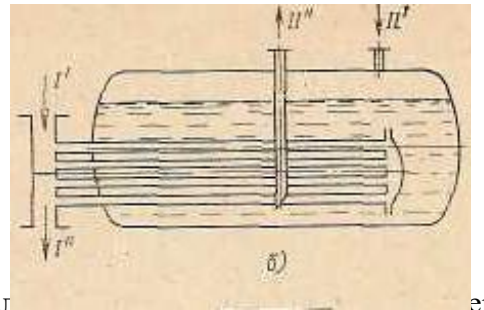


Рис. Принципиальная схема рекуперативного поверхностного теплообменника: – рекуперативного периодического действия, I' и I'' – вход и выход греющего теплоносителя, II' и II'' – вход и выход нагреваемого теплоносителя.

1. горячий теплоноситель
2. холодный теплоноситель

Дано:

1. Тип теплоносителя – теплофизические свойства (определяемые температурой)
2. Расход G_2 (кг/с)
3. Температуры $t_2^{/}, t_2^{//}$ (Температуры холодной воды на входе и выходе)
4. Температура $t_1^{/}$

Определить: F(м^2) и конструкцию.

Решение

$\boxed{Q = kF\Delta\bar{t}}$ - уравнение теплопередачи.

K – коэффициент теплопередачи , Вт/(м^2°C)
F- поверхность нагрева
$\Delta\bar{t}$ - средний температурный напор
Q – тепловая производительность, мощность теплообменного аппарата, Вт

1) Уравнение теплового баланса
Q - ?
Случай а: теплоносители однофазные , вода-вода и т.д., нет фазовых превращений

$Q_1 = G_1 C_{p1}(t_1^{/} - t_1^{//})$

$Q_2 = G_2 C_{p2}(t_2^{/} - t_2^{//})$

$\eta_{TП} \cdot Q_1 = Q_2$

$\eta_{TП}$ - коэффициент тепловых потерь, 0,95-0,98

Случай б: 1 или 2 теплоносителя проходит через фазовые превращения(пар превращается в воду для горячего теплоносителя)

$Q_1 = G_1(h_1^{/} - h_1^{//}) = G_1 r$

h=f(t,p) – из таблиц термодинамики.

r- теплота удельного парообразования (если пар на входе насыщенный, и конденсат на выходе не переохлажден , тогда $Q_1 = G_1 r$)

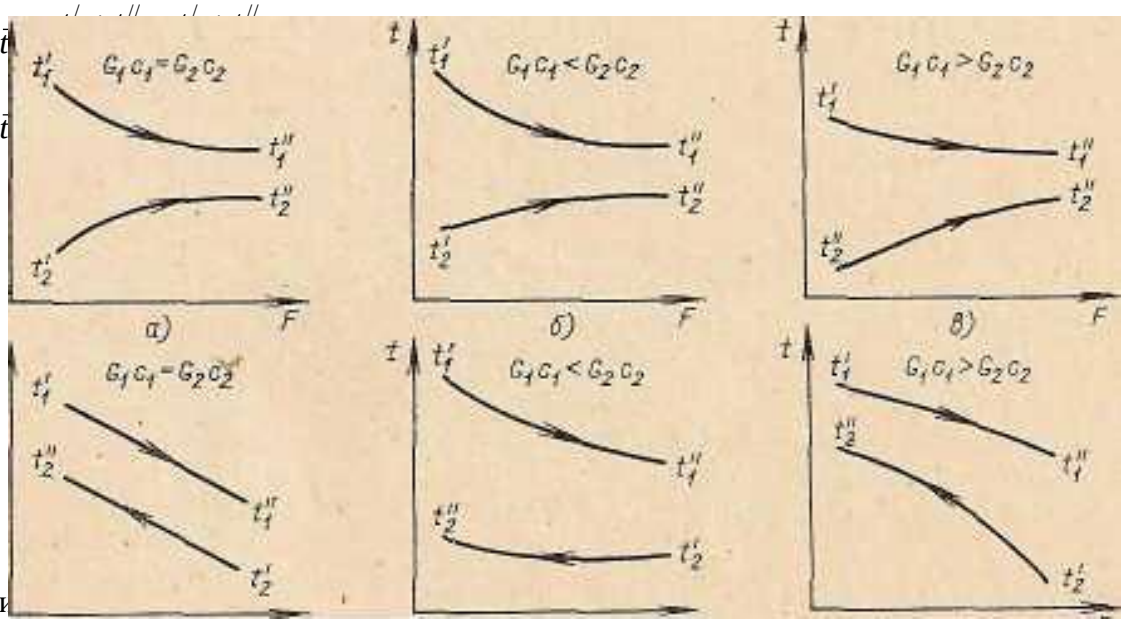
$Q_2 = G_2(h_2^{/} - h_2^{//}) = G_2 \Delta h_2$ - при совершении фазового перехода.

2) Уравнение среднего температурного напора

Температурный напор – средняя разность между теплоносителями

$\boxed{\Delta \bar{t} = \bar{t}_1 - \bar{t}_2}$

а) среднеарифметический;



Ри непрерывного действия.

а—в — при прямоточном и *г*—е — при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений.

l – длина трубы.

В зависимости от соотношения величин $\Delta t_Б$ и Δt_M :

$$\frac{\Delta t_Б}{\Delta t_M} < 1.4 \rightarrow \Delta \bar{t}_a = \frac{t_1^{/} + t_1^{//}}{2} - \frac{t_2^{/} + t_2^{//}}{2}$$

б) среднелогарифмический

$$\Delta \bar{t}_л = \frac{\Delta t_Б - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_Б}{\Delta t_M}} \rightarrow \text{при } \frac{\Delta t_Б}{\Delta t_M} > 1.4$$

3) Коэффициент теплопередачи: к - ?

Для плоской стенки - $k = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \dfrac{1}{\alpha_2} + R_{загр}}$, Вт/ м^2°С

$R_{загр}$ – термическое сопротивление загрязнения

$\alpha_1 > \alpha_2$ → Nu

$\delta_{ст} = \dfrac{dн + dв}{2}$

$dн, dв$ - наружный и внутренний диаметр стенки

$\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности стенки

3. Особенности расчета рекуперативных теплообменников

1) Для пароводяных ТО (пар - горячий теплоноситель) – бойлеров справедливо уравнение:

$Q = rG$, Вт

r- теплота парообразования

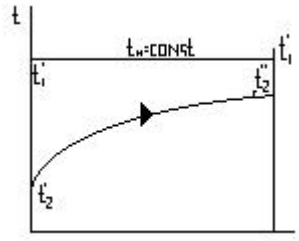
$r=f(t_н)$, кДж/кг

Подается сухой насыщенный пар, а , конденсат на выходе не переохлаждается, т.е. теплообмен сопровождается конденсацией пара, $tн = t_1^{/} = t_1^{//}$, коэффициент теплоотдачи α_1 → max во всех процессах теплообмена.

α_1 → max (10-50 тыс. , Вт/ м^2°С)

2) Для пароводяных теплообменников

t- функция от F(поверхности) и длины труб.



$\Delta\bar{t}_{противоток} = \Delta\bar{t}_{прямоток}$

3) Расчет температурного напора для сложных схем ($\Delta\bar{t}$)

$\Delta\bar{t}$ рассчитывается по специальной номограмме

$\Delta\bar{t} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{противоток}$

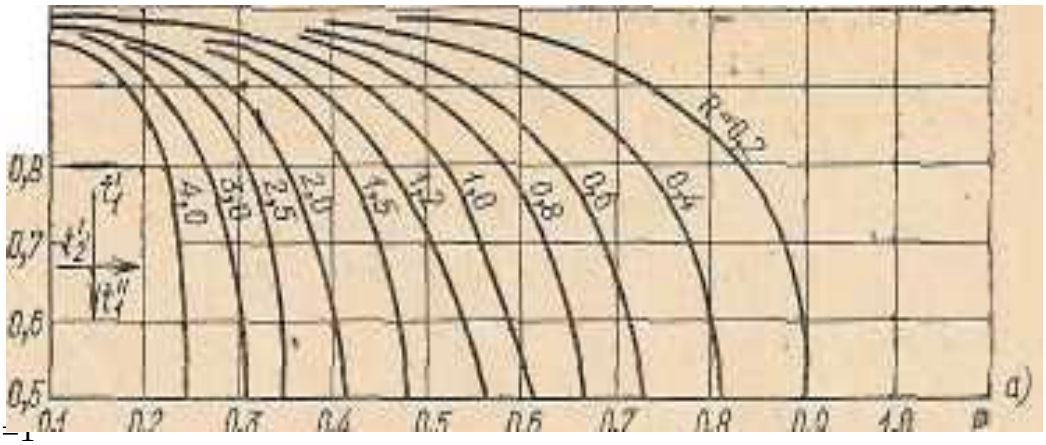
$\varepsilon_{\Delta t}$ - поправочный коэффициент

$\varepsilon_{\Delta t}$ = f(P,R)

P,R – условные величины

$P = \dfrac{t_2^{//} - t_2^{/}}{t_1^{/} - t_2^{/}}$

$$P = \frac{t_1^{/} - t_1^{//}}{t_2^{//} - t_2^{/}}$$



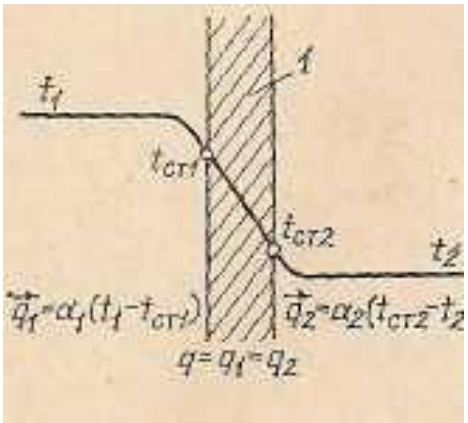
$\varepsilon_{\Delta t} < 1$

$\varepsilon_{\Delta t}$ = для противотока

$$\Delta \bar{t}_{прот} = \frac{\Delta t_Б - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_Б}{\Delta t_M}}$$

4) α_1, α_2 - ?

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{загр}}$$



$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1 = \alpha_1 (t_{ж1} - t_c)$

t_c - ?

а) t_c задают , а потом уточняют методом итераций.

$t_c \in (t_{ж1}, t_{ж2})$

б) Метод эффективности.

$\frac{dн}{dв} = 20/18$ → задается скорость w

в) Графоаналитический метод.

Лекция №4.

Лекция №5.

Лекция №6.

Лекция №7.

H-d диаграмма влажного воздуха.

Процессы смешения в H-d диаграмме.

Принцип действия смесительных теплообменников.

Расчёт процессов смешения. Особенности построения процесса смешения для скруббера.

H-d диаграмма влажного воздуха.

L, кг – воздух.

D, кг – пар.

1) x – влагосодержание

x = D/L, [кг влаги / кг воздуха]

d = 1000·x, [г влаги / кг воздуха]

2) φ – относительная влажность

$\varphi = \rho / \rho_{нас}$, [%]

ρ – концентрация пара во влажном воздухе.

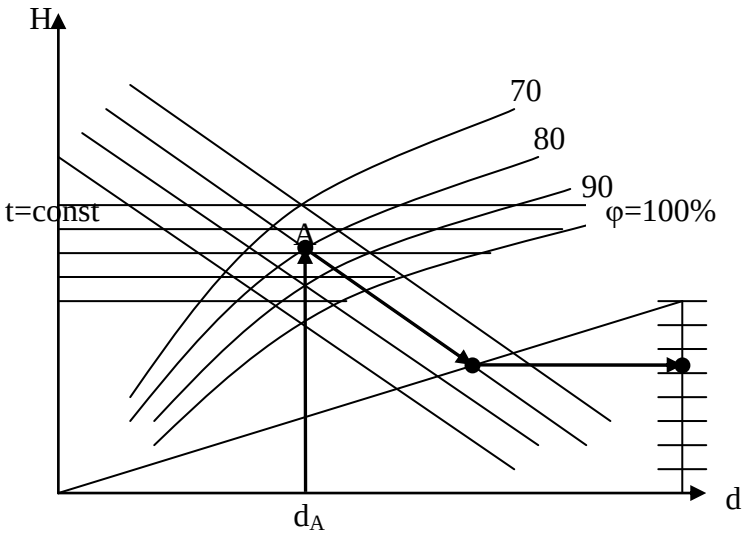
3) t_p – температура точки росы (φ = 100%)

4) $p_п$ – парциальное давление пара в воздухе.

Закон Дальтона: $\sum p_i = p_{см}$.

5) H – энтальпия влажного воздуха [кДж / кг]

H = f(t, d, φ) – формула Рамзина.

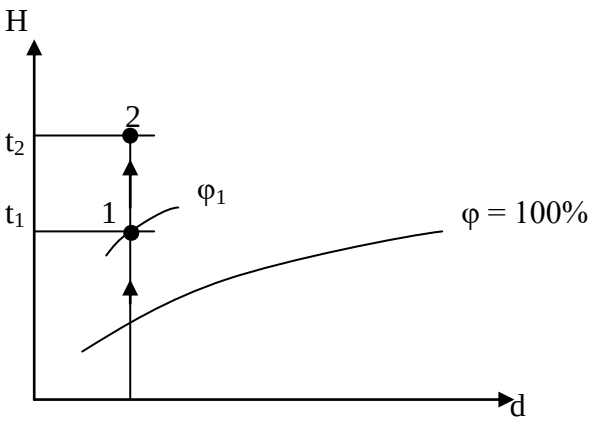


т. A(φ, t) → H_A, d_A, $p_п$.

Процессы смешения в H-d диаграмме

1) Нагрев влажного воздуха (d = const).

т. $1(\varphi_1, t_1)$ до $t_2 \rightarrow \Delta H = H_2 - H_1$ - количество теплоты, которое нужно для нагрева воздуха от t_1 до t_2.

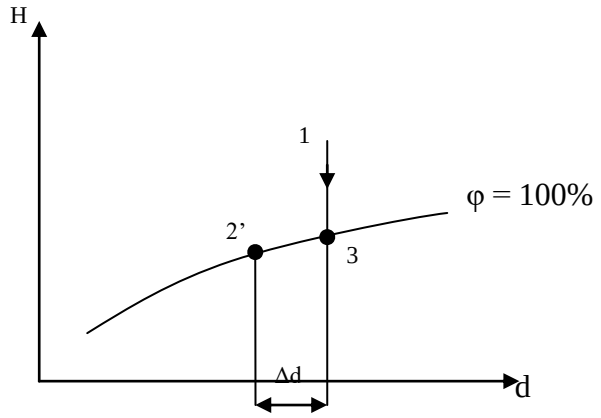


2) Охлаждение влажного воздуха $(t_2 < t_1)$

φ = 100% → t_p

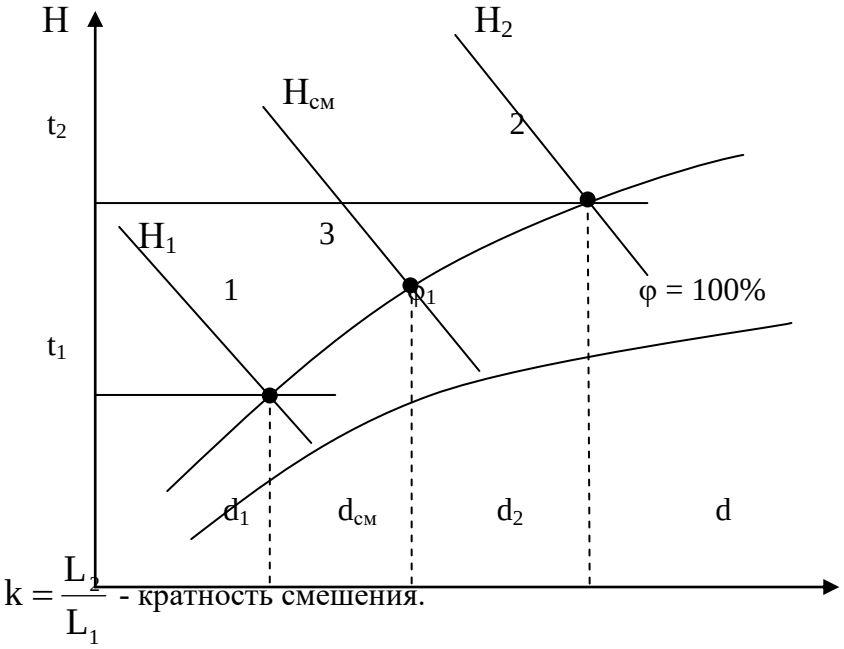
При охлаждении происходит осушка воздуха, часть влаги выпадает и определяется Δd.

$\Delta d = d_2 - d_2'$.



3) Смешение воздуха различных параметров.

$$L_1(\varphi_1, t_1), L_2(\varphi_2, t_2) \Rightarrow H_{см}, d_{см}, \ldots$$



$k = \frac{L_2}{L_1}$ - кратность смешения.

а) уравнение материального баланса по пару:

$$d_1 \cdot L_1 + d_2 \cdot L_2 = d_{см} \cdot (L_1 + L_2),$$

$$d_1 + d_2 \cdot k = d_{см} \cdot (1 + k),$$

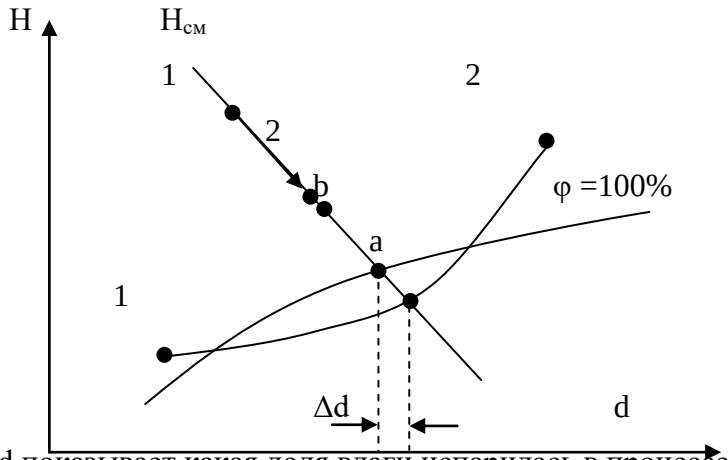
$$d_{см} = \frac{d_1 + k \cdot d_2}{1 + k}.$$

б) уравнение теплового баланса:

$$H_1 \cdot L_1 + H_2 \cdot L_2 = H_{см} \cdot (L_1 + L_2),$$

$$H_{см} = \frac{H_1 + k \cdot H_2}{1 + k}.$$

4) Процесс смешения при пересечении линии φ = 100%.



Δd показывает какая доля влаги испарилась в процессе смешения.

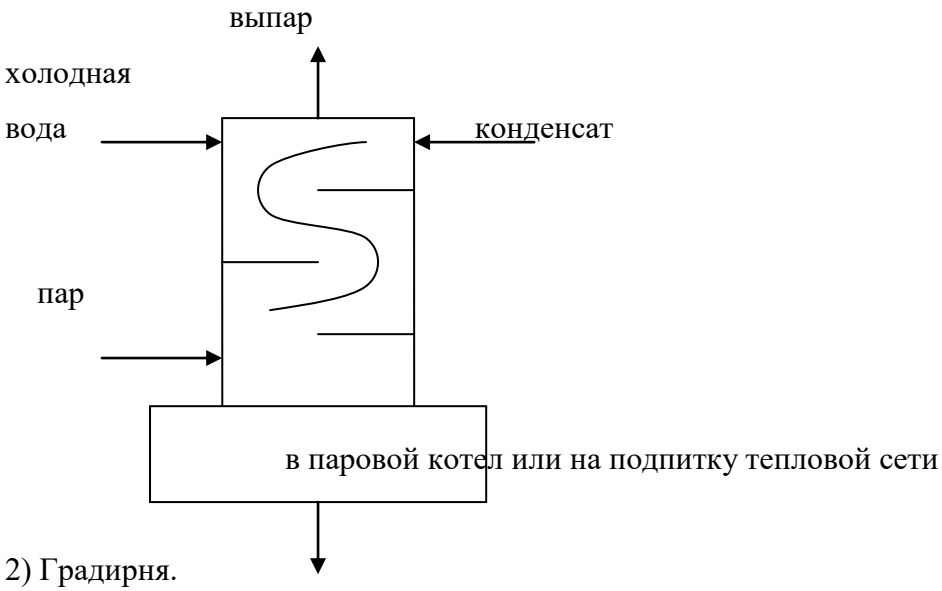
$H_{см}$=const – процесс адиабатного испарения.

1-2 - процесс адиабатного испарения.

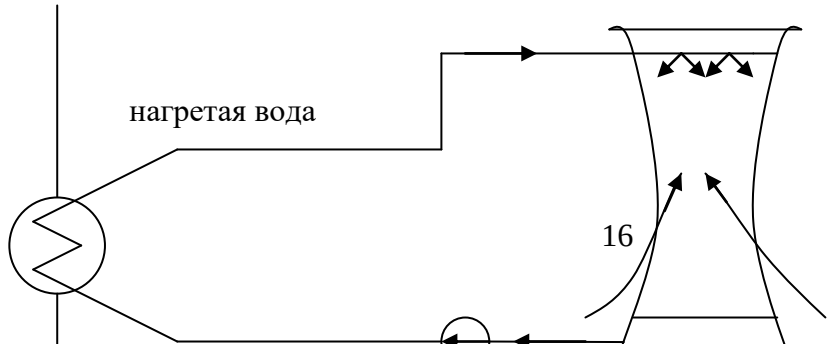
Смесительные (контактные) теплообменники.

Сопровождаются совместными процессами тепло- и массообмена при непосредственном контакте двух или нескольких теплоносителей.

1) Деаэратор – осуществляет удаление из жидкости газов.



2) Градирня.



К

воздух

Расчет скруббера.

Скруббер – устройство со смешением теплоносителей через их непосредственный контакт.

Существуют 2 типа скрубберов: полые и насадочные.

Особенность расчета скрубберов:

1) учет массообмена;
2) определение Δt.

Лекция №8.

Процессы сушки. Кинетика сушки. Кривые скорости сушки.

Свойства влажных материалов и характеристика процессов сушки.

Назначение: удаление влаги с целью повышения прочности строительных материалов, повышение теплоты сгорания твердых топлив, снижение массы при транспортировке материалов, увеличение срока хранения различной продукции.

Два направления удаления влаги из материала:

1) Механический:

а) отстойники (осветлители) – удаление примесей, отстой влаги из материала;

б) центрифуги – удаление влаги под действием центробежных сил;

в) фильтрование вакуумным способом или при повышении давления.

2) Термическая сушка – удаление влаги за счет подвода тепла путем ее испарения с поверхностей:

а) естественная сушка – без искусственных мероприятий (солнце, воздух);

б) искусственная сушка – с использованием механических устройств (вентиляторы, воздуходувки).

Теплоноситель – уходящие газы (если температура материала позволяет его использовать); нагретый воздух (в калориферах); перегретый пар.

Материалы для сушки подразделяются по физико-химическим свойствам на две группы:

1) Коллоидные (тестообразные) материалы;

2) Капиллярно-пористые материалы.

Влага в материале имеет 3 формы связи:

1) Химическая – неудаляемая влага;

2) Физико-химическая - частично удаляемая;

3) Механическая – практически удаляемая влага при сушке;

Основные характеристики процесса сушки:

1) Влагосодержание – количество влаги в материале;

w – влагосодержание.

а) w^c - влагосодержание на сухую массу,

$$w^c = \frac{G_{вл}}{G_c}.$$

б) w^o - влагосодержание на общую массу.

$$w^o = \frac{G_{вл}}{G_c + G_{вл}},$$

$$w^c \cdot G_c = w^o \cdot (G_c + G_{вл}),$$

$$w^c = w^o \cdot (1 + w^c).$$

в) $w_н, w_к$ - начальное и конечное влагосодержание.

г) $w_р$ - равновесное влагосодержание.

д) $w_{кр}$ - критическое влагосодержание (сопротивление испарения жидкости на поверхность равно сопротивлению подвода жидкости).

2) j, $\frac{кг}{м^2 \cdot с}, \frac{кг}{м^2 \cdot ч}$ - плотность потока массы, количество испаряющейся влаги.

3) $t_{са}$ - температура сушильного агента, которая определяется способностью материала выдерживать температуру.

4) $t_м$ - температура испарения с поверхности материала (температура мокрого термометра).

5) Скорость процесса сушки $\frac{dw^c}{d\tau} = f(\tau).$

τ - время сушки [ч],

$\tau = \tau_0 + \tau_1 + \tau_2.$

τ_0 - период нагрева материала до состояния насыщения влаги,

τ_1 - первый период сушки (период с падающей скоростью): характеризуется достижением критического влагосодержания.

$w_{кр} \le w \le w_{р}$.

Основные задачи сушки:

1) Определение количества влаги j с испаряемого материала.

$j \cdot r = \alpha \cdot (t_{са} - t_{м})$ - теплота парообразования [Вт / м^2],

r, кДж / кг – удельная теплота парообразования,

α, Вт / м^2·ºС – коэффициент теплоотдачи от сушильного агента к поверхности материала.

$$\alpha \to Nu = f(Re, Pr, Gr, \ldots),$$

$$j = \frac{\alpha \cdot (t_{са} - t_{м})}{r}.$$

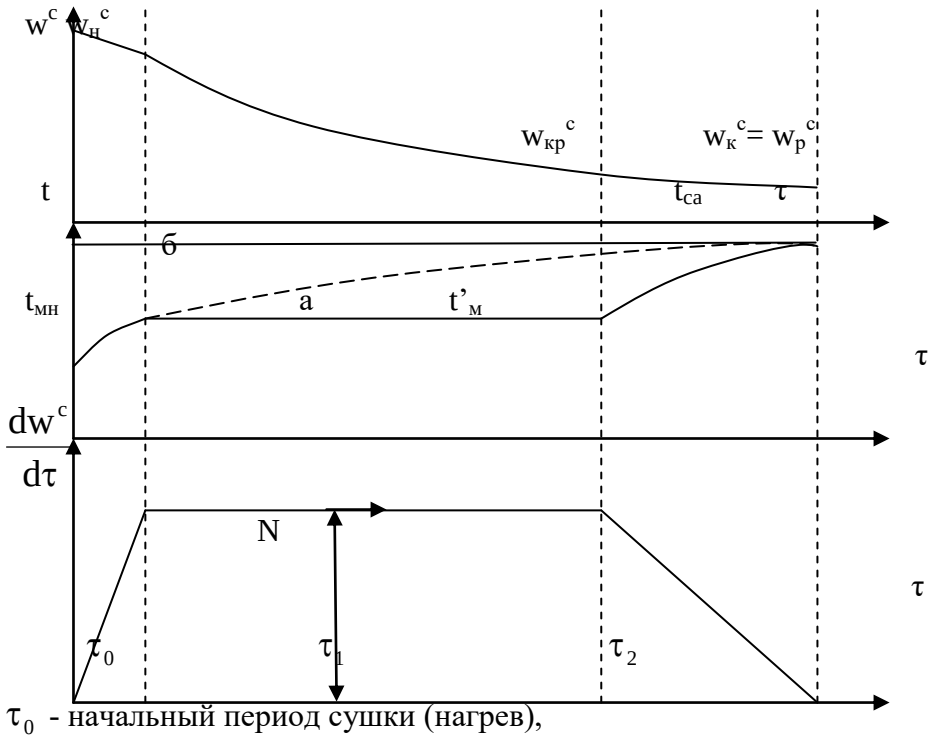
2) Определение времени сушки.

$\tau = \tau_1 + \tau_2$,

$\tau = f(w^c)$.

Выделяют 3 периода сушки:

1) Период нагрева материала.



τ_0 - начальный период сушки (нагрев),

τ_1 - первый период сушки,

τ_2 - период падающей скорости сушки.

$$\frac{dw^c}{d\tau} = f(\tau).$$

Рассмотрим период нагрева τ_0.

Происходит рост температуры материала за счет теплоотдачи от сушильного агента, кот. достигает от $t_{мн}$ до $t_м$.

$t_{мн}$ – начальное значение температуры,

$t_м$ – температура мокрого термометра, при которой начинается процесс испарения.

$t_{са}$ = const.

Выбор температуры и вид сушильного агента определяется свойствами материала.

В этом режиме влагосодержание почти не меняется, а скорость $\frac{dw^c}{d\tau}$ резко увеличивается и достигает максимального значения.

Рассмотрим первый период сушки.

Происходит уменьшение влагосодержания до величины $w_{кр}$. При этом температура материала:

а) $t_м$ = const – режим мягкой сушки;

$$\Delta t = t_{са} - t_н;$$

б) $t_м$ растет – жесткий режим сушки;

$$\left(\frac{dw^c}{d\tau}\right)_{MAX} = N = const.$$

Рассмотрим второй период сушки.

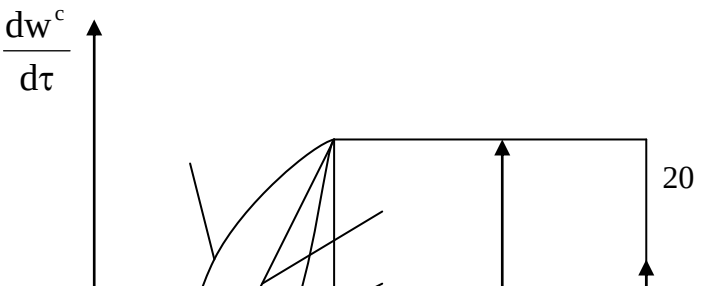
Характеризуется небольшим уменьшением влагосодержания до величины $w_к^c = w_p^c$. При этом

$$t_м \to t_{са}, \left(\frac{dw^c}{d\tau}\right)\downarrow.$$

$t_{са}$ - температура сушильного агента.

$$\tau = \tau_1 + \tau_2.$$

Для оценки времени τ_2 используют характеристику $\frac{dw^c}{d\tau} = f(w^c)$. Для различных материалов эти кривые различны.



3

1

2 N

w^c

$w_к^c = w_р^c$ $w_{кр}^c$ $w_н^c$

Лекция №9.

Конструкция и основы расчёта сушильных установок.

Классификация сушилок:

1) По сушильному агенту:

а) на воздухе;

б) на топочных газах;

в) с использованием перегретого пара.

2) По функционированию во времени:

а) непрерывная сушка;

б) периодического действия;

3) По давлению:

а) вакуумные;

б) атмосферные.

4) По схеме движения теплоносителей:

а) прямоточные;

б) противоточные;

в) смешанные.

5) По конструкции:

а) камерные;

б) распылительные (для получения гранул);

в) барабанные (для сыпучих материалов, часто совместно с дробилками);

г) ленточные.

Упрощенный расчет распылительной сушилки с дисковым распылом включает определение аналитически или графоаналитическис помощью H-d диаграммы расходов теплоты и сушильного агента. Поскольку принципиальная схема использования сушильного агента в таких ус-

тановках проста (с однократным использованием или с рециркуляцией), предпочтителен аналитический способ расчета.

При определении производительности 1 м^3 сушильной камеры по испаренной влаге, кг/(м^3-ч), используют эмпирическое соотношение, полученное в НИИХиммаш,

$$A_V = 0{,}114 \cdot \left[\left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_м \right) - 50 \right]$$

где $t_1, t_2, t_м$ - температуры сушильного агента на входе в сушильную камеру и выходе из нее и температура мокрого термометра, соответствующая состоянию сушильного агента на выходе из сушильной камеры, ºС.

Для определения температуры мокрого термометра используют H-d-диаграмму.

При форсуночном распыле зависимость имеет вид

$$A_V = 0{,}0625 \cdot \left[\left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_м \right) - 50 \right]$$

При известных значениях A_V объем камеры можно определить из выражения

$$V_k = \frac{W}{A_V}$$

где W - количество испаряемой влаги; A_v — производительность единицы объема камеры по испаряемой влаге.

По объему камеры из ГОСТ 18906-80 определяют типоразмер сушильной камеры и ее диаметр.

Активная высота камеры $H_к$, м, равна

$$H_k = \frac{4 \cdot V_k}{\pi \cdot D^2{}_k}$$

где $D_к$ — диаметр камеры.

Диаметр сушильной камеры выбирают в зависимости от вида используемого распылителя, так чтобы во всех случаях факел распыла не касался стенок камеры, что предотвращает налипание на них продукта.

Рекомендуемые соотношения высоты сушильной камеры и ее диаметра при распылении форсунками лежат в пределах $H_к/D_к$=1,5-2,5. Меньшие отношения берутся при больших производительностях и сушке растворов с низкой начальной влажностью.

Для камер с дисковым распылением обычно это соотношение равно $H_к/D_к$=0,75-1,0, т.е.

$$D_k = \sqrt[3]{(1{,}25 \div 1{,}7) \cdot V_k}$$

Примеры конструкции сушилок.

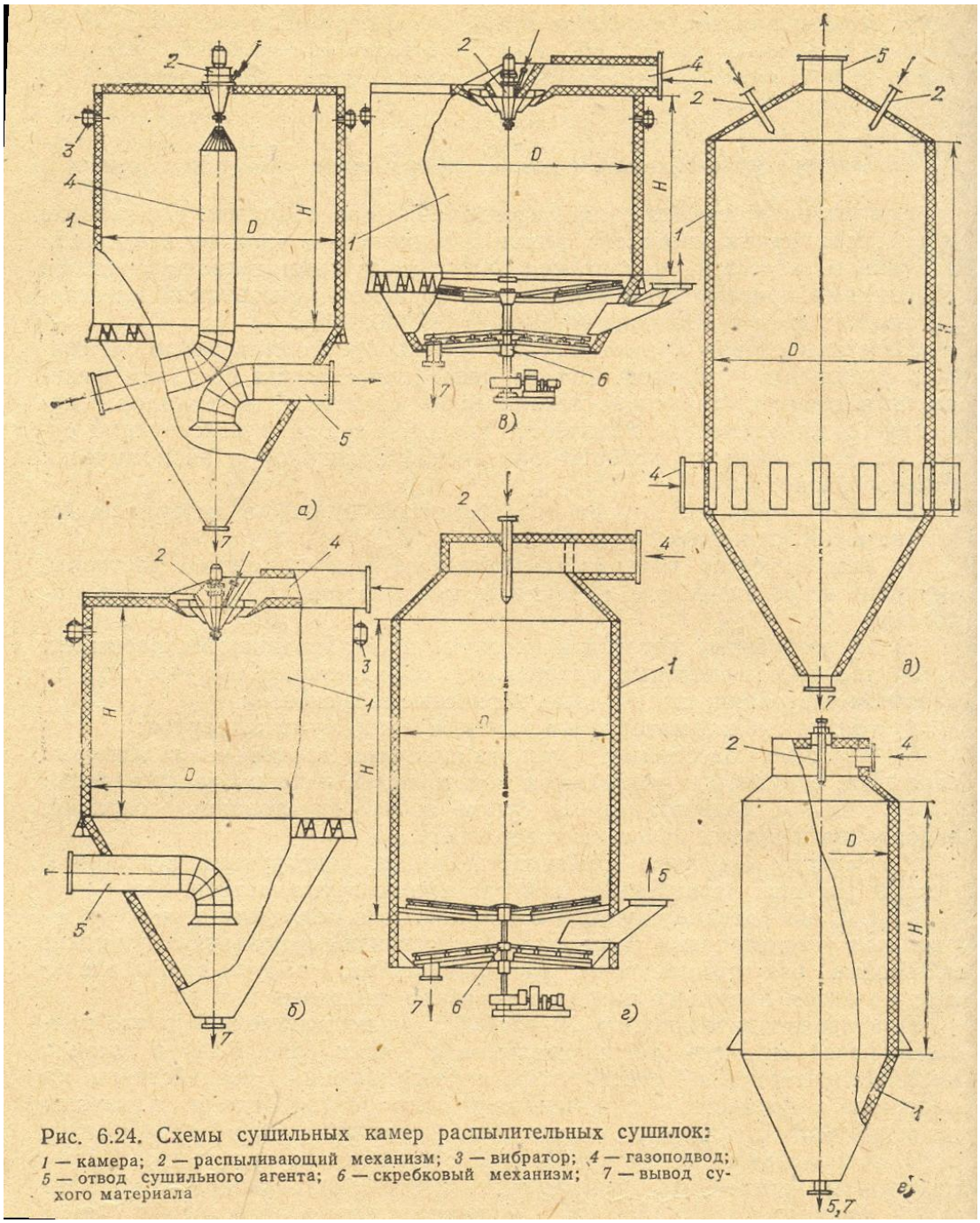


Рис. 6.24. Схемы сушильных камер распылительных сушилок:
1 — камера; *2* — распыливающий механизм; *3* — вибратор; *4* — газоподвод; *5* — отвод сушильного агента; *6* — скребковый механизм; *7* — вывод сухого материала

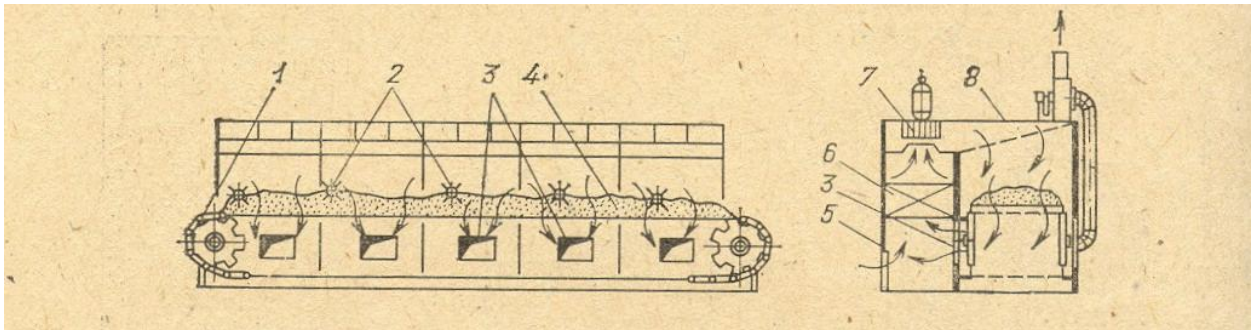


Рис. 6.27. Ленточная сушильная установка для сушки дисперсных и волокнистых материалов в движущемся слое:
1 — ленточный транспортер; *2* — ворошители; *3* — вывод рециркуляционного воздуха; *4*—материал; *5* — вход свежего воздуха; *6* — калорифер; *7*— вентилятор; *8* — распределительный канал

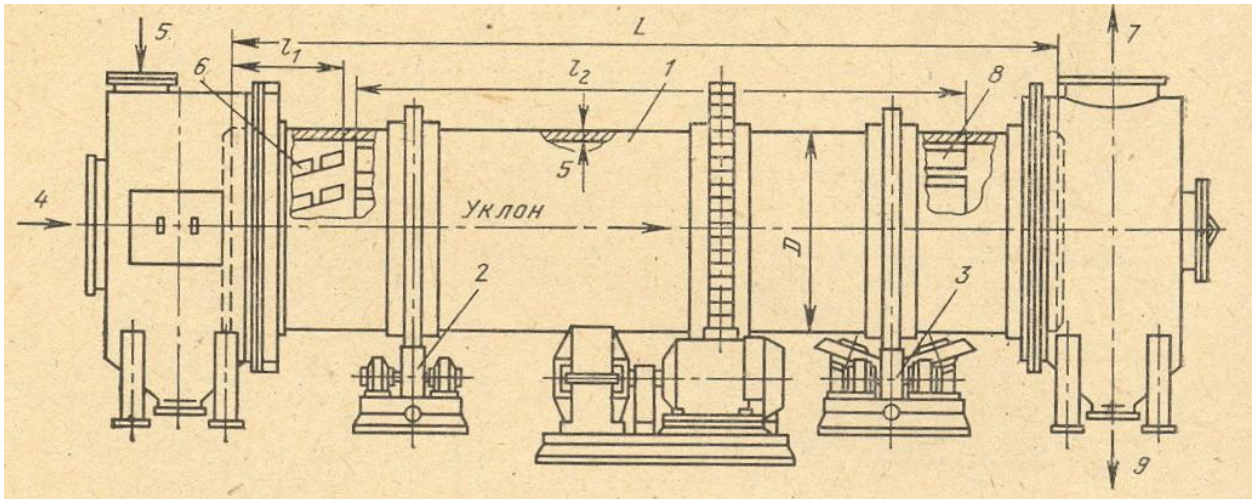


Рис. 6.29. Барабанная прямоточная сушилка:
1 — барабан; *2*, *3* — роликовые опоры; *4* — вход сушильного агента; *5* — влажный материал; *6* — приемно-винтовая насадка; *7* — вывод сушильного агента; *8* — насадка лопастная; *9* — высушенный материал

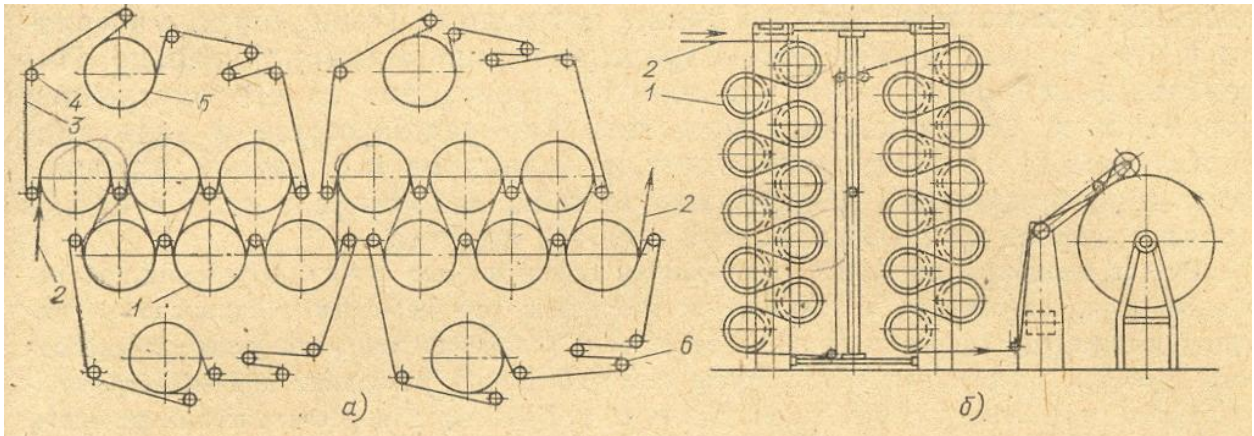
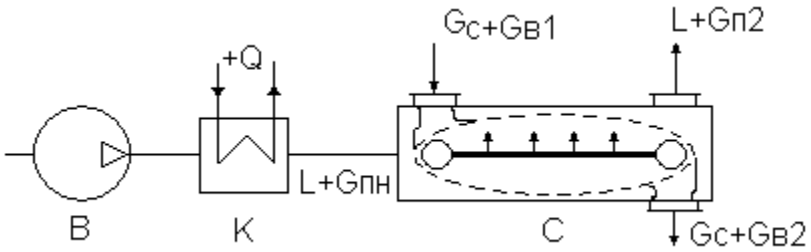


Рис. 6.31. Схемы цилиндрических контактных сушильных установок для сушки ленточных материалов:
1 — сушильные цилиндры; *2*— сушимый материал; *3* — прижимное сукно; *4*, *6* — сукноведущие валики; *5* — сукносушильные цилиндры

Лекция №10.

Конвективная сушилка. Тепловой и материальный баланс.



B – вентилятор
K – калорифер
C – сушилка
Цель:
а)выбор B по Δp и расходу воздуха L;
б)выбор K(F,Q).
Для расчета используется h-d диаграмма влажного воздуха, в которой строится процесс сушки.
$G_c+G_{B1}+L+G_{П1}=G_C+G_{B2}+L+G_{П2}$;
$G_{B1}-G_{B2}=G_{П2}-G_{П1}=W$ – влагосодержание;

$$\omega^c=\frac{G_B}{G_C};$$

$$\omega^c{}_1=G_c-G_{B1};$$

$$\omega^c{}_2=G_c-G_{B2};$$

$$W=G_{B1}-G_{B2}=\frac{(\omega^c{}_1-\omega^c{}_2)}{G_c};$$

$$d=\frac{G_П}{L}*1000[г/кг];$$

$$G_{П1}=d_1*L;$$

$$G_{П2}=d_2*L;$$

$$G_{П2}-G_{П1}=W=\frac{L}{1000}*(d_2-d_1);$$

$$\frac{L}{W}=\frac{1000}{d_2-d_1}=l,\frac{кг.возд}{кг.влаги};$$

$L=l*W,\frac{кг}{с}$ - подбирается вентилятор.

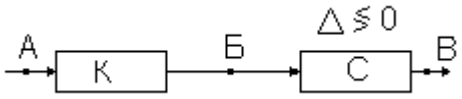
Приход:
$Q_П=L*(h_1-h_0)$ - тепло, подводимое в калорифере;
$Q_B=L*h_0$ - физическое тепло воздуха;
G_2 – транзитная масса материала;
$G_{ТР}$ – транспортная масса материала;
$G_B*t_{M1}*W$ – физическое тепло влаги;

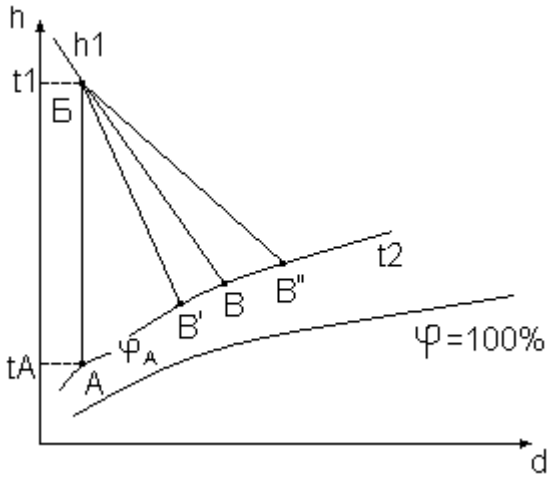
Q_g – дополнительные выделения тепла в сушилке;
Расход:
$G_2*C_{M2}*t_{M2}$ – тепло с транзитной частью;
$G_{тр}*C_{тр2}*t_{тр2}$ – тепло, которое удаляется из сушилки;
Q_5 – потери тепла в окружающую среду;
$L*(h_1-h_0)+L*h_0+C_{TP1}*t_{TP1}*G_{TP}+G_2*C_{M1}*t_{M1}+C_B*t_{M1}*W+Q_g=$
$=L*h_2+G_2*C_{M2}*t_{M2}+G_{TP}*t_{TP2}*C_{TP2}*Q_5$;

$L*(h_1-h_2)=G_{TP2}(C_{TP2}*t_{TP2}- C_{TP1}*t_{TP1})+G_2*(C_{M2}*t_{M2}- C_{M1}*t_{M1})-G_B*t_{M1}*W-Q_g-Q_5$;

$l*(h_1-h_2)=(g_{TP}+g_2+g_5)-(C_B*t_{M1}+g_g)=-\Delta$;
g_g – посторонний источник;
$l*(h_1-h_2)=-\Delta$;
$\Delta=0$ – теоретическая сушилка, которая показывает что энтальпия $h_1=h_2$;
$\Delta\neq0$ – действительная сушилка, где $h_1\neq h_2$.

Изображение процесса сушки в h-d диаграмме.





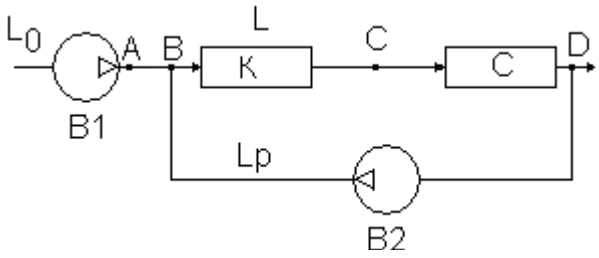
h – d диаграмма конвективной сушилки.

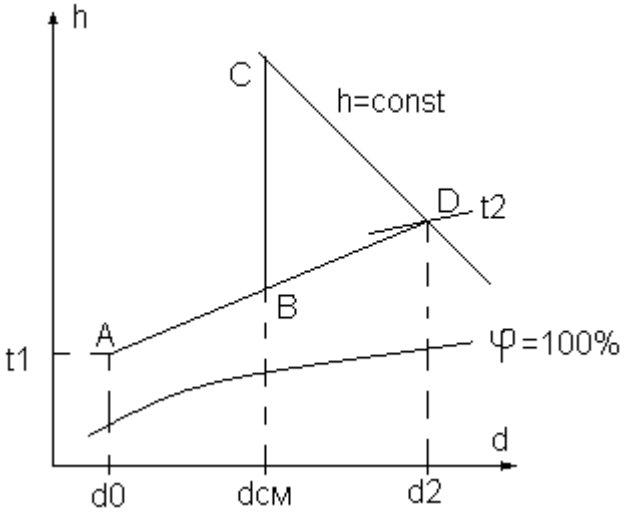
АБ – процесс нагрева в калорифере;
БВ – процесс сушки;
$q_k=h_Б-h_A$;
$h_Б=h_1$;
$\Delta<0$ – теплопотери $h_1>h_2=h_{B'}$;
$\Delta>0$ – тепловыделения $h_1<h_2=h_{B''}$;

Выбор оптимального режима сушки.

1.Сушка с рециркуляцией сушильного агента.

Данный тип сушилки применяется для сушки материалов в режиме мягкой сушки, что обеспечивается смешением свежего воздуха с частью уже отработавшего в сушилке.





$l = l_0 + l_p$;

$k = \frac{l_p}{l_0}$;

$d_0 < d_{см} < d_2$;

$d_{см} = \frac{d_0 + k \cdot d_2}{1 + k}$;

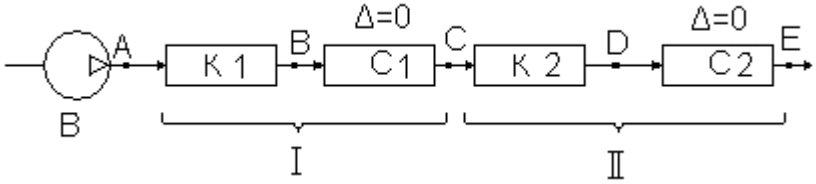
ABD – процесс смешения воздуха с параметрами d2,t2 и свешего воздуха с параметрами d0,t0.
BC – педвод тепла в калорифере.
CD – процесс теоретической сушилки при Δ=0.

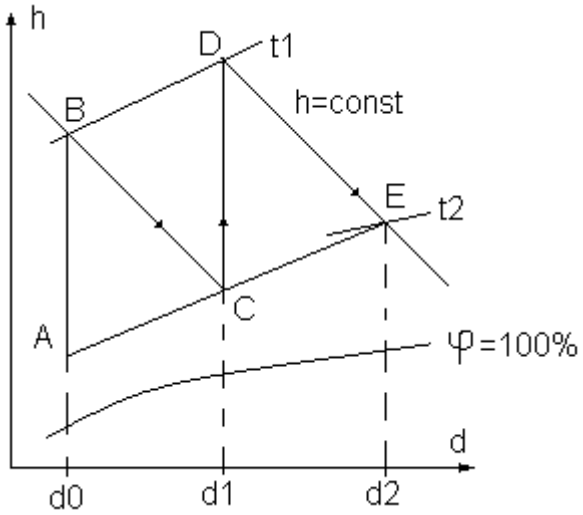
$q_k = h_C - h_B$;

$Q_k = q_k * W$;

Достоинства этого процесса в более высокой тепловой экономичности, обеспечивается мягкий режим сушки за счет увеличения влагосодержания сушильного агента.

2.Сушилка с предварительным подогревам по зонам.
Рассмотрим двухзонную сушилку.





I) AB – подвод тепла в калорифере К1.

$q_{k1} = h_B - h_A$;

BC – процесс в сушилке С1.

$h_B = h_C$.

II) CD – нагрев в калорифере К2.

$q_{k2} = h_D - h_C$;

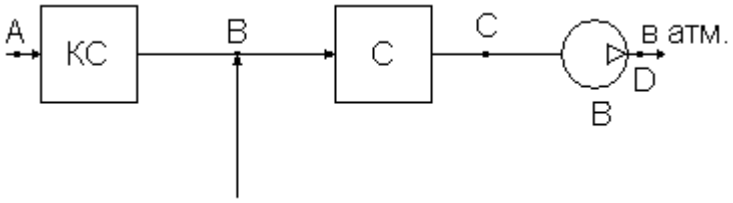
DE – процесс в сушилке С2.

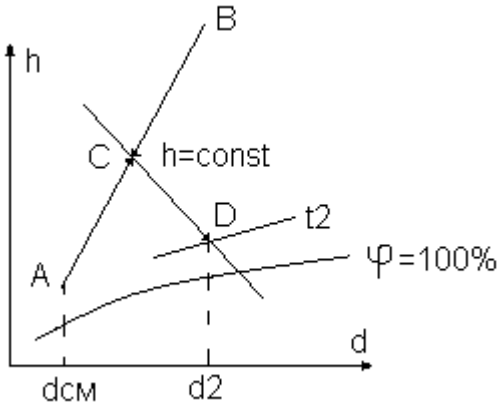
$h_D = h_E$.

$l = \frac{1000}{d_2 - d_0}$;

$q = (h_B - h_A) + (h_D - h_C)$.

3.Сушка топочными газами.





Точка В уходящие газы после Конвективной сушилки(КС).

Конвективные сушилки – наиболее распространенный класс и в зависимости от материала имеет большие разновидности в конструктивном исполнении.

Лекция №11.

Технологические свойства растворов.

1.Выпаривание – термический процесс удаления жидкого растворителя и повышение концентрации раствора.
2.Концентрация, b – отношение массы твердых, растворенных веществ в массе раствора

$$b = \frac{G_{сух}}{G_{сух} + W} * 100\%;$$

Gсух – масса сухого вещества;
W – количество влаги;

3.Предельно возможное количество сухого вещества в жидкости называется насыщенным раствором.
4.Плотность ρ.
5.Теплопроводность λ.
6.Вязкость μ (ν).
7.Теплоемкость С.

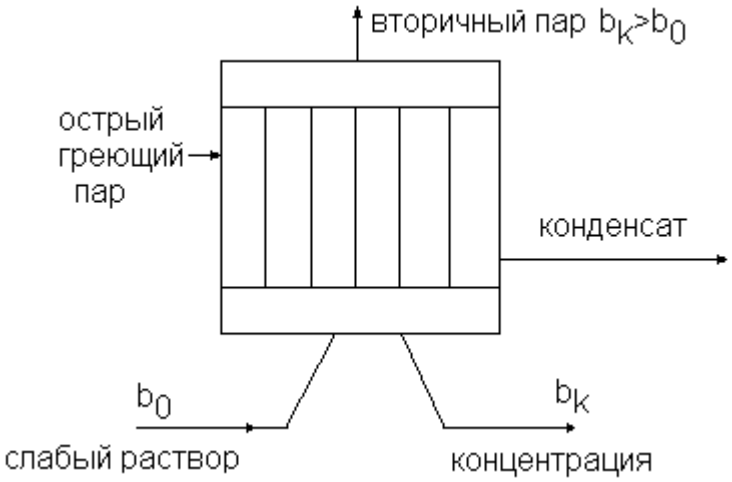
$$\rho, \lambda, \mu(\nu), C = f(b) \rightarrow t_S = t_H = f(b) = t_P .$$

Процесс выпаривания.

Выпаривание – термический процесс концентрирования растворов твердых веществ при кипении и частичном удалении жидкого растворителя в виде пара.

Технологическая схема выпарного аппарата.

Различают выпарные установки периодического и непрерывного действия.
Рассмотрим одноступенчатую установку непрерывного действия.

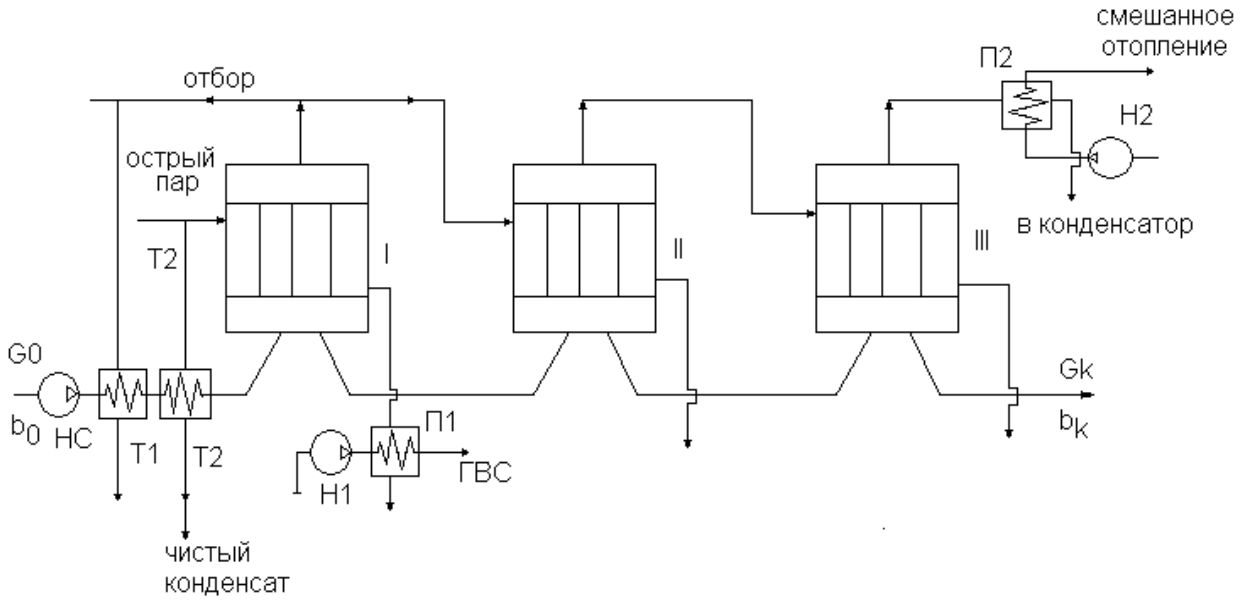


Схемы многоступенчатых выпарных установок.

Схема выпарной установки выбирается по следующим критериям:
1.Схема определяется технологическими свойствами раствора:

а)вид раствора (Ср, ρ, ν, λ…);
б)физические свойства раствора: кристаллизация, спенивание, термолобильность.

2.Использование ВЭР:
а)обязательное(в МВУ вторичный пар должен ипользоваться для обогрева второй и последующих ступеней);
б)Вторичный пар (отбор) можно применять для подогрева слабого раствора и использовать для других технологических целей;
в)целесообразно использовать тепло конденсата для целей отопления и ГВС;



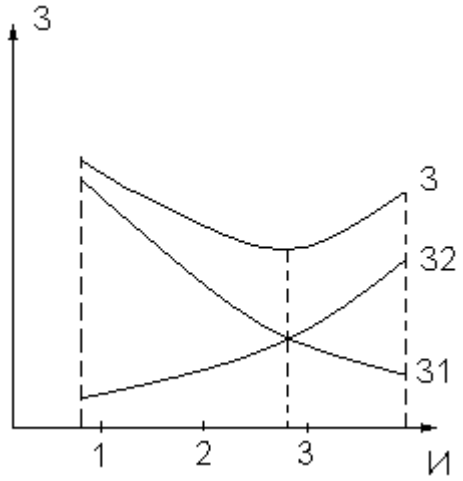
G_0, b_0 - расход и концентрация слабого раствора;

G_k, b_k - расход и концентрация раствора на выходе;

T_1, T_2 - схема предварительного подогрева;

НС – насос слабого давления;

$b_I > b_0, G_k < G_0, P_I > P_{II} > P_{III}$;

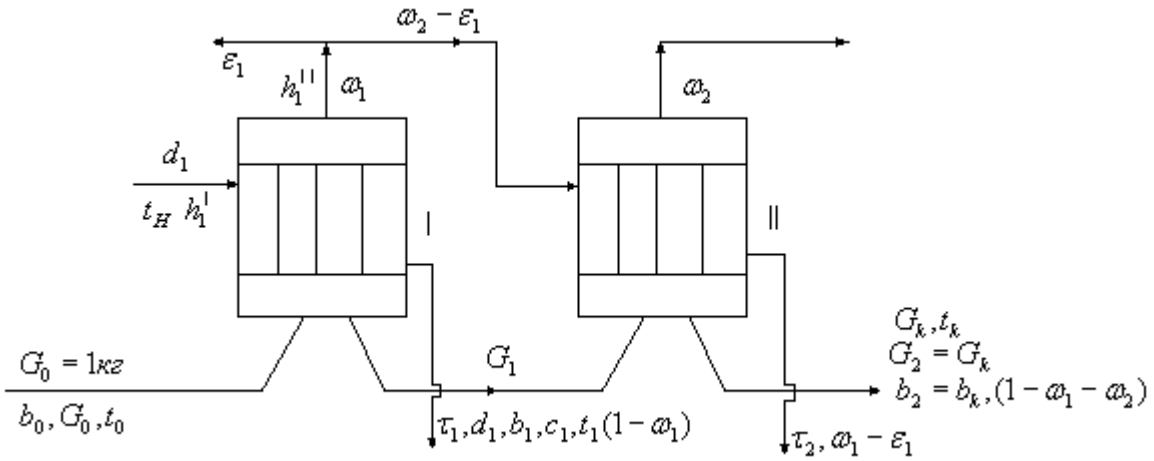


Оптимальное число ступеней выбирается:
З1 – затраты на острый пар;
З2 – затраты на обслуживание установки(трудозатраты, амортизационное отчисление).
З – суммарные затраты.

Лекция №12.

Материальный и тепловой балансы МВУ.

Рассмотрим двухступенчатую прямоточную выпарную установку.



Материальный баланс:

1. $d_1 = \dfrac{D_1}{G_0}, \dfrac{кг.пара}{кг.слаб.р-ра}$

$d_{1пар} = d_{1конд}$;

2. По вторичному пару:

$\omega_1 - \varepsilon_1$,

$\omega_1 = \dfrac{W_1}{G_0}$ - количество выпаренной влаги относительно 1 кг. Раствора.

ε_1 - количество пара отбираемое из первой ступени.

3. По раствору:

$G_0 - W = G_k$,

$W = W_1 - W_2$;

$\omega = \omega_1 - \omega_2$;

$G_1 = G_0 - W_1$.

4.

$$G_k = G_0 - W; b_0 = \frac{G_{сух}}{G_0}; b_k = \frac{G_{сух}}{G_k}; b_0 * G_0 = b_k * G_k;$$

$$\frac{G_k}{G_0} = \frac{b_0}{b_k}; \frac{G_k}{G_0} = \frac{b_0}{b_k} = 1 - \omega \rightarrow b_k = \frac{b_0}{1-\omega}; b_1 = \frac{b_0}{1-\omega}; b_2 = b_k = \frac{b_0}{1-\omega_1-\omega_2};$$

Тепловой баланс (определяется количество теплоты, требуемое для выпаривания раствора в каждой ступени): $h, \dfrac{кДж}{кг}$ раствора определяется по t и p.

$G_0 t_0 C_0 = C_0 t_0 1$ - количество тепла подаваемое на вход первой ступени со слабым раствором в количестве 1 кг.

$d_1 = h_1'$

$d_1 - \tau_1$ - тепло конденсата, покидающего первую ступень $\tau_1, \frac{кДж}{кг}$.

$h_1^{''} * \omega_1$ - тепло вторичного пара покидающего первую ступень.

$C_0 t_0 + d_1 h' = d_1 \tau_1 + \omega_1 h_1^{''} + (1 - \omega_1) C_1 t_1;$

$d_1 (h_1^{'} - \tau_1) = \omega_1 (h_1^{''} - C_1 t_1) + (C_1 t_1 - C_0 t_0);$

$$\omega_1 = d_1 * \frac{h_1^{'} - \tau_1}{h_1^{''} - C_1 t_1} - \frac{C_1 t_1 - C_0 t_0}{h_1^{''} - C_1 t_1};$$

$\omega_1 = d_1 * \alpha_1 - \beta_1;$

α_1 - коэффициент испарения (количество испаренной влаги вторичного пара за счет тепла 1 кг. Острого пара, $\alpha_1 \le 1$);

β_1 - коэффициент самоиспарения (количество пара образующегося путем самоиспарения за счет сброса давления во второй и последующих ступенях, $\beta_1 < 0, \beta_1 > 0, \beta_1 = 0$).

Аналогично записывают уравнения теплового баланса для второй ступени.

Лекция №13.

Расчёт выпарных установок.

$Q = k * F \Delta \bar{t}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{загр} + \frac{1}{\alpha_2}}$$, где

α_1 - теплоотдача от пара к стенке;

α_2 - теплоотдача от стенки к раствору.

а) для естественной циркуляции теплоносителя;

б) принудительная циркуляция $Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.43}$

$R_{згр}$ – термическое сопротивление отложения раствора на внутренней поверхности труб;

$\Delta \bar{t}$ - полезный температурный напор

$t_н$ – острого пара

υ – температура вторичного пара последней ступени

$t_н$ - υ = $\Delta t'$ - общая разница температур или располагаемая температура.

$$\Delta \bar{t} = \Delta t' - \sum_1^n \Delta_i$$

$\sum_1^n \Delta_i$ - суммарная температурная депрессия по всем ступеням.

$(\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3)_I = \Delta_I$ - для первой ступени(и так для каждой)

Особенностью для МВУ является распределение $\Delta \bar{t}$ по ступеням.

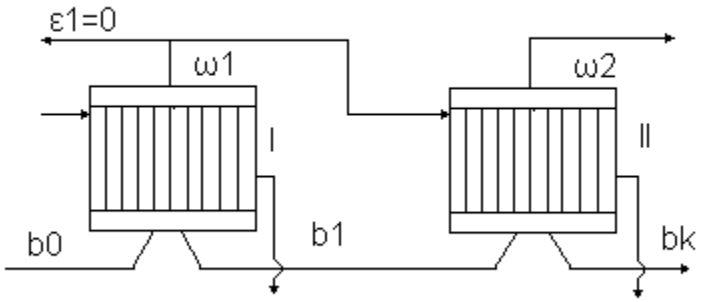
1.F_1=F_2=…поверхности нагрева одинаковы

2.F_Σ=min – суммарная поверхность минимальна

3. $\Delta \bar{t}_1 = \Delta \bar{t}_2 = ...$

Расчёт многоступенчатой выпарной установки.

1.Выбор схемы МВУ.
Примем к рассмотрению прямоточную двухступенчатую установку.



2.Запишем уравнение материального баланса и определим:
а) общее количество выпариваемой влаги

$$W = G_0(1-\frac{b_0}{b_k})$$

б) задаются количеством выпаренной влаги по ступеням:

$$\omega = 1*(1-\frac{b_0}{b_k}); \quad \omega = \sum_1^n \omega_i \ ; \quad \omega = \omega_1 + \omega_2$$

в) рассчитываем концентрацию раствора

$$b_1 = \frac{b_0}{1-\omega_1}$$

г) распределяем перепад давления по ступеням:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2$$

3.Рассчитываем температурные депрессии
Δ_1 и Δ_2 принимаем в расчете по 1^0 во всех ступенях.
4.Определяем коэффициент теплопередачи k для каждой ступени.
5.По полученным температурным депрессиям находят и распределяют полезную разницу температур:

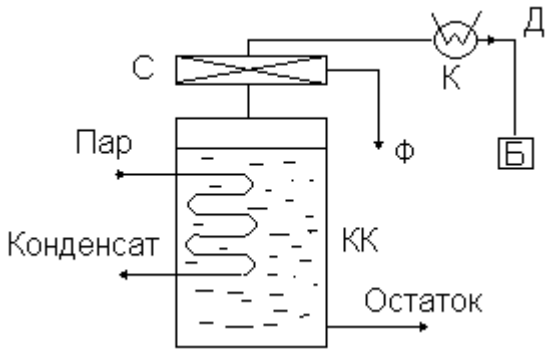
$$\Delta t_1 + \Delta t_2 = \Delta t; \Delta t_1 = \Delta t_2$$

6.По полученным температурам и давлениям определяем энтальпии острого пара, вторичного пара и конденсата каждой ступени. Это производим по термодинамическим таблицам воды и пара.
7.Составим тепловой баланс каждой ступени; находят тепловую нагрузку Q_1 и Q_2 и расход пара D_1 и D_2.
8.Из уравнения $Q_i = k_i F_i \Delta \bar{t}_i$ находим F_i
Если все правильно сделано, то $F_1=F_2$.

Лекция №14.

Ректификационные установки.

Ректификация – термический процесс разделения смеси, состоящий из двух или нескольких компонентов, имеющих различную температуру кипения.
Дитилляция – однократная перегонка.
Ректификация – многократная перегонка с частичным возвратом смеси.



Кипятильный куб – теплообменник для нагрева смеси в состоянии кипения.
Сепаратор (С) – для разделения пара и жидкости.
Конденсатор (К) – конденсация пара.
Дистиллят (Д), ректификат, готовый продукт – жидкость с низкой температурой кипения.
Флепиа (Ф) – жидкость после отделения в сепараторе, обогащенная компонентами с высокой температурой.
Кубовый остаток – практически чистая жидкость с высокой температурой.
Бинарная смесь – смесь, состоящая из двух компонентов.
А – смесь легкокипящая
Б – труднокипящий компонент с высокой температурой кипения.

$t_{НА} < t_{НБ}$

Многокомпонентная смесь разделяется последовательно с выделением легкокипящего компонента.
а – массовая доля вещества смеси (отношение массы чистого компонента к массе смеси)
х,% - молярное содержание одного из компонентов в жидкости
у,% - молярное содержание одного из компонентов в паре

$$y_A + y_Б = 100\%$$
$$x_A + x_Б = 100\%$$

$$x_A = \frac{\frac{a_A}{M_A}}{\frac{a_A}{M_A} + \frac{a_Б}{M_Б}}$$

$M_Б$,$M_А$ – молярные массы А и Б.
Для бинарной смеси при расчетах используются 2 закона:
1. Закон Дальтона

$p_{СМ} = p_A + p_Б$

p_A , $p_Б$ - поарциальные давления компонентов А и Б.
2. Закон Рауля.

$p_А = p_А^* x_А$; $p_Б = p_Б^* x_Б$

парциальное давление компонента в паровой смеси, кипящей при определенной температуре жидкости на молярную массу этого компонента в жидкости

$x_А + x_Б = 1$

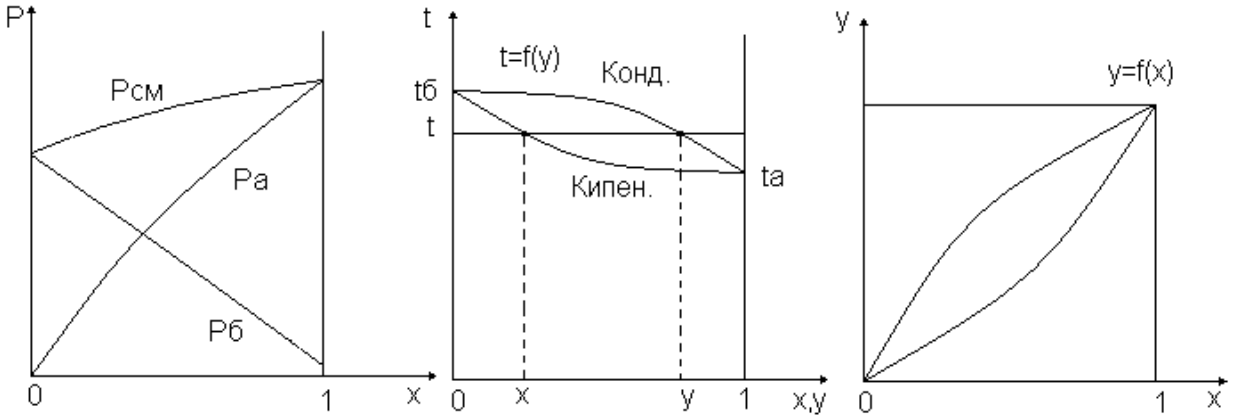
$$p_{см} = p_A + p_Б = p_A \cdot x_A + p_Б \cdot x_Б = p_A \cdot x_A + p_Б \cdot (1 - x_A) \Rightarrow$$

$p_{см}$ =f(x_A)=f(x).

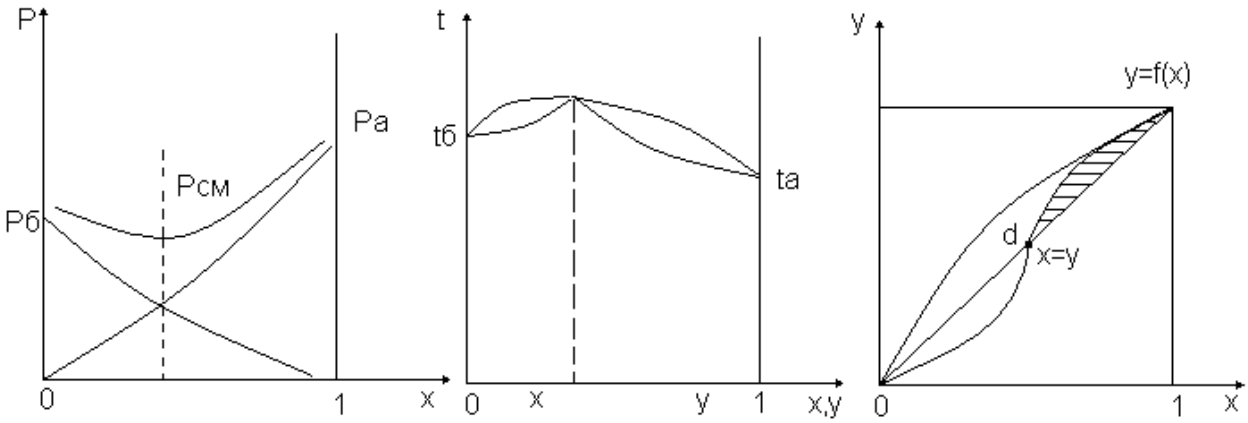
Смеси, подчиняющиеся закону Рауля, получили название растворимых в идеальные смеси, которые характеризуют линейную зависимость и называются азеотропными
точка а – азеотропная точка.

Диаграммы равновесия бинарных смесей.

Диаграмма равновесия – зависимость t = f(x,y), которая показывает изменение $t_{кип}$ и $t_{конд}$ в зависимости от концентрации и молярной доли легкокипящего компонента.
p=f(x) – изменение давления смеси от концентрации легко кипящего компонента.
$t_A<t_Б$, $P_A=P_Б$,y=f(x) – зависимость концентрации в паре от концентрации в жидкости.
Рассмотрим два вида смеси, подчиненную и неподчиненную закону Рауля.
1.

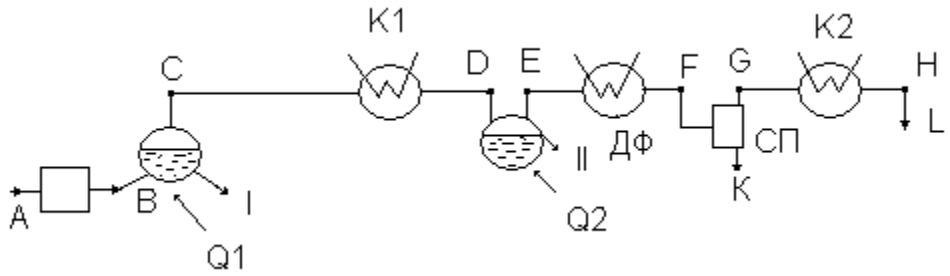


2.

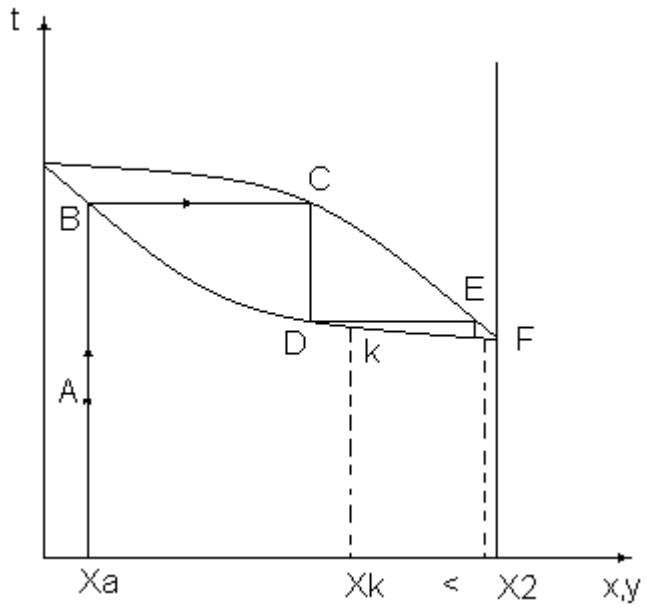


1. – смеси, подчиняющиеся закону Рауля.
2. – смеси, не подчиняющиеся закону Рауля.

Процессы дистилляции и их изображение в t(x,y) диаграмме.



K1,K2 – конденсаторы
ДФ – дефлегметор; СП – сепаратор

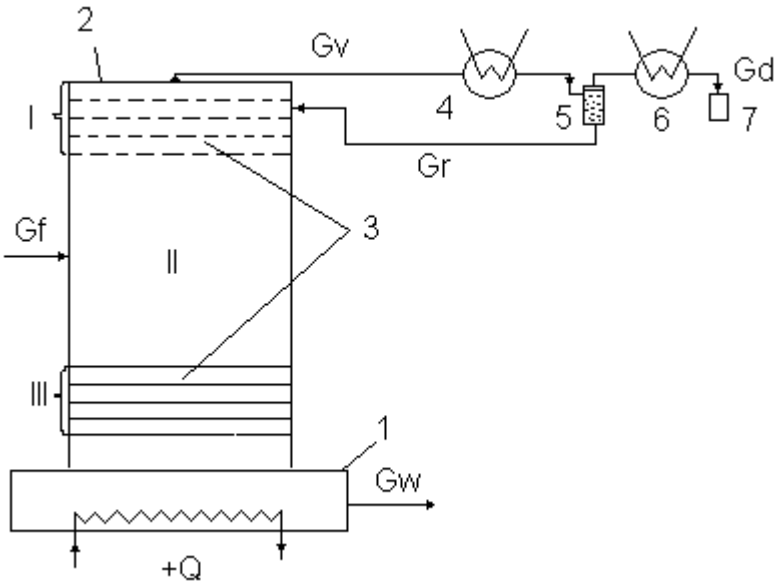


F – G, F – K – происходят в сепараторе с влажным паром за счет его частичного разделения в дефлегматоре ДФ позволяет получить более чистый готовый продукт с концентрацией.

Лекция №15.

Ректификационная колонна.

Рассмотрим колонну тарельчатого типа со средним подводом вторичной смеси.



1 – кипятильный куб, в котором сверху из колонны 2 поступает исходная смесь G_F,кг/с; массовая концентрация a_F,%;флегма G_R,кг/с, которые смешиваются на тарелках 3.G_w – жидкость, обогащенная труднокипящими компонентами(кубовый остаток).
G_V,кг/с – пар, обогащенный легкокипящим компонентом.
4 – дефлегматор(частичная конденсация пара)
5 – сепаратор(разделение жидкости и пара
Флегма с расходом G_R возвращается в колонну для более тщательной перегонки.
6 – конденсатор
7 – ректификат(дистиллят)
I – верхняя(укрепляющая) часть, где пар контактирует с флегмой.
III – нижняя часть, в которой происходит тепломассообмен менее концентрированной жидкости и пара с кипятильного куба[G_F+G_R]
II – свободная от тарелок зона(зона подвода исходной смеси)

Обычно расчет колонны и баланса производят в относительных еденицах и массовые концентрации а переводят в молярные доли х.

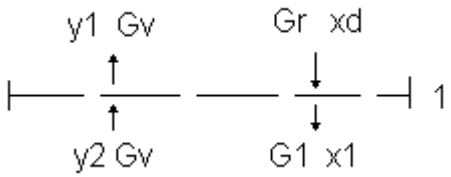
$$\frac{G_F}{G_D}=F;\frac{G_R}{G_D}=R;\frac{G_W}{G_D}=W;\frac{G_V}{G_D}=V;\frac{G_D}{G_D}=1$$

$$G_F\to F;G_R\to R;G_W\to W;G_V\to V;G_D\to 1;a\to x,y.$$

Материальный баланс:
1)Для всей колонны: $G_F=G_D+G_W \quad \left|\div G_D\Rightarrow F=1+W\right.$
2)Для легкокипящего компонента:
$G_F*x_F=G_D*x_D+G_W*x_W\Rightarrow F*x_F=x_D+W*x_W$.
x_F, x_D, x_W – молярные концентрации легкокипящего компонента в жидкой фазе для исходной смеси, готового продукта и кубового остатка.

$x_D\to 1, x_W\to 0; x_W<x_F<x_D$
3) для сепаратора: $G_V=G_R+G_D \to V=R+1$
R – флегмовое число

4) Для отдельно взятой тарелки

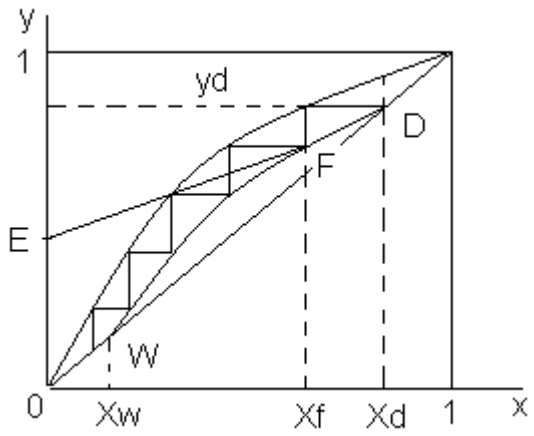


а)для тарелок верхней части
$G_V y_1+G_1 x_1=G_V y_2+G_R x_D$
$y=f(x)=ax+b$ – линейная зависимость

$x=R/(R+1)x+x_D/(R+1)$

Данная зависимость получается при следующих допущениях:
1) Не учитываются потери материальных и тепловых потоков в окружающую среду
2) Количество флегм не изменяется по тарелкам верхней части
3) Количество пара остается неизменным по всей высоте колонны
4) Принимается , что в кубовом остатке $x_W=y_W$, $x_D=y_D$, $Gv=V$; $G_R=R$, $y_1=y_D=x_D$
аналогично можно доказать, что и для нижней части колонны эта зависимость также линейна.
б)для тарелок нижней части

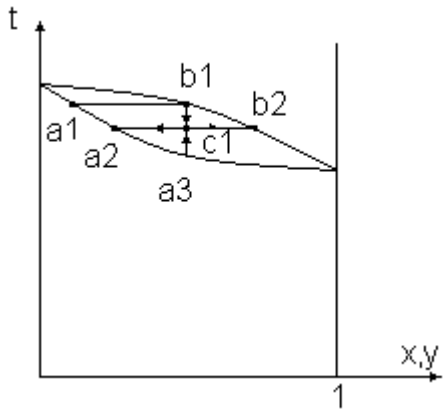
Построение процесса ректификации (рабочих линий) в $t_{x,y}$ и x,y-диаграммах.



1) В качестве исходных данных задаются массовые концентрации, на основании которых находятся x_F, x_V, x_D. M_A, $M_Б$ – по составу бинарной смеси
2) Для данной бинарной смеси из таблицы строится y-x диаграмма равновесий
3) На y-x диаграмме откладываются в масштабе величины
x_F, x_W, x_D; $x_D=y_D \rightarrow D$; $x_W=y_W \rightarrow W$

4) Найдем отрезок OE= $\frac{x_D}{R+1}$

EF – прямая(рабочий процесс верхней части).
FW – рабочий процесс нижней части
EF, FW – рабочие линии процесса ректификации.

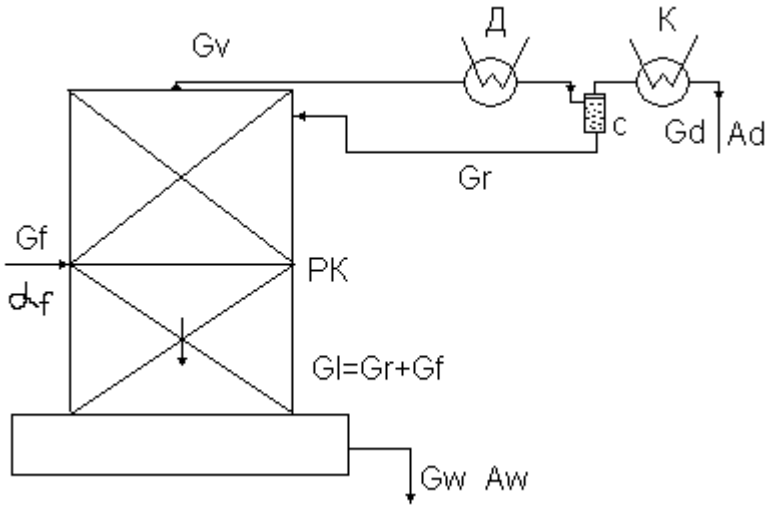


т.a_1 – начало кипения на самой нижней тарелке
b_1 – испарение на тарелки
$b_1c_1+a_3c_1$ – процессы смешения пара и жидкости, поступающие с тарелок
$b_1a_2+c_1b_2$ – процессы разделения на первой тарелке на жидкость с более низким содержанием легкокипящего компонента и пар с более высоким содержанием легкокипящего компонента. аналогично строятся процессы для остальных тарелок.

Число пересечений в t-x,y диаграмме показывает необходимое теоретическое число тарелок

$$n_Д = \frac{n_T}{\eta_T} .$$

Рассмотрим ректификационную колонну со средним подводом исходной смеси для разгонки бинарной смеси, состоящей из сероуглерода CS_2 и 4-хлористого углерода CCl_4
C_F=2000кг/ч
Задана массовая концентрация a_F=30%(в исходном продукте), a_D=90%(в готовом продукте),a_W=1%(в кубовом остатке)
1. Определение действительного числа тарелок ректификационной колонны $n_д$
2. Все материальные потоки определить.
Составляем принципиальную схему ректификационной колонны,предварительно выбрав ее тип в результате анализа физико-химических свойств.
Изображаем принципиальную схему и наносим материальные потоки:



G_R – флегма
$G_F+G_R=G_L$ – жидкость, стекающая в нижней части колонны.

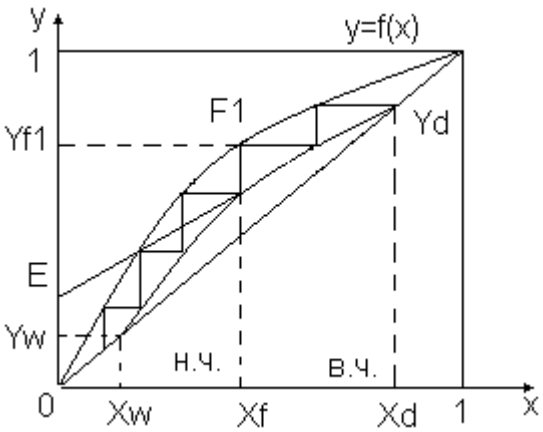
G_V – пар, поднимающийся в колонну.
Определяем молекулярные концентрации:
x_F, x_D, x_V – для легкокипящего компонента в жидкости,для исхолного продукта. готового продукта и кубового остатка.

$$x_F = \frac{\frac{a_F}{M_{CS_2}}}{\frac{a_F}{M_{CS_2}} + \frac{(100 - a_F)}{M_{CCl_2}}} \; ; \; M_{CS_2}=76; \; M_{CCl_2}=154$$

$$x_F = \frac{\frac{30}{76}}{\frac{30}{76} + \frac{(100-30)}{154}} = 0.465 = 46.5\%$$

$$x_Д = 94{,}8\% \qquad x_W = 1.9\%$$

По данным таблици строим y,x – диаграмму для смесей CS_2 и CCl_4.



x	10	20	
y			
t			

Произведем построение рабочих линий для верхней и нижней частей колонны. Для этого введем допущения, считая что $x_D=y_D$, $x_W=y_W$
Верхняя и нижняя рабочие линии являются линейными, что получается из материального баланса верхней и нижней тарелки

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1}$$

$R=R_{min}*\beta$
β – коэффициент избытка флегмы.

$$R_{min} = \frac{x_D - y_{F_1}}{y_{F_1} - x_F} \; ; \; y_F=69.3\% \; ; \; \beta=1.5\text{-}2=2.0$$

R=2*1.12=2.24
y=ax+b
$x=0 \rightarrow x=b=x_D/R+1$
y=29.3=OE
DF – рабочая линия в верхней части колонны.
Определяем теоретическое n_T и действительное $n_д$, число тарелок в верхней и нижней частях:
$n_T=5+6=11$

$n_Д = \frac{n_T}{\eta_T}$; η_T =0,5-0,8

II Нахождение материальных потоков

Для всей колонны $G_F=G_D+G_W$

$G_F*a_F=G_D*a_D+G_W*a_W$.

Лекция №16.

Теплообменное оборудование для утилизации теплоты, высокого и низкого потенциалов.

ВЭРы – вторичные энергоресурсы, энергетический потенциал которых является остаточным по отношению к основному технологическому процессу.

По уровню температур различают три типа ВЭР:
1. Высокотемпературные (t≥700ºC).
2. Среднетемпературные (150<t<700ºC).
3. Низкотемпературные (низкопотенциальные) (t≤150ºC).

Рассмотрим кратко эти типы.

Для высокотемпературных ВЭР существует два пути использования:
1. Технологический способ – использование ВЭР в данной технологии.
2. Использование тепла уходящих газов для производства электрической энергии.

Для среднетемпературных ВЭР применение основано, как правило, для получения тепла для нужд отопления, горячего водоснабжения (ГВС) или вентиляции, или в виде небольших мощностей.

Низкопотенциальные ВЭР используются для отопления, вентиляции, ГВС, для производства электрической энергии.

Рассмотрим два направления использования потенциальных ВЭР:
1. Теплонасосные установки (ТНУ).
2. Тепловые трубы (ТТ) – герметичный теплообменный аппарат с очень высокой степенью передачи тепла, которое выражается в очень больших коэффициентах теплоотдачи за счёт конденсации и испарения.

Лекция №17.

Вспомогательное оборудования тепломассообменных установок.

1. Оборудование для разделения неоднородных жидкостей.

Отстойники (рис.17.1) применяют для разделения суспензий, состоящих из жидкости и мелких нерастворимых частиц. Разделение суспензий отстаиванием происходит под действием гравитационных сил при различии плотностей взвешенных частиц и жидкости. Если плотность нерастворимых частиц превышает плотность жидкости, то частицы осаждаются на днище отстойника,

образуя плотный слой осадка, а осветленная жидкость сливается в кольцевой желоб. Полученный слой осадка с помощью скребковой мешалки выгружается через штуцер, расположенный в конусном днище отстойника.

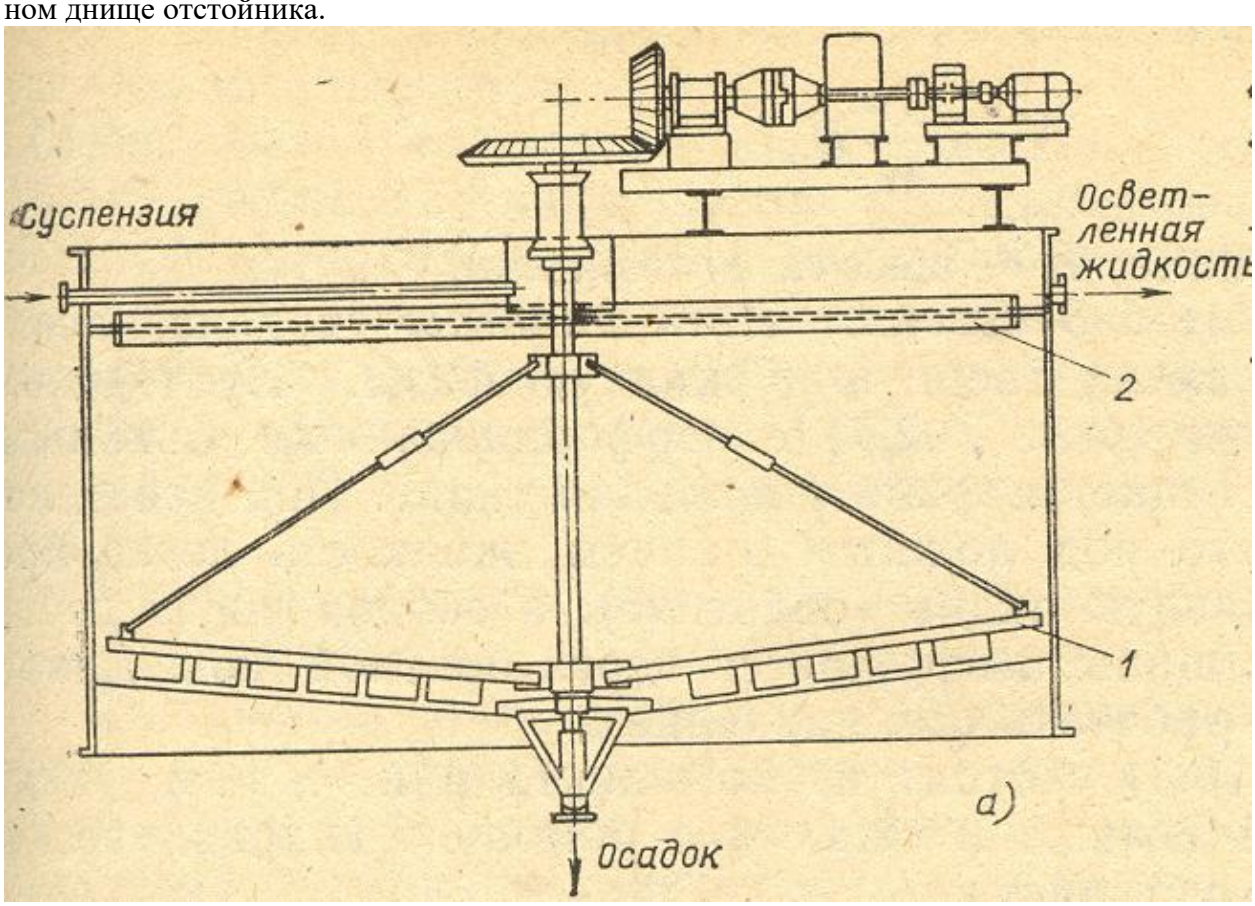


Рис.17.1. Отстойник непрерывного действия.

1 – мешалка; 2 – кольцевой желоб.

Скорость осаждения частиц определяют по формуле:

$$\omega o = \sqrt{\frac{4}{3}\frac{(\rho ч - \rho ж)\cdot dg}{\rho ж \cdot \xi}},$$

где ρч – плотность частиц;
d – диаметр частиц, м;
ξ – коэффициент сопротивления среды.

При ламинарном режиме осаждения частиц коэффициент сопротивления равен ξ = 24/Re, а при турбулентном ξ = 0,44.

Время осаждения частиц определяют из соотношения:

$$\tau = \frac{H}{\omega o}.$$

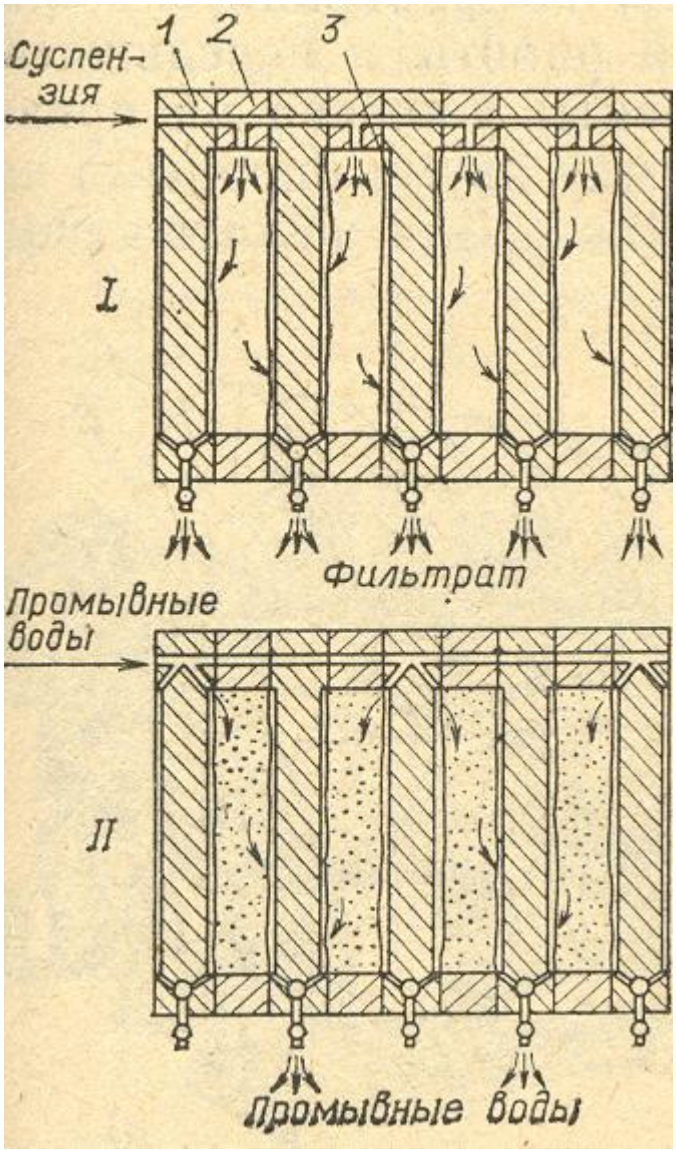


Рис.17.2. Схема работы фильтр-пресса.
1 – плита; 2 – рама; 3 – ткань; I – фильтрация; II – промывка.

Объёмный расход жидкости, м³/с:

$$V = \frac{\pi D^2}{4\tau} \cdot H,$$

где D – диаметр отстойника;
H – высота отстойника.

Фильтры периодического действия. Нутч-фильтры предназначены для разделения суспензии на твердую и жидкую фазы. Нутч-фильтр представляет собой сосуд с перфорированным (ложным) днищем, на которое настилается фильтровальная ткань. Под действием разрежения, создаваемого под ложным днищем, жидкость легко протекает через фильтровальную ткань (бельтинг), а осадок после достижения определенной толщины выгружается через боковой люк. Аналогичные аппараты могут работать под давлением.

Фильтр-пресс (рис.17.2) состоит из комплекта плит и рам, разделенных фильтровальной тканью и сжатых с помощью гидравлической, системы или зажимного устройства.

Суспензия в фильтр подается под давлением. При проходе через; ткань жидкость освобождается от осадка и удаляется в боковой желоб. После окончания фильтрации осадок можно промыть водой или пропарить паром с целью полного удаления остатков фильтрата. Затем. фильтр-пресс раскрывают и осадок с каждой рамы выгружают в нижний бункер.

Один фильтр-пресс может иметь до 50 комплектов рам и плит с общей площадью поверхности фильтрации 50 м^2.

Основным недостатком фильтр-прессов является тяжёлый труд при его обслуживании.
В последнее время выпускают фильтр-прессы с механизированной выгрузкой осадка. Внешний вид такого фильтр-пресса представлен на рис. 10.4,а. Этот фильтр имеет плиты и рамы, которые автоматически открываются и в которых фильтровальная ткань перемещается на один шаг с таким расчётом, чтобы полностью был удален осадок и очищенная ткань была повторно уложена на гофрированную плиту для очередной фильтрации. Для непрерывной работы и передвижения фильтровальная ткань в виде бесконечной ленты уложена на приводные ролики. Весь пакет плит и рам зажат между двумя опорными плитами, расположенными на вертикальных стойках. Для зажатия рам и плит используют гидравлическое зажимное устройство, расположенное на нижнем основании.

Фильтры непрерывного действия. Дисковый вакуум-фильтр состоит из ряда дисков *1,* насаженных на пустотелый вал. На боковой поверхности дисков закрепляют секторы, обтянутые фильтровальной тканью. Вал с дисками медленно вращается в корыте с суспензией. Под разрежением фильтрат попадает в пустотелый вал и удаляется в приёмную ёмкость. Осадок срезается ножами с поверхности дисков в желоб и удаляется шнековым устройством в выгрузочный бункер.

В производствах применяют ленточные, барабанные и другие фильтры, разработанные целевым назначением.

2. Брызгоотделители.

Качество пара, генерируемого выпарными аппаратами и испарителями, определяется количеством содержащейся в нем влаги в виде капель.

Механический унос капель с потоком пара связан с процессами разрыва оболочек паровых пузырьков, дробления жидкости и пенообразования. В зависимости от размера капель они могут падать на поверхность раздела фаз, а также витать или уноситься с потоком пара. Капли свободно выносятся потоком пара, когда скорость их движения w_k выше скорости витания.

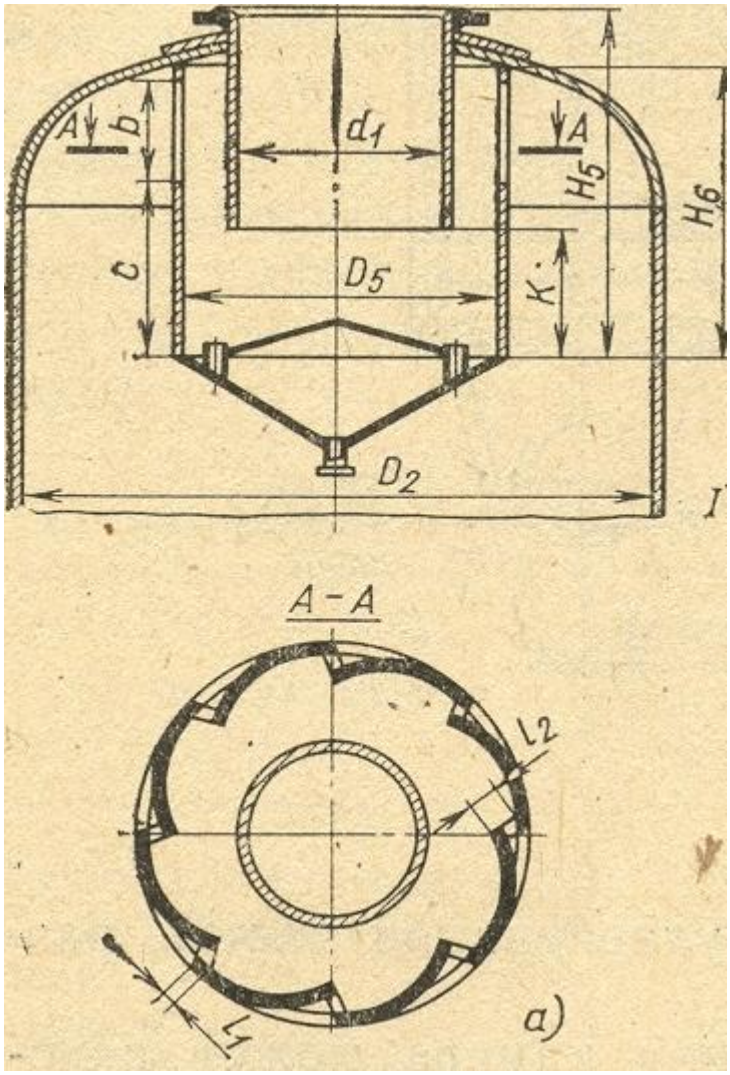


Рис.17.3. Циклонные брызгоотделители.

В целях избежания уноса капель с потоком вторичного пара высоту се-парационного пространства принимают не менее 1,5 м. Для уменьшения высоты сепарационного пространства применяют брызгоотделители. Брызгоуловители располагают на выходе пара из аппарата.

Циклонные брызгоотделители применяют при выпаривании чистых, пенящихся, кристаллизующихся и загрязненных растворов. При выборе циклонных брызгоотделителеи необходимо учитывать их сопротивление потоку пара и скорость пара в сепарационном пространстве аппарата. При давлении пара в аппарате, близком к атмосферному, скорость пара должна быть в пределах 1,5–3,5 м/с, а при вакууме скорость может достигать 7,0 м/с. Сопротивление циклонных брызгоотделителеи составляет от 0,02 до 0,05 МПа.

Жалюзийные брызгоотделители применяют при выпаривании чистых и слабокристаллизующихся растворов, образующих на поверхностях легкосмывающиеся осадки. Для промывки таких брызгоотделителеи обычно предусматривают промывочное устройство (форсунки).

Скорость парового потока при давлении 0,1 МПа по сечению сепаратора должна соответствовать 2–5 м/с, а при вакууме – от 4 до 8 м/с. Жалюзийные брызгоотделители обладают малым сопротивлением, которое не превышает 100 Па.

Сетчатые брызгоотделители применяют при выпаривании пенящихся чистых растворов, не образующих осадка. Рекомендуемые скорости :пара {по сечению сепаратора) – от 1,5 до 5,0 м/с.

Сетчатые брызгоотделители набирают из сеток, укладываемых горизонтальными слоями на поддерживающую решетку. Сетки изготовляют из коррозионностойких материалов.

3. Конденсатоотводчики.

Нормальная работа теплообменных аппаратов с паровым обогревом сопровождается непрерывным удалением конденсата. Накопление конденсата в нагревательной камере выводит из работы затопляемую часть активной поверхности нагрева. Во избежание затопления рабочей части поверхности теплообмена за аппаратом устанавливают специальные автоматические устройства – конденсатоотводчики.

По конструктивным признакам и принципу работы конденсатоотводчики разделяются на сопловые (дроссельные), термостатические и поплавковые. Выбор конденсатоотводчиков производят по количеству пропускаемого конденсата и перепаду давлений перед конденсатоотводчиком и после него.

Подпорная шайба является простейшим устройством для отвода конденсата. Она устанавливается на сливном трубопроводе (рис. 17.4), когда давление греющего пара не превышает 0,6 МПа. Непременным условием работы подпорной шайбы является незначительное колебание в расходе конденсата при постоянном перепаде давлений до и после подпорной шайбы.

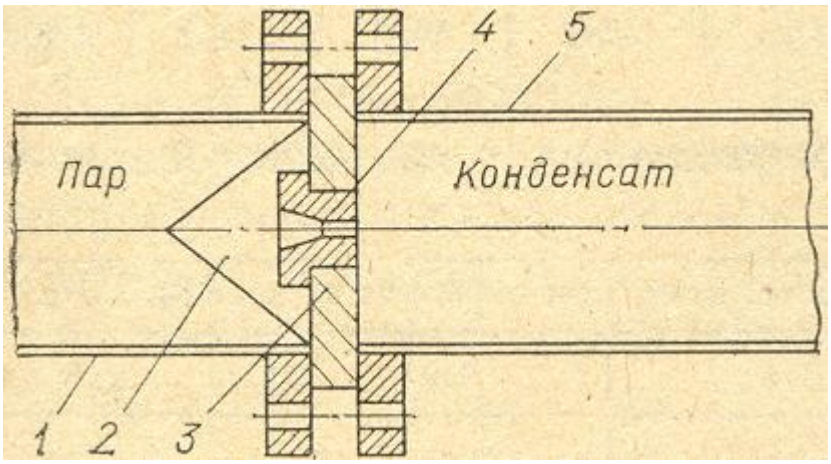


Рис.17.4. Конденсатоотводчики.
а – подпорная шайба: 1 – паропровод; 2 – защитная сетка;
3 – подпорная шайба; 4 – дюза; 5 – конденсатопровод.

Подпорные шайбы изготовляют из обычной стали с ниппелем из более износостойкого материала. При износе размер отверстия[1] в ниппеле увеличивается и вместе с конденсатом может выбрасываться пар. При ревизии и ремонте подпорной шайбы сработанный ниппель заменяют новым. Во избежание загрязнения отверстия перед шайбой располагают металлическую сетку.

Термостатические сильфонные конденсатоотводчики применяют при рабочем давлении пара до 0,6 МПа. Принцип действия термостатического конденсатоотводчика основан на использовании подвижного сильфона, который изготовляется из латуни в виде гармошки. Сильфон прикрепляется к крышке, а нижняя часть сильфона соединена с головкой клапана.

Пространство сильфона заполнено легкокипящей жидкостью из смеси этилового (25%) и пропилового (75%) спиртов.

При поступлении пара в конденсатоотводчик сильфон нагревается,. спиртовая смесь вскипает и в сильфоне увеличивается давление, растягивает гармошку и прижимает конус клапана к седлу, закрывая выход, для конденсата.
По мере накопления конденсата и его охлаждения пары спирта в; сильфоне конденсируются, внутреннее давление паров в сильфоне снижается, гармошка сокращается и клапан открывается.

Вследствие высокой чувствительности сильфона к изменению температуры потери пара при удалении конденсата невелики. Термосильфоны изготовляют двух размеров с проходными диаметрами отверстий 15 и 20 мм. Производительность термостатических конденсатоотводчиков в. зависимости от рабочего давления пара указана в табл.17.1.

Поплавковые конденсатоотводчики подразделяются на конденсатоотводчики с закрытым и с открытым поплавками.

Таблица 17.1.

Рабочая производительность термостатических конденсатоотводчиков типа 45, кг/ч.

Диаметр условного прохода клапана, мм	Производительность при избыточном давлении перед конденсатоотводчиком, МПа								
	0,01	0,03	0.05	0,07	0,09	0.1	0,3 .	0,5	0,7
15 20	165 250	280 440	350 560	430 660	500 750	560 850	680 900	900 1150	1000 1300

Конденсатоотводчик с закрытым поплавком действует следующим образом. Пар с конденсатом поступает в корпус конденсатоотводчика, постепенно заполняя его конденсатом на 2/3 объёма. При этом поплавок всплывает и при помощи рычага открывает клапан для выпуска конденсата. С удалением конденсата поплавок опускается и закрывает выпускное отверстие и тем самым прекращает вытекание конденсата.

Наибольшее распространение получили конденсатоотводчики с открытым поплавком, которые работают периодически. Дренажный клапан располагается в верхней крышке горшка. Конденсат через открытый клапан заполняет корпус, в результате чего поплавок в виде открытого стакана всплывает и закрывает иглой выходное отверстие клапана. При дальнейшем поступлении конденсата уровень в корпусе поднимается и конденсат переливается в стакан поплавка, который под действием массы заполнившей его воды опускается, игольчатый клапан открывает выпускное отверстие и конденсат давлением пара выдавливается из стакана поплавка в конденсатопровод. Опорожнённый поплавок всплывает, игольчатый клапан закрывает отверстие в седле верхнего клапана и тем самым прекращает выход конденсата. Затем процесс повторяется.

9. ПРОЦЕССЫ МАССООБМЕНА

В теплотехнике массообмен встречается в процессах испарения, конденсации, сушки, вентиляции, кондиционирования воздуха и т.п. Массоотдачей называют перенос массы вещества из ядра фазы к поверхности раздела фаз и наоборот. Количество вещества, переносимого при массообмене, пропорционально поверхности контакта фаз и движущей силе процесса в виде разности концентраций распределяемого между фазами вещества.

Движущая сила массообменных процессов может быть выражена в системе жидкость – жидкость разностью объемных концентраций вещества с единицей измерения кг/м^3, а в системе газ – жидкость – разностью парциальных давлений компонента.

Числа подобия массообменных процессов имеют структуру, аналогичную структуре чисел подобия процессов теплообмена. Основные числа подобия процессов массообмена:

Нуссельта диффузионное число (число Шервуда Sh) – безразмерный коэффициент массоотдачи

$$Nu_D = \frac{\beta l}{D} = \frac{j_{ic} l}{(C_{ic} - C_{i\infty})\rho D} \quad (9.1)$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; l – характерный размер, м; D – коэффициент диффузии, м^2/с; j_{ic} – плотность потока массы i-го компонента у поверхности раздела фаз, кг/(м^2·с); C_{ic} и $C_{i\infty}$ - относительные массовые концентрации i-го компонента у поверхности раздела фаз и вдали от нее, определяются по формуле $C_i = \frac{\rho_i}{\rho}$; ρ_i, ρ – плотности i-го компонента и смеси, кг/м^3;

Прандтля диффузионное число (число Шмидта Sc) – критерий подобия скоростных и концентрационных полей в потоке

$$Pr_D = \frac{\vartheta}{D} = \frac{\mu}{\rho D} \quad (9.2)$$

где ϑ и μ – кинематическая и динамическая вязкости;

Гухмана число – характеризует влияние массообмена на теплообмен:

$$Gu = \frac{T_c - T_м}{T_c} \quad (9.3)$$

где T_c и $T_м$ – температура сухого и мокрого термометров, К;

Льюиса – Семенова число – критерий подобия полей концентрации и температур в потоке

$$Le = \frac{D}{a} = \frac{Pr}{Pr_D} \quad (9.4)$$

где a – температуропроводность, м^2/с; при $Le = 1$ поля концентраций и температур будут подобны, это условие приближенно выполняется для ряда случаев массообмена в газовых смесях;

Стантона диффузионное число

$$St_D = \frac{j_{ic}}{(C_{ic} - C_{i\infty})(\rho\omega)_\infty} = \frac{Nu_D}{RePr_D} \quad (9.5)$$

где $(\rho\omega)_\infty$ - массовая скорость смеси вдали от поверхности раздела фаз, кг/(м^2·с);

Пекле диффузионное число – характеризует отношение конвективного переноса массы к молекулярной диффузии:

$$Pe_D = \frac{wl}{D} \quad (9.6)$$

где w – скорость переноса массы вещества, м/с;

Соотношение Льюиса между коэффициентами массо- и теплоотдачи

$$\beta_\rho = \frac{\alpha}{\rho c_p} \quad (9.7)$$

где β_ρ – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К); c_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

По закону Фика масса вещества m_i, кг, прошедшего в процессе молекулярной диффузии через слой δ, м, пропорциональна площади поверхностного слоя F, м^2, изменению концентрации вещества $\Delta\rho_i$, кг/м^3, по толщине слоя, времени τ, с, и обратно пропорциональна толщине слоя:

$$m_i = \frac{DF\Delta\rho_i\tau}{\delta} \quad (9.8)$$

где D – коэффициент диффузии: количество вещества, диффундирующего через поверхность площадью 1 м^2 в единицу времени при разности концентраций на расстоянии 1 м, равной единице, измеряется в м^2/с.

Коэффициент диффузии D газов и паров в зависимости от давления p и температуры t определяется по формуле:

$$D = D_0 \frac{p_0}{p}\left(\frac{273+t}{273}\right)^{1+n} \quad (9.9)$$

где D_0 – коэффициент диффузии при нормальных физических условиях; p_0 – давление при нормальных физических условиях; n – показатель степени, который зависит от состава газовой смеси, например $n = 0{,}8$ для смеси водяного пара и воздуха.

Уравнение массоотдачи

$$j_i = \beta_\rho(\rho_{ic} - \rho_{i\infty}) = \beta_\rho\rho(C_{ic} - C_{i\infty}) = \frac{\beta_\rho}{RT}(p_{ic} - p_{i\infty}) \quad (9.10)$$

где j_i – плотность потока массы, кг/(м^2·с); β_ρ – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; ρ_{ic}, $\rho_{i\infty}$ - концентрация диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее, кг/м^3; C_{ic}, $C_{i\infty}$ - относительная массовая концентрация диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее; R – газовая постоянная диффундирующего газа, Дж/(кг·К); T – средняя температура пограничного слоя, К; p_{ic}, $p_{i\infty}$ - парциальные давления диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее, Па.

Поток массы вещества i-го компонента через площадь F в единицу времени, кг/с:

$$J_i = j_i F \quad (9.11)$$

Относительная влажность воздуха φ (или степень насыщения) есть отношение абсолютной влажности воздуха к абсолютной влажности его в состоянии насыщения:

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho_s} = \frac{p_п}{p_s} \quad (9.12)$$

где $\rho_п, \rho_s$ – абсолютная влажность воздуха в ненасыщенном и насыщенном состояниях соответственно, кг/м^3; $p_п$ – парциальное давление водяного пара во влажном воздухе; p_s – парциальное давление насыщенного водяного пара, при температуре воздуха (температуре сухого термометра t_c) определяется из табл. 17 приложения или по Hd-диаграмме.

Относительную влажность φ можно определять по табл. 18 приложения, если известны температуры сухого t_c и мокрого $t_м$ термометров.

Парциальное давление пара во влажном воздухе можно определить с помощью психрометра:

$$p_{\text{п}} = p_{s\text{м}} - A(t_{\text{с}} - t_{\text{м}})B \quad (9.13)$$

где $p_{s\text{м}}$ – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре $t_{\text{м}}$ мокрого термометра; А – коэффициент, определяемый по формуле $A = \left(65 + \frac{6.75}{w}\right) \cdot 10^{-5}$, если скорость воздуха около шарика мокрого термометра $w \geq 0.5$ м/с; $t_{\text{с}}$, $t_{\text{м}}$ – температуры сухого и мокрого термометров; В – барометрическое давление.

Влагосодержание влажного воздуха d, кг влаги/кг сухого воздуха, - количество водяных паров, приходящихся на 1 кг сухого воздуха:

$$d = \frac{0.622 p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}} \quad (9.14)$$

Влагосодержание воздуха не меняется с изменением его температуры.

Энтальпия влажного воздуха Н, кДж/кг сухого воздуха, складывается из энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара и относится к 1 кг сухого воздуха:

$$H = t + d(2501 + 1.93t) = (1 + 1.93d)t + 2501d \quad (9.15)$$

где t – температура воздуха, °С.

Плотность влажного воздуха при температуре t, °С и барометрическом давлении В

$$\rho_{\text{в.в}} = \frac{0{,}0035B - 0.0013p_{\text{п}}}{273 + t} \quad (9.16)$$

где B и $p_{\text{п}}$ измеряются в Па; $\rho_{\text{в.в}}$ – плотность, кг/м^3.

Объем влажного воздуха, отнесенный к 1 кг сухого воздуха, м^3/кг сухого воздуха,

$$V_{\text{в.в}} = \frac{TR_{\text{с.в}}}{B - p_{\text{п}}} = \frac{(273 + t) \cdot 287}{B - \varphi p_s} \quad (9.17)$$

где $R_{\text{с.в}}$ – газовая постоянная сухого воздуха, равная 287 Дж/(кг·К); T – температура воздуха, К.

Основные параметры процесса сушки определяются следующими соотношениями.

Расход W испаряемой влаги, кг/с:

$$W = L(d_2 - d_1) \quad (9.18)$$

где L – расход сухого воздуха, находящегося во влажном воздухе, кг/с; d_1, d_2 – начальное и конечное влагосодержание воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха.

Расход сухого воздуха L на W кг испаренной влаги, кг сухого воздуха/с:

$$L = Wl \quad (9.19)$$

где l – удельный расход сухого воздуха, кг сухого воздуха/кг влаги.

Удельный расход сухого воздуха в сушилке

$$l = \frac{1}{d_2 - d_1} \quad (9.20)$$

где d_1, d_2 – начальное и конечное влагосодержание воздуха.

Удельный расход теплоты в сушилке, кДж/кг испаряемой влаги,

$$q = l(H_2 - H_1) = \frac{(H_2 - H_1)}{d_2 - d_1} \quad (9.21)$$

Расход теплоты для нагревания воздуха, кВт,

$$Q = L(H_2 - H_1) = Wq \quad (9.22)$$

где H_1 и H_2 – энтальпия влажного воздуха на входе в нагреватель и выходе из него, кДж/кг.

Тепловой КПД сушилки

$$\eta = \frac{r}{q} \quad (9.23)$$

где r – теплота парообразования воды при температуре мокрого термометра (определяется по температуре материала при сушке, табл. 4 приложения).

Количество влаги W_τ, испаряющейся с открытой поверхности, кг,

$$W_\tau = Fc(p_{пs} - p_п)\tau \quad (9.24)$$

где F – площадь поверхности воды, м^2; $p_{пs}$ – парциальное давление насыщенного водяного пара, Па, определяется по температуре испаряющейся воды из табл. 17 приложения; $p_п$ – парциальное давление пара в воздухе, Па; τ – продолжительность процесса испарения, ч; c – коэффициент испарения, кг/(ч·м^2·Па), определяется по формуле

$$c = (17.17 + 13.05w) \cdot 10^{-5} \quad (9.25)$$

здесь w – скорость воздуха над поверхностью воды, м/с.

При смешивании воздуха двух состояний: состояния 1в количестве G_1, кг, и состояния 2 в количестве G_2, кг, - имеем следующие параметры образовавшейся смеси:

масса

$$G_{см} = G_1 + G_2 \text{ или } G_{см} = G_1(1+n) \quad (9.26)$$

энтальпия

$$H_{см} = \frac{H_1G_1 + H_2G_2}{G_{см}} \text{ или } H_{см} = (H_1 + nH_2)(1+n) \quad (9.27)$$

влагосодержание

$$d_{см} = \frac{d_1G_1 + d_2G_2}{G_{см}} \quad (9.28)$$

температура

$$t_{см} = \frac{t_1G_1 + t_2G_2}{G_{см}} \quad (9.29)$$

в этих формулах $n = G_2/G_1$

Коэффициент массоотдачи β, м/с, в процессе сушки можно определить из уравнения

$$Nu_D = C\, Re^n Pr_D^{0.33} Gu^{0.135} \quad (9.30)$$

где $Nu_D = \beta l/D$; $Re = wl/\vartheta$.

Определяющие параметры: l – длина поверхности испарения в направлении движения сушильного агента; $t_{с.а}$ – температура сушильного агента.

Значения С и n определяются в зависимости от числа Re:

Re……	1 – 200	200 – 6000	6000 – 70000
С……	0,9	0,87	0,35
n……	0,5	0,54	0,65

Учебно-методическое обеспечение практических занятий
по дисциплине

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

Методические рекомендации для практических работ включают:

1. примеры решения задач;
2. комплект задач для самостоятельного решения;

Практические занятия №1,2

Тема занятий: Основные расчетные соотношения для расчета процессов теплообмена и гидродинамики в теплообменных аппаратах. Уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Цели и задачи занятий: изучить основные процессы теплообмена, научиться определять коэффициенты теплоотдачи при различных граничных условиях.

Числовые данные и необходимые пояснения: исходными данными являются граничные условия первого рода, свойства жидкостей, передаваемая тепловая мощность.

Тема занятий: Тепловой конструктивный расчет рекуперативных теплообменников.

Цели и задачи занятий: изучить конструкцию и основные характеристики рекуперативных теплообменных аппаратов, освоить методику теплового расчета рекуперативных теплообменников.

Числовые данные и необходимые пояснения: тип теплообменного аппарата, греющий теплоноситель, нагреваемый теплоноситель, материал труб, схема движения теплоносителя, расход теплоносителя.

Практическое занятие №3

Тема занятия: Компоновочный расчет трубчатых теплообменников.

Цели и задачи занятия: изучить способы размещения трубок в трубной решетке кожухотрубчатого теплообменника.

Числовые данные и необходимые пояснения: количество трубок в трубной решетке, требуется сопоставить компактность трубной решетки при различных способах размещения трубок.

Пример задания: Компоновка кожухотрубных теплообменников при конвективном движении теплоносителей. Пусть теплоноситель с расходом G_1 движется внутри трубок, а теплоноситель с расходом G_2 – в межтрубном пространстве.

1. Число трубок в межтрубном пространстве n определяется из уравнения сохранения массы

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot \pi \cdot d^2},$$

где V_1 и ρ_1 – скорость и плотность теплоносителя, d – внутренний диаметр трубок.

2. Длина трубок

$$l = \frac{S}{n \cdot \pi \cdot d},$$

где S – внутренняя поверхность теплообмена.

3. Фронтальное сечение по межтрубному пространству

$$F_{p2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot V_2 \cdot \sigma_2}.$$

Коэффициент живого сечения

$$\sigma_2 = \frac{S_1 - d_н}{S_1},$$

где S_1 – шаг между трубками во фронтальном сечении F_{p2}; $d_н$ – наружный диаметр трубок.

4. Высота теплообменника равна

$$h = \frac{F_{p2}}{l}.$$

5. Учитывая, что шаг между трубками S_1 известен по постановке задачи (также должен быть известен шаг вдоль потока теплоносителя S_2), определяют число трубок в одном ряду

$$m = \frac{h}{S_1} + 1.$$

6. Зная общее количество трубок n, определяют число рядов трубок вдоль потока теплоносителя с расходом G_2

$$k = \frac{n}{m}.$$

7. Ширина теплообменника равна

$$x = k \cdot S_2 + D_p,$$

где D_p – диаметр ребра.

Практическое занятие №4

Тема занятия: Гидравлический расчет рекуперативных теплообменников.

Цели и задачи занятия: изучить основные расчетные зависимости для гидравлического расчета теплообменников.

Числовые данные и необходимые пояснения: расход теплоносителя, диаметр и количество трубок в трубной решетке, длина трубок, свойства теплоносителя, определить гидравлические потери теплообменника и подобрать насос.

Тема занятия: Расчет теплообменников с оребрением.

Цели и задачи занятия: изучить особенности расчета оребренных теплообменников.

Числовые данные и необходимые пояснения: параметры греющей среды, параметры нагреваемой среды, тепловая нагрузка.

Практическое занятие №5

Тема занятия: Расчет конденсационных теплообменных аппаратов для глубокой утилизации теплоты влажных газов.

Цели и задачи занятия: изучить назначение, принципы действия, конструкцию конденсационных теплообменников и методику их выбора.

Числовые данные и необходимые пояснения: параметры газа на выходе, параметры нагреваемой среды.

Пример задания: Произвести тепловой расчет воздухо-воздушного пластинчатого теплообменника.

Исходные данные: горячий теплоноситель: расход $G_г$=0.2778 кг/с, давление на входе $P_г=8\cdot10^5$ Па, температура на входе $T'_г$=606 К, температура на выходе $T_г''$=386 К.

холодный теплоноситель: расход $G_х$=0.7222 кг/с, давление на входе $P_х=0.3\cdot10^5$ Па, температура на входе $T_х'$=245 К.

Тип поверхности жалюзийный, по горячему воздуху N=2, по холодному N=3; материал поверхностей теплообмена – нержавеющая сталь (λ=16 Вт/(м·К)), толщина разграничивающих пластин δ=0.2 мм.

Алгоритм расчета

1. Определяем температуру холодного воздуха на выходе

$$T''_х = \frac{G_г \cdot Cp_г}{G_х \cdot Cp_х} \cdot (T'_г - T''_г) + T'_х = \frac{0{,}2778 \cdot 1029}{0{,}7222 \cdot 1005} \cdot (606 - 386) + 245 = 330\ К.$$

2. Средняя температура теплоносителей

$$T'_х = \frac{T''_г + T'_г}{2} = \frac{386 + 606}{2} = 495\ К.$$

$$T'_г = \frac{T''_х + T'_х}{2} = \frac{330 + 245}{2} = 278{,}5\ К.$$

3. Теплофизические свойства теплоносителей при средней температуре и давлении:
горячий теплоноситель: $\lambda=3.95\cdot10^{-2}$ Вт/(м·К); $\rho=6.32$ кг/м^3; $\mu=26.0\cdot10^{-6}$ Па·с; Ср=1029 Дж/(кг·К); Pr=0.680;
холодный теплоноситель: $\lambda=2.4\cdot10^{-2}$ Вт/(м·К); $\rho=0.393$ кг/м^3; $\mu=17.1\cdot10^{-6}$ Па·с; Ср=1005 Дж/(кг·К); Pr=0.705.

4. Задаемся скоростями теплоносителей
$V_г=3$ м/с, $V_х=60$ м/с.

5. Числа Рейнольдса

$$Re_г = \frac{d_г \cdot \rho_г \cdot V_г}{\mu_г} = \frac{1{,}73 \cdot 10^{-3} \cdot 6{,}32 \cdot 3}{26 \cdot 10^{-6}} = 1260,$$

$$Re_х = \frac{4{,}40 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}393 \cdot 60}{17{,}1 \cdot 10^{-6}} = 5860.$$

6. Числа Нуссельта

$$Nu_г = 0{,}107 \cdot Re^{0{,}687} \cdot Pr^{0{,}6} = 0{,}107 \cdot 1260^{0{,}687} \cdot 0{,}68^{0{,}6} = 14{,}0;$$
$$Nu_х = 0{,}0844 \cdot Re^{0{,}687} \cdot Pr^{0{,}6} = 0{,}0844 \cdot 5860^{0{,}687} \cdot 0{,}705^{0{,}6} = 26{,}4.$$

7. Коэффициенты теплоотдачи от стенки к воздуху

$$\alpha_г = \frac{Nu_г \cdot \lambda_г}{d_г} = \frac{14{,}0 \cdot 3{,}95 \cdot 10^{-2}}{1{,}73 \cdot 10^{-3}} = 260 \frac{Вт}{м \cdot К},$$

$$\alpha_х = \frac{26{,}4 \cdot 2{,}4 \cdot 10^{-2}}{4{,}4 \cdot 10^{-3}} = 144 \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

8. Эффективность одиночного ребра

$m_г=(2\alpha_г/(\lambda\cdot\delta_г))0{,}5=(2\cdot260/(161\cdot10^{-4}))0{,}5=570$ м$^{-1}$;
$m_х=(2\alpha_х/(\lambda\cdot\delta_х))0{,}5=(2\cdot144/(161{,}5\cdot10^{-4}))0{,}5=346$ м$^{-1}$;
$m_г\cdot l_г/2=(570\cdot3{,}2\cdot10^{-3})/2=0{,}912$;
$m_х\cdot l_х/2=1{,}06$;
$\eta_{рг}=th(m_г\cdot l_г/2)/(m_х\cdot l_х/2)=0{,}820$;
$\eta_{рх}=0{,}765$.

9. Эффективность оребренной поверхности

$$\eta_{ог} = 1 - \frac{S_{рг}}{S_{рх}}(1 - \eta_{рг}) = 1 - 0{,}64 \cdot (1 - 0{,}820) = 0.885;$$
$$\eta_{ох} = 1 - 0{,}57 \cdot (1 - 0{,}765) = 0.861.$$

10. Пренебрегая термическим сопротивлением стенки, находим коэффициент теплопередачи, отнесенный к горячей поверхности теплообмена:

$$k_г = \left\{\frac{1}{\alpha_г \cdot \eta_г} + \frac{1}{\frac{\alpha_х \cdot \eta_х \cdot S_х}{S_г}}\right\}^{-1} = \left\{\frac{1}{260 \cdot 0{,}885} + \frac{1}{144 \cdot 0{,}861 \cdot 0{,}864}\right\}^{-1};$$

$k_г$=69.3 Вт/(м^2·К),

где $S_х/S_г=b_х\cdot\beta_х/(b_г\cdot\beta_г)$=0,864.

11. Среднелогарифмическая разность температур в теплообменнике

$$\Delta T_л = \frac{\Delta T_Б - \Delta T_М}{\ln\frac{\Delta T_Б}{\Delta T_М}} = \frac{(606 - 330) - (386 - 245)}{\ln\frac{606 - 330}{386 - 245}} = 201°C.$$

12. Поправка φ на вид относительного движения теплоносителей

$$P = \frac{T''_х - T'_х}{T'_г - T'_х} = \frac{330 - 245}{606 - 245} = 0{,}235;$$
$$R = \frac{T'_г - T''_г}{T''_х - T'_х} = \frac{606 - 386}{330 - 245} = 2{,}59;$$
$$\varphi = 0{,}97.$$

13. Поверхность теплообмена со стороны горячего воздуха

$$S_г = \frac{Q}{k_г \cdot \Delta T_л \cdot \varphi} = \frac{1000 \cdot 1029 \cdot (606 - 386)}{360 \cdot 69{,}3 \cdot 201 \cdot 0{,}97} = 4{,}65\ м^2.$$

14. Коэффициенты компактности, отнесенные ко всему объему аппарата равны

$$\psi_г = \frac{S_г}{V} = \frac{b_г \cdot \beta_г}{b_г + b_х + 2 \cdot \delta} = \frac{3{,}2 \cdot 1755}{3{,}2 + 6{,}14 + 2 \cdot 0{,}2} = 577\ \frac{м^2}{м^3},$$
$$\psi_х = \frac{S_х}{V} = \frac{b_х \cdot \beta_х}{b_г + b_х + 2 \cdot \delta} = \frac{6{,}14 \cdot 790}{3{,}2 + 6{,}14 + 2 \cdot 0{,}2} = 498\ \frac{м^2}{м^3},$$
$$V = \frac{S_г}{\varphi} = \frac{4{,}65}{577} = 8{,}06 \cdot 10^{-3}\ м^3.$$

15. Коэффициенты живого сечения по горячему и холодному трактам

$$\sigma_г = \frac{\psi_г \cdot d_{эг}}{4} = \frac{577 \cdot 1{,}73 \cdot 10^{-3}}{4} = 0{,}25;$$

$$\sigma_{\text{х}} = \frac{\psi_{\text{х}} \cdot d_{\text{эх}}}{4} = \frac{498{,}4 \cdot 4{,}4 \cdot 10^{-3}}{4} = 0{,}547.$$

16. Фронтальные сечения

$$F_{\text{рг}} = \frac{G_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}} \cdot V_{\text{г}} \cdot \sigma_{\text{г}}} = \frac{2600}{3600 \cdot 6{,}32 \cdot 3 \cdot 0{,}25} = 5{,}86 \cdot 10^{-2}\ \text{м}^2,$$

$$F_{\text{рх}} = \frac{G_{\text{х}}}{\rho_{\text{х}} \cdot V_{\text{х}} \cdot \sigma_{\text{х}}} = \frac{2600}{3600 \cdot 0{,}393 \cdot 60 \cdot 0{,}547} = 2{,}2 \cdot 10^{-2}\ \text{м}^2.$$

17. Габариты набивки теплообменника

$$t = \frac{V}{F_{\text{рг}}} = \frac{8{,}06 \cdot 10^{-3}}{5{,}86 \cdot 10^{-2}} = 0{,}138\ \text{м};$$

$$h = \frac{F_{\text{рх}}}{t} = \frac{2{,}2 \cdot 10^{-2}}{0{,}138} = 0{,}159\ \text{м};$$

$$l = \frac{F_{\text{рг}}}{h} = \frac{5{,}86 \cdot 10^{-2}}{0{,}159} = 0{,}369\ \text{м}.$$

Тема занятия: Тепловой расчет смесительных теплообменников.

Цели и задачи занятия: провести тепловой конструктивные и гидравлический расчет теплообменного аппарата смесительного типа.

Числовые данные и необходимые пояснения: начальные параметры греющей и нагреваемой сред, тепловая нагрузка. Определить необходимую поверхность теплообмена, конечные температуры теплоносителей (при известной поверхности устройства), а также количество переданной тепловой энергии.

Практическое занятие №5

Тема занятия: Диаграмма «энтальпия-влагосодержание» для влажных газов.

Цели и задачи занятия: изучить свойства влажных газов, закрепить умение работы с h,d-диаграммой.

Числовые данные и необходимые пояснения: начальные параметры газа.

Пример задания: Найти точку росы для воздуха, имеющего t = 40°C и φ = 0.8.

Точка росы соответствует той температуре, при которой паровоздушная смесь с данным влагосодержанием становится насыщенным водяным паром. При охлаждении воздуха ниже этой температуры происходит конденсация водяного пара. Для определения точки росы необходимо на h,d-диаграмме найти точку, соответствующую заданному состоянию воздуха, затем опуститься по линии d=const до пересечения с кривой φ=1, т.е до линии насыщения. В нашем случае d=0.039 кг/кг и точка росы соответствует температуре t=36°C.

Практическое занятие №7

Тема занятия: Расчет однокорпусной выпарной установки.

Цели и задачи занятия: получить навыки по расчету материального и теплового баланса выпарного аппарата, выполнить конструктивный расчет аппарата.

Числовые данные и необходимые пояснения: производительность установки по исходному и готовому продукту, производительность установки, массовая доля растворенного вещества в исходном растворе и массовая доля растворенного вещества в упаренном растворе.

Тема занятия: Расчет греющей камеры выпарной установки.

Цели и задачи занятия: освоить методику механического расчета аппаратов выпарных установок на примере греющей камеры.

Числовые данные и необходимые пояснения: выпарной аппарат и его характеристики, параметры греющей среды. Рассчитать толщину стенки греющей камеры, выбрать расположение труб в греющей камере и рассчитать толщину трубной решетки.

Тема занятия: Расчет кинетики процессов сушки в первом и втором периодах.

Цели и задачи занятия: Закрепить знания по теории кинетики сушки. Определить скорость сушки для периода постоянной скорости, рассчитывать коэффициент массоотдачи.

Числовые данные и необходимые пояснения: масса абсолютно сухого материала, масса влажного материала, масса влаги в материале, площадь поверхности высушиваемого материала, скорость воздуха,

Тема занятия: Тепловой и материальный баланс конвективной сушильной установки.

Цели и задачи занятия: закрепить навыки по расчету конвективных сушильных установок.

Числовые данные и необходимые пояснения: физические, химические и геометрические свойства сырого материала, его начальная и конечная влажность, максимально допускаемые температуры сушки, кривые скорости сушки и производительность установки.

Тема занятий: Построение фазовых диаграмм и диаграмм равновесия для жидких смесей. Определение числа теоретических тарелок в ректификационной колонне.

Цели и задачи занятия: определить число тарелок, необходимых для разделения смеси на ректификат и остаток. Получить навыки расчета числа тарелок графическим способом при помощи энтальпийной диаграммы.

Числовые данные и необходимые пояснения: флегмовое и паровое число, кривая равновесия фаз, тепловые свойства участвующих в ректификации компонентов, а также изменения потоков флегмы и пара по высоте колонны.

Практические занятия №8

Тема занятий: Подбор теплообменного оборудования.

Цели и задачи занятий: закрепить навыки по подбору и расчету теплообменного оборудования, уметь дать технико-экономическое обоснование предлагаемых вариантов.

Числовые данные и необходимые пояснения: источник тепла, тип теплоносителя, температурный график, тепловая мощность. Провести гидравлический и тепловой расчеты теплообменного оборудования, обосновать выбор аппарата.

Примеры вопросов к практическим занятиям.

1. Что такое теплообменный аппарат, тепломассообменный аппарат?
2. Чем отличаются процессы теплопроводности, конвекции, лучеиспускания?
3. Что такое регенеративные теплообменные аппараты?
4. Что такое рекуперативные теплообменные аппараты?

5. Что относится к высокотемпературным теплоносителям?
6. Что относится к среднетемпературным теплоносителям?
7. Какие теплоносители применяют в криогенных аппаратах?
8. Какие требования предъявляют к теплоносителям.
9. В каких пределах находятся температура, давление и скорость движения теплоносителей в теплообменных аппаратах?
10. В каких пределах находится коэффициент теплоотдачи различных теплоносителей?
11. От чего зависят затраты на транспортировку различных теплоносителей?
12. Чем ограничивается скорость движения запыленных газов по трубопроводам?
13. Чем ограничивается температура движения дымовых газов в тепловых аппаратах?
14. Как изменяется температура теплоносителя в процессах кипения или конденсации?
15. Как изменяется температура фазовых превращений смеси по отношению к ее составляющим?
16. Чем определятся диаметр труб в кожухотрубных теплообменниках?
17. Где используют кожухотрубные теплообменники?
18. Что такое линзовые компенсаторы и где их применяют?
19. Что такое пластинчатые теплообменники и где их применяют?
20. Что такое теплообменники с пленочным движением жидкости, их область применения, достоинства?
21. Что такое калорифер, или воздухоподогреватель?
22. Что такое экономайзер, его конструкция и область использования?
23. Что такое радиационные рекуператоры их особенности и область использования?
24. Что включает конструктивный расчет теплообменника?
25. Что включает поверочный расчет теплообменника?
26. Какие виды расчетов приняты при проектировании теплообменников?
27. Что называется регенеративным теплообменником?
28. Назначение и краткая характеристика насадки регенеративного теплообменника.
29. Основная область применения регенеративных теплообменников.
30. Какие подогреватели используют в качестве воздухоподогревателей для использования теплоты дымовых газов?
31. Что является достоинством регенеративной насадки?
32. Что является недостатком регенеративной насадки?
33. Что такое смесительные теплообменники?
34. Достоинства смесительных теплообменников.
35. Недостатки смесительных теплообменников.
36. Что такое влагосодержание воздуха?
37. Что такое абсолютная влажность воздуха?
38. Как изменяется температура теплоносителя в процессах кипения или конденсации?
39. Какой параметр влажного воздуха изменяется в рекуперативном теплообменнике при повышении температуры?
40. Что такое коэффициент рециркуляции воздуха?
41. Что такое скруббер?

Учебно-методическое обеспечение лабораторных занятий
по дисциплине

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПЫЛЕОЧИСТНОГО УСТРОЙСТВА

1. Цель работы

Экспериментальное определение эффективности (КПД) пылеочистного устройства - циклона, а также приобретение навыков определения расхода, скорости и запыленности газовых потоков.

2. Задание и порядок выполнения лабораторной работы

2.1. Изучить принцип действия приборов, работу схемы и установки и указания к выполнению данной лабораторной работы.

2.2. Составить таблицу исходных данных и результатов замеров.

2.3. Произвести предварительное взвешивание фильтров, которые выдает преподаватель, после допуска к работе.

2.4. Включить установку и измеряя скорость, выйти на заданный режим. Определить давления и скорости до и после циклона.

2.5. Установить фильтр, включить и настроить электроаспиратор. Произвести запыление потока и, зафиксировав время (один замер продолжается 5 мин.), приступить к измерению запыленности потока. Выполнить замер до циклона, поменять фильтр и выполнить замер после циклона. Опыт повторить три раза.

2.6. Произвести осреднение результатов и определить концентрации пыли до и после циклона, его гидравлическое сопротивление.

2.7. Рассчитать КПД циклона и сделать выводы по работе.

2.8. Оформить отчет согласно требованиям, предъявляемым к оформлению отчета.

3. Указания к выполнению работы

Многие технологические процессы связаны с образованием и выделением твердых частиц (пыли) в окружающую среду. Основными критериями оценки работы газоочистных устройств (ГОУ) являются: скорость и расход газового потока, гидравлическое сопротивление и КПД.

В данной работе изучается наиболее распространенный тип ГОУ - циклон (рис. 1а). Газы, направляющиеся в аппарат, поступают в цилиндрическую часть циклона, где движутся по спирали с увеличивающейся скоростью от периферии к центру внутрь, опускаясь по наружной спирали, затем поднимаются по внутренней спирали и выходят через выхлопную трубу. Твердые частицы под действием центробежных сил опадают по стенкам циклона в бункер для сбора пыли.

Циклонные пылеуловители имеют следующие преимущества:

- отсутствие движущихся частей;
- надежность работы при высоких температурах (до 400 °С);
- пыль улавливается в сухом виде;
- постоянство гидравлического сопротивления;
- простота изготовления;
- рост запыленности газов не приводит к снижению эффективности очистки.

Вместе с тем следует понимать, что циклоны малоэффективны для очистки тонкодисперсной пыли (размеры частиц меньше 10 мкм).

При больших расходах газов применяют групповую компоновку аппаратов (рис. 1б).

Эффективность циклона (КПД) зависит от вида пыли, размера и фракционного состава частиц, а также от скорости запыленного потока. Эффективность циклона выражается соотношением:

$$\eta = \left(\frac{G_{ул.}}{G_{вх.}}\right) \times 100,\% = \left(\frac{Z_{вх.} - Z_{вых.}}{Z_{вх.}}\right) \times 100,\%,$$

где $G_{ул.}, G_{вх.}$ - количество пыли, уловленной и поступающей в циклон за одно время, г/с;

$Z_{вх.}, Z_{вых.}$ - запыленность газа на входе и на выходе из циклона, мг/м^3.

Под запыленностью газа понимается массовая концентрация пыли в этом газе. Запыленность газа определяется путем отбора из газохода определенного объема этого газа и улавливания содержащейся в нем пыли. Деля массу уловленной пыли на объем отобранной пробы газа, находят величину запыленности.

Пробу газа отбирают из газохода с помощью заборной трубки, вводимой внутрь газохода. Входное отверстие заборной трубки должно быть направлено навстречу газовому потоку. Скорость газа во входном сечении трубки должна равняться скорости газового потока (условие изокинетичности), в противном случае отобранная проба не будет представительной:

- при превышении скорости отбора величина запыленности будет заниженной;
- при занижении скорости - завышенной.

Применяют два метода определения запыленности газов: с помощью внутренней и внешней фильтрации. При внешней фильтрации пылеотделительное устройство располагается вне газохода, а при внутренней фильтрации - внутри.

Для определения скорости и расхода газа, проходящего через заданное сечение газохода, рекомендуется использовать пневмометрические трубки, позволяющие измерять динамическое давление, пропорциональное квадрату скорости газа. С помощью трубок снимают поле скоростей, т.е. распределение скоростей по сечению газохода. Зная поле скоростей находят среднюю скорость газа в сечении и расход газа. Для измерения скорости газа используются пневмометрические трубки НИИОГАЗ и микроманометры.

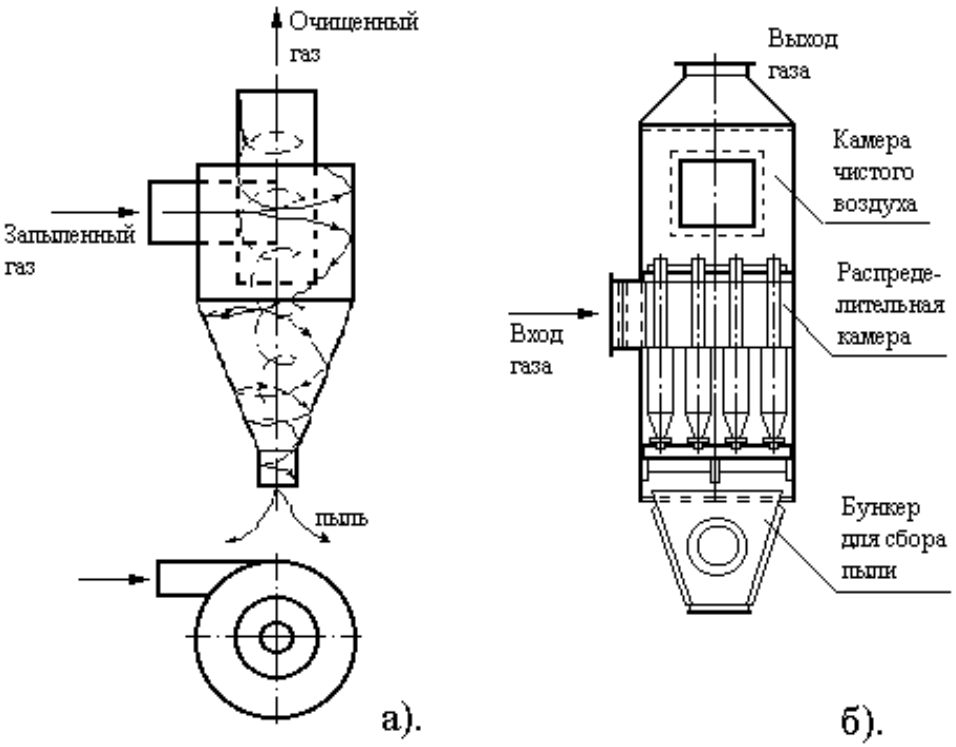


Рисунок 1 – Пылеочистное устройство: а - циклонный пылеуловитель; б - батарейный циклон

Измерительное сечение выбирается на прямом участке газохода, на достаточном расстоянии от мест, где изменяется направление потока газа (колена, отводы и т.д.) или площадь поперечного сечения газохода (задвижки, дроссельные устройства и т.д.). Измерения проводят при установившемся режиме движения потока газа, при этом полости полного давления напорной трубки присоединяют к штуцеру микроманометра со знаком «+», а статического давления - к штуцеру со знаком «-».

Площадь измерительного сечения газохода условно делят на составные равновеликие площадки, в центрах которых находятся точки измерения. Количество этих точек и их расположение определяется в зависимости от размеров и формы газохода согласно ГОСТ Р50820-95. Габариты газохода лабораторной установки позволяют свести количество точек измерения до одной (в центре газохода), т.е. поле скоростей считается равномерным.

Скорость газа в произвольно выбранной точке сечения газохода рассчитывается по формуле, м/с:

$$w = 4{,}036 \cdot \sqrt{\hat{E}_{\grave{o}} \cdot p_{\ddot{a}\grave{e}\acute{i}}} \cdot \sqrt{\frac{(273+t)\cdot 101{,}3}{p \cdot 293}},$$

где K_m – коэффициент пневмометрической трубки;

$p_{дин}$ - динамическое давление, мм вод. ст.;

p – давление газа в газоходе, кПа.

t - температура газа, ^{o}C;

Динамическое давление определяется по показанию микроманометра ($p'_{дин}$) с учетом коэффициента пневмометрической трубки (К):

$$p_{дин} = p'_{дин} \cdot K$$

Расход газа через данное сечение определяется по формуле, м^3/с:

$$V = w_{ср.} \cdot F,$$

где $w_{ср.}$- средняя скорость газа по сечению, м/с;

F - площадь проходного сечения, м^2.

Определение концентрации запыленного потока производят методом внешней фильтрации.

Перед началом опыта производят взвешивание фильтров на аналитических весах с точностью до 0,1 мг.

В отверстие с резьбой на конце ввертывают сменный наконечник, входной диаметр которого рассчитывается, исходя из условий изокинетичности отбора проб, по формуле, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_г}{\pi \cdot w_{ср.}}},$$

где $V_г$ - расход газа через заборную трубку при рабочих условиях, м^3/с;

$w_{ср.}$ - скорость газового потока в точке отбора, м/с.

Т.к. в условиях лабораторной работы скорость газа изменяется в небольших диапазонах и $V_г \approx const$, то сменные наконечники не используются.

Гидравлическое сопротивление циклона приближенно можно определить по разности давлений потока до циклона и после него. Отбор проб на запыленность производят в тех же точках, что и измерение скорости.

Время отбора одной пробы τ рассчитывают исходя из предполагаемого веса пробы $G_{пред.}$, г, ожидаемой концентрации пыли $Z_{ож.}$, г/м^3 и расхода газа $V_г$, л/мин., через заборную трубку по формуле, мин.:

$$\tau = \frac{1000 \cdot G_{пред.}}{V_г \cdot Z_{ож.}}$$

После взвешивания запыленного фильтра производят расчет запыленности газа, г/нм^3:

$$Z = \frac{(g + a + b) \times 1000}{V_д \cdot \tau} \times \frac{Á \cdot (273 + t_д)}{273 \cdot (Á - p_д)},$$

где Z - запыленность газа, г/нм^3;

g - привес пыли в фильтровальном устройстве, г;

a - поправка на количество пыли, оседающей в заборной трубке, г;

b - поправка на изменение массы контрольных гильз (в случае использования бумажных фильтровальных патронов), г;

τ - время отбора пробы, мин.;

$V_р$ - расход газа при отборе пробы по измерительному прибору, л/мин;

Б – барометрическое давление, кПа;

$p_р$ – давление перед измерительным прибором расхода, кПа;

$t_р$ - температура газа перед измерительным прибором расхода, °С.

В условиях лабораторной работы время отбора пробы принимается равным 5 минутам, поправки «a» и «b» равны нулю.

4. Описание экспериментальной установки

Схема стенда и спецификация основных элементов представлены на рис. 2.

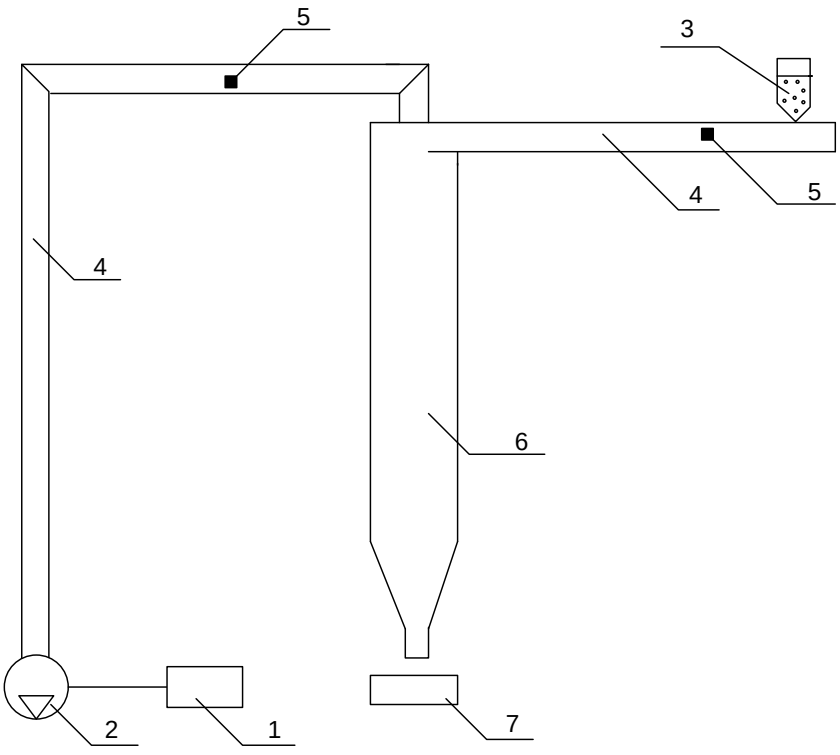


Рисунок 2 – Схема лабораторного стенда: 1 - регулятор напряжения для изменения расхода газа; 2 - вентилятор; 3 - устройство искусственного запыления газа; 4 - газоход; 5 - места отборов; 6 - циклон; 7 - сборник пыли.

В качестве вспомогательного оборудования используются приборы:

- трубка пневмометрическая НИИОГАЗ с коэффициентом трубки 0,56;
- трубка пробоотборочная с постоянным диаметром наконечника;
- фильтры бумажные;
- фильтродержатель;
- электроаспиратор для обеспечения изокинетичности потоков;
- весы аналитические;
- цифровой микроманометр ДМЦ-I;
- термометр;
- барометр;
- соединительные шланги.

5. Требования к оформлению отчета

Отчет по лабораторной работе выполняется каждым студентом и должен содержать:

5.1. Краткое описание целей работы и необходимые формулы для расчета.

5.2. Схему установки.

5.3. Результаты замеров, сведенные в таблицу.

5.4. Результаты расчетов.

5.5. Выводы по проделанной работе.

6. Контрольные вопросы

1. Виды устройств, предназначенных для очистки запыленных газовых потоков.
2. Достоинства и недостатки различных пылеочистных устройств.
3. Принцип работы циклона.
4. Условие изокинетичности отбора проб.
5. Основные расчетные зависимости, используемые для определения запыленности потока газа.
6. Схема лабораторного стенда и порядок проведения работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ СЕКЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Цель работы

Изучить принцип действия и теплообменные процессы, протекающие в секционном теплообменном аппарате типа «труба в трубе». Основываясь на опытных данных, вычислить значения

эффективности и числа единиц переноса теплообменника для различных расходов и схем движения теплоносителей.

2. Задание

2.1. Изучить указания к выполнению данной лабораторной работы.

2.2. Составить тепловые балансы секционного теплообменника.

2.3. Определить опытные величины значения коэффициентов теплопередачи от греющего теплоносителя (горячей воды) к нагреваемому (холодной воде) при различных расходах теплоносителей.

2.4. Получить расчетные значения коэффициентов теплопередачи для аналогичных опытных условий.

2.5. Основываясь на опытных данных, вычислить для различных расходов теплоносителей значения эффективности ε и числа единиц переноса N. Построить графическую зависимость $\varepsilon = f_{эксп.}(N)$.

2.6. Построить графическую зависимость $\varepsilon = f_{теор.}(N)$ для различных отношений тепловых эквивалентов $\left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1;0{,}6;0{,}4\right)$.

2.7. Сравнить экспериментальную зависимость $\varepsilon = f_{эксп.}(N)$ с теоретической $\varepsilon = f_{теор.}(N)$.

3. Указания к выполнению работы

Для характеристики тепловой способности теплообменного аппарата передавать тепло от горячего теплоносителя к холодному, часто используется коэффициент эффективности ε. По физическому смыслу он равен отношению количества тепла, переданному в данном конкретном теплообменнике, к количеству тепла, переданному в идеальном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена, при противоточной схеме движения теплоносителей (т.е. при полном срабатывании температурного напора между теплоносителями):

$$\varepsilon = \frac{C_2 \cdot (t_2'' - t_2')}{C_{\min} \cdot (t_1' - t_2')} = \frac{C_1 \cdot (t_1' - t_1'')}{C_{\min} \cdot (t_1' - t_2')},$$

где C_1, C_2 - тепловые эквиваленты соответственно горячего и холодного теплоносителей;

t_1', t_1'', t_2', t_2'' - температуры горячего и холодного теплоносителей на входе и выходе из теплообменного аппарата;

$C_{\min}$ - меньший из двух тепловых эквивалентов.

Другой характерной величиной для теплообменного аппарата является число единиц переноса N:

$$N = \frac{K_2 \cdot F_2}{C_{\min}} = \frac{K_1 \cdot F_1}{C_{\min}},$$

где K_1, K_2 - коэффициенты теплопередачи, отнесенные соответственно, к поверхности теплообмена со стороны горячего F_1 и холодного F_2 теплоносителей.

Между ε и N для каждого вида относительного движения теплоносителей имеется жесткая зависимость. Для случая противотока (а) и прямотока (б) она равна:

$$\text{à}).\quad \varepsilon = \frac{1-e^{-N\cdot\left(1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}}{1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\cdot\left(e^{-N\cdot\left(1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}\right)} \qquad \text{á}).\quad \varepsilon = \frac{1-e^{-N\cdot\left(1+\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}}{1+\frac{C_{\min}}{C_{\max}}},$$

где $C_{\min}, C_{\max}$ - меньший и больший тепловые эквиваленты теплоносителей.

Для случая равенства тепловых эквивалентов ($C_1 = C_2$):

$$\varepsilon = \frac{N}{1+N}$$

Следует иметь в виду, что ε характеризует только тепловое совершенство аппарата, но не учитывает гидравлику и его конструктивные особенности.

Поверхность раздела теплоносителей постоянна и определяется геометрическими размерами теплообменного аппарата:

$$d_1 = 0{,}002\ м; d_2 = 0{,}024\ м; D = 0{,}04\ м; l = 1{,}5\ м.$$

Для теоретического расчета K используются эмпирические формулы. Для тонкой цилиндрической стенки ($d_2/d_1 < 1{,}4$) справедливо выражение:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{ст.}/\lambda_{ст.} + 1/\alpha_2},$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя, Вт/м^2 ^{o}С;

α_2 - коэффициент теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя, Вт/м^2 ^{o}С;

$\delta_{ст.} = \frac{1}{2}\cdot(d_2 - d_1)$ - толщина стенки, м;

$\lambda_{ст.}$ = 50 Вт/м ^{o}С - коэффициент теплопроводности стенки.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 определяются по значению критерия Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_э}{\lambda},$$

где λ - коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/м ^{o}С;

$d_э$ - эквивалентный диаметр (характерный размер), м.

Критерий Нуссельта со стороны горячего теплоносителя можно рассчитать по следующей формуле:

$$Nu_1 = 0{,}021\cdot \mathrm{Re}_1^{0,8}\cdot \mathrm{Pr}_1^{0,43}\cdot\left(\frac{\mathrm{Pr}_1}{\mathrm{Pr}_{ст.}}\right)^{0,25},$$

где $\mathrm{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1}$ - критерий Рейнольдса;

w_1 - скорость движения горячего теплоносителя, м/с;

d_1 - внутренний диаметр «тонкой» трубы, м;

ν_1 - коэффициент кинематической вязкости горячего теплоносителя, м^2/с.

Коэффициенты ν_1, λ_1 и Pr_1 определяются по средней температуре горячего теплоносителя, °С:

$$t_{ср.1} = \frac{t_1' + t_1''}{2}$$

Критерий Нуссельта со стороны холодного теплоносителя, можно рассчитать по следующей формуле:

$$Nu_2 = 0{,}017 \cdot \mathrm{Re}_2^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_2^{0,4} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_2}{\mathrm{Pr}_{ст.}}\right)^{0,25} \times \left(\frac{D}{d_2}\right)^{0,18},$$

где $\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_э}{\nu_2}$ - критерий Рейнольдса;

w_2 - скорость движения холодного теплоносителя, м/с;

$d_э = D - d_2$ - эквивалентный диаметр для кольцевого канала (см. рис. 1), м;

ν_2 - коэффициент кинематической вязкости холодного теплоносителя, м^2/с;

Pr_2 - число Прандтля.

Коэффициенты ν_2, λ_2 и Pr_2 определяются по средней температуре холодного теплоносителя, °С:

$$t_{-\mathrm{p}.2} = \frac{t_2' + t_2''}{2}$$

$Pr_{ст.}$ определяется по температуре стенки, которая в свою очередь определяется по следующей формуле, °С:

$$t_{ст.} = \frac{t_{ср.1} + t_{ср.2}}{2}$$

Скорость движения теплоносителей определяется из уравнения неразрывности:

$$w = \frac{G}{\rho \cdot f},$$

где w - скорость движения теплоносителя, м/с;

G - расход теплоносителя, кг/с;

ρ - плотность теплоносителя, определяемая по средней температуре, кг/м^3;

f - площадь проходного сечения канала, м^2.

4. Описание лабораторной установки

Определение коэффициента теплопередачи производится на модели теплообменного аппарата типа «труба в трубе» (рис. 1).

Холодная вода с постоянным расходом G_2 = 0,04кг/с подается насосом Н2 в кольцевой канал теплообменного аппарата, где она подогревается от температуры t_2' до t_2''. Для измерения температур холодного теплоносителя установлены термопары ТП3 и ТП4.

Горячая вода из термостата подается насосом Н1. Расход воды регулируется изменением числа оборотов насоса с помощью регулятора РЕГ. Н1 и измеряется расходомером, импульс от которого передается на цифровой вольтметр ЦВ переводом ключа измерений КИ в положение «измерение расхода» ИР. Температуры t_1' и t_1'' измеряются термопарами ТП1 и ТП2.

Все термопары подключаются к цифровому вольтметру с помощью переключателя КИ. Свидетельством подключения термопар является загорание лампочки на мнемосхеме в месте ее установки.

Для перевода показаний цифрового вольтметра в «°С» и в «кг/с» на стенде указаны коэффициенты пересчета.

Включение прямоточной или противоточной схемы выполняется с помощью вентилей В1÷В4 поворотом до упора по часовой стрелке. Открытому вентилю соответствует загорание лампочки на мнемосхеме.

На стенде имеется схема подключения расходомера и схема подключения термопар к цифровому вольтметру.

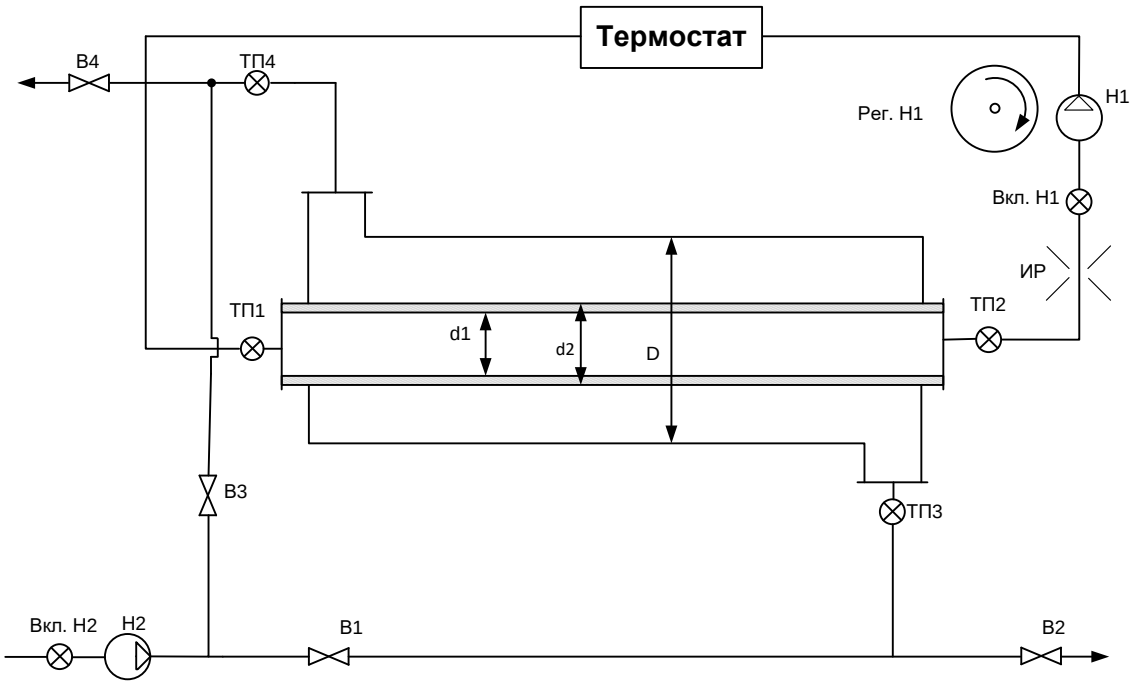


Рисунок 1 – Схема лабораторного стенда.

5. Проведение опыта и обработка результатов

Включение стенда разрешается после получения допуска к выполнению лабораторной работы у преподавателя и производится с помощью кнопки Вкл., о чем свидетельствует загорание сигнальной лампочки Л.

С помощью соответствующих вентилей В1÷В4 собирается заданная схема движения теплоносителей. Включается насос Н2, после чего через 2÷3 мин. включается насос Н1 и с помощью регулятора РЕГ. Н1 устанавливается первый режим по расходу G_1 = 0,01- 0,02 кг/с. Изменение расхода при выполнении лабораторной работы производится в диапазоне 0,01 ÷ 0,12 кг/с.

Подключая поочередно термопары ТП1÷ТП4, добиваются установившегося режима, характеризуемого неизменностью температур. После этого выполняют необходимые измерения.

По результатам измерений определяют Δt, K, ε, N и сравнивают эти значения для 3 ÷ 4 значений расхода G_1.

6. Требования к оформлению отчета

Отчет по лабораторной работе выполняется каждым студентом и должен содержать:

6.1. Краткое описание целей работы и необходимые формулы для расчета.

6.2. Схему установки.

6.3. Результаты замеров, сведенные в таблицу.

6.4. Результаты расчетов.

6.5. Выводы по проделанной работе.

7. Контрольные вопросы

1. Схема лабораторного стенда и порядок проведения работы.
2. Основные расчетные зависимости, используемые при тепловом расчете теплообменных аппаратов типа «труба в трубе».
3. Понятие коэффициента тепловой эффективности теплообменного аппарата.
4. Понятие «числа единиц переноса».
5. Расчетные зависимости для определения коэффициента эффективности и числа единиц переноса.
6. Понятие температурного напора, коэффициента теплоотдачи и теплопередачи, и способы их определения.
7. Способы повышения эффективности поверхностных теплообменных аппаратов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ОСНОВЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

1. Цель работы

Закрепление знаний по теории конвективного теплообмена; знакомство с основами расчета пластинчатых теплообменных аппаратов, эффективностью использования различных конструкций теплообменников на основе показателей теплоэнергетической эффективности.

2. Задание

2.1. Изучить указания к выполнению данной лабораторной работы.

2.2. Изучить алгоритм расчета и порядок выполнения лабораторной работы.

2.3. По заданным средним значениям температур теплоносителей, используя справочную литературу /2/, определить необходимые для расчета коэффициенты: теплопроводности λ_1 и λ_2, кинематической вязкости ν_1 и ν_2, плотность теплоносителей ρ_1 и ρ_2 и числа Pr_1 и Pr_2.

2.4. Для заданного типа пластин теплообменных аппаратов при различных скоростях движения теплоносителей по предлагаемой программе рассчитать:

- коэффициент теплопередачи K;
- площадь поверхности нагрева F;
- суммарные удельные энергозатраты ΣN_0;
- коэффициент теплоэнергетической эффективности $E_к$.

2.5. Определить относительный коэффициент теплоэнергетической эффективности ψ_m.

2.6. Построить графики зависимостей:

$$E_к = f(\Delta t)$$

для различных типов пластин теплообменных аппаратов.

2.7. Провести анализ, сделать вывод по проделанной работе и оформить отчет согласно требованиям, предъявляемым к оформлению отчетов.

3. Указания к выполнению работы

Для технико-экономического анализа работы теплообменного аппарата применяется метод сопоставления аппаратов различных типов.

На начальной стадии разработки теплообменников интенсивного действия и при модернизации оборудования применяется способ «использования коэффициента теплоэнергетической эффективности» или «относительного коэффициента теплоэнергетической эффективности»:

$$E_к = \frac{K}{\sum N_0^m},$$

где K - коэффициент теплопередачи, достигаемый при заданных энергозатратах на преодоление гидравлических сопротивлений, Вт/м^{2o}С;

m - показатель степени, зависящий от степени турбулизации рабочих сред.

В пластинчатых теплообменных аппаратах с симметричной компоновкой каналов для рабочих сред коэффициент теплопередачи можно определить как:

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Здесь принято допущение, что термическое сопротивление сравнительно мало и им можно пренебречь. Такое допущение справедливо для тонких металлических стенок, не загрязненных отложениями.

Коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенки теплообменного аппарата α_1 и от стенки к холодному теплоносителю α_2 определяются через критерий Нуссельта, Вт/м^{2o}С:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_э},$$

где λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м^{o}С;

$d_э$ - эквивалентный диаметр теплообменного аппарата, м.

В общем случае критерий Нуссельта определяется:

$$Nu = c \cdot \mathrm{Re}^n \cdot \mathrm{Pr}^{0,43},$$

где c, n - коэффициенты, зависящие от типа пластин теплообменного аппарата;

$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d_э}{\nu}$ - критерий Рейнольдса;

Pr - число Прандтля.

Для горячего теплоносителя:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_э} = c \cdot \left[\frac{\lambda_1}{d_э}\right] \times \left[\frac{w_1 \cdot d_э}{\nu_1}\right]^n \cdot \mathrm{Pr}_1^{0,43}$$

Для холодного теплоносителя:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_э} = c \cdot \left[\frac{\lambda_2}{d_э}\right] \times \left[\frac{w_2 \cdot d_э}{\nu_2}\right]^n \cdot \mathrm{Pr}_2^{0,43},$$

где λ_1, λ_2, ν_1, ν_2, Pr_1 и Pr_2 - определяются по средним значениям температур теплоносителей.

Суммарные энергозатраты на преодоление гидравлических сопротивлений для пластинчатых теплообменных аппаратов определяются как:

$$\sum N_0 = N_{01} + N_{02},$$

где N_{01}, N_{02} - энергозатраты на преодоление гидравлических сопротивлений горячего и холодного теплоносителей соответственно.

В общем случае энергозатраты определяются по следующей формуле:

$$N_0 = \frac{\Delta p \cdot w \cdot f}{F},$$

где Δp - полное гидравлическое сопротивление, Па;

w - скорость движения теплоносителя, м/с;

f - площадь поперечного сечения канала, м^2;

F - площадь поверхности теплообмена пластин, м^2.

Полное гидравлическое сопротивление:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{L}{d_э} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2},$$

где $\zeta = A \cdot \mathrm{Re}^{-p}$ - коэффициент гидравлического сопротивления;

A, p - коэффициенты, зависящие от типа пластин теплообменного аппарата;

L - приведенная длина канала теплообменника, м;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м^3.

Для горячего теплоносителя:

$$\Delta p_1 = A \cdot \mathrm{Re}_1^{-p} \cdot \frac{L}{d_э} \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2}$$

Для холодного теплоносителя:

$$\Delta p_2 = A \cdot \mathrm{Re}_2^{-p} \cdot \frac{L}{d_э} \cdot \rho_2 \cdot \frac{w_2^2}{2},$$

где ρ_1, ρ_2 - определяются по средним значениям температур теплоносителей.

Относительный коэффициент теплоэнергетической эффективности сравниваемых теплообменных аппаратов:

$$\psi_m = \frac{E_{\kappa i}}{E_{\kappa j}},$$

где $E_{\kappa i}$, $E_{\kappa j}$ - коэффициенты теплоэнергетической эффективности двух различных теплообменников.

По значению ψ_m определяют, какой теплообменный аппарат интенсивнее передает теплоту, а следовательно, какому теплообменнику требуется меньшая поверхность теплообмена.

Расчет коэффициента теплоэнергетической эффективности выполняется следующим образом:

1) Задают несколько расходов рабочей среды через канал теплообменника или задают скорость движения среды.

2) По спектру скоростей вычисляют соответствующие значения Re и гидравлическое сопротивление Δp.

3) Рассчитывают удельные затраты мощности на преодоление этих гидравлических сопротивлений.

4) Вычисляют по принятому спектру скоростей потока и значениям Re соответствующие значения коэффициентов теплоотдачи.

5) Рассчитывают коэффициент теплопередачи, коэффициент теплоэнергетической эффективности и относительный коэффициент теплоэнергетической эффективности.

Если все расчеты выполнены без ошибок, то расчетное значение коэффициента $E_к$ остается примерно постоянным для данной конструкции пластин теплообменного аппарата в заданных условиях сравнения при всех принятых скоростях рабочих сред.

Одно из достоинств данного метода количественной оценки интенсивности процесса теплопередачи заключается в том, что он вскрывает взаимосвязь таких величин, которые непосредственно характеризуют качество теплообменного аппарата: его тепловую нагрузку Q, требуемую площадь поверхности теплообмена F и расход энергии на преодоление гидравлических сопротивлений. Этот метод может распространятся на различные площади поверхности теплообмена и различные температурные напоры.

4. Порядок проведение лабораторной работы

4.1. Исходные данные берутся бригадой студентов из табл. 1 Приложения. Номер бригады соответствует номеру варианта исходных данных.

4.2. По заданным средним значениям температур теплоносителей из справочной литературы /2/ определяются необходимые для расчета значения коэффициентов:

теплопроводности λ_1 и λ_2;

кинематической вязкости ν_1 и ν_2;

плотность теплоносителей ρ_1 и ρ_2;

числа Прандтля Pr_1 и Pr_2.

4.3. Исходные данные и необходимые коэффициенты последовательно вводятся в программу.

4.4. Полученные результаты расчета заносятся в таблицу результатов.

4.5. Рассчитывается относительный коэффициент теплоэнергетической эффективности ψ_m.

4.6. Строятся графики зависимостей $E_к = f(\Delta t)$ для двух заданных типов пластин теплообменного аппарата.

5. Требования к оформлению отчета

Отчет по лабораторной работе оформляется каждым студентом и должен содержать:

5.1. Краткое описание целей работы и необходимые расчетные зависимости.

5.2. Алгоритм расчета коэффициента теплоэнергетической эффективности.

5.3. Таблицу исходных данных (табл. 5.1).

Таблица 5.1 - Исходные данные

Тип пластин		Q, кВт	Δt, °C	t_1, °C	t_2, °C
		1000			

Скорость движения теплоносителей: w = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 м/с.

5.4. Результаты расчета, сведенные в таблицу результатов (табл. 5.2 и табл. 5.3).

Таблица 5.2 – Результаты расчета

Δt, °C	w, м/с	k, Вт/м^2°C	F, м^2	ΣN_0	$E_к$
	0,2				
	0,4				
	0,6				
	0,8				
	1,0				

Таблица 5.3 аналогична таблице 5.2, но для другого типа пластин.

5.5. Расчет относительного коэффициента теплоэнергетической эффективности ψ_m.

5.6. Графики зависимостей $E_к = f(\Delta t)$ для двух типов пластин.

5.7. Анализ полученных результатов и выводы по проделанной работе.

6. Контрольные вопросы

1. Основные уравнения для расчета пластинчатых теплообменных аппаратов.
2. Способы интенсификации процесса теплообмена.
3. Понятие удельных энергозатрат на преодоление гидравлических сопротивлений.
4. Понятие коэффициента теплоэнергетической эффективности.
5. Алгоритм определения $E_к$.
6. Понятие относительного коэффициента теплоэнергетической эффективности.
7. Устройство пластинчатых теплообменных аппаратов (разборных, полуразборных, неразборных).

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – Исходные данные к лабораторной работе №3

№ вар.	Тип пластин		Δt, °C	t_1, °C	t_2, °C
1.	0,6	1,3	20	30	10
			25	40	15
			30	50	20
			35	60	25
			40	70	30
2.	0,1П	0,32	45	80	35
			50	90	40
			55	100	45
			60	110	50
			65	120	55
3.	0,75	1,2С	20	30	10
			30	50	20
			40	70	30

			50	90	40
			60	110	50
4.	0,21	0,5М	30	50	20
			35	60	25
			40	70	30
			45	80	35
			50	90	40
5.	0,2К	0,8С	25	40	15
			35	60	25
			45	80	35
			55	100	45
			65	120	55
6.	0,18М	0,33Р	35	60	25
			40	70	30
			45	80	35
			50	90	40
			55	100	45

Тепловая нагрузка теплообменного аппарата для всех вариантов: 1000 кВт.

Учебно-методическое обеспечение к самостоятельной работе студентов по дисциплине

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

Учебно-методические рекомендации к самостоятельной работе студентов включают:

1. задание на расчетно-графическую работу;
2. экзаменационные вопросы.

Вопросы по усвоению теоретического материала и оценке практических навыков приведены в рабочей программе после каждого раздела дисциплины.

ЗАДАНИЕ НА РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКУЮ РАБОТУ

Цель расчетно-графической работы по дисциплине «Тепломассобменное оборудование предприятий» – закрепление соответствующего лекционного материала дисциплины.

Тема РГР «Конструктивный и гидравлический расчет рекуперативного теплообменного аппарата».

Для достижения поставленной цели при выполнении курсового проекта студентами решаются следующие задачи:

- тепловой конструктивный и поверочный расчет теплообменника;
- гидравлический расчет теплообменника и выбор насоса.

Задание на расчетно-графическую работу по дисциплине

Выполнить конструктивный и гидравлический расчеты рекуперативного теплообменного аппарата. По результатам расчета выбрать стандартный теплообменный аппарат и выполнить его эскизный чертеж в масштабе.

Исходные данные представлены в Таблице 1.

Указания по выполнению индивидуальных заданий

После получения индивидуального задания (как правило, 3 учебная неделя семестра) студенту необходимо проанализировать исходные данные и приступить к выполнению курсового проекта.

1. Провести тепловой конструктивный и поверочный расчет теплообменника. Необходимо рассчитать необходимую площадь теплообмена, количество трубок и диаметр корпуса.
2. Провести гидравлический расчет теплообменного аппарата, после чего подобрать насос необходимой мощности.
3. Выбрать стандартный теплообменный аппарат и представить его эскизный чертеж в масштабе.

Составил:

ст.преподаватель А.М.Фокин

Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Профиль «Энергообеспечение предприятий»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.08 «Тепломассообменное оборудование предприятий»

Исходные данные для выполнения расчетно-графической работы по дисциплине «*Тепломассообменное оборудование*

№ по журналу	Тип установки	Производительность, Q, кВт	Греющий теплоноситель-насыщенный водяной пар		Обогреваемый теплоноситель-вода		$\lambda_{труб}$, Вт/(м·°С)	$d_н*\delta$, мм	$R_{загр.}$, $(м^2·°С)/Вт$	Скорость в трубах, $w_т$, м/с	Коэффициент тепловых потерь, $\eta_{тп}$
			$t_1'=t_1''$, °С	Рн, МПа	t2',°С	t2'',°С					
1	вертик.	12000	165	0,7	70,0	136,0	46,0	25*2	0,0001	1,4	0,975
2	вертик.	11000	158,8	0,6	65,0	135,0	54,0	25*2	0,00015	1,6	0,98
3	горизонт.	10000	158,8	0,6	81,0	128,0	71,0	20*2	0,00025	1,5	0,96
4	горизонт.	9000	151,8	0,5	48,0	126,0	76,0	20*2	0,00015	1,6	0,98
5	горизонт.	8000	151,8	0,5	35,0	120,0	38,0	25*2	0,0001	0,9	0,985
6	вертик.	7000	143,6	0,4	38,0	115,0	43,0	25*2	0,0003	1,1	0,96
7	вертик.	6000	143,6	0,4	27,0	110,0	41,0	20*2	0,00025	1,3	0,975
8	вертик.	5000	133,5	0,3	35,0	105,0	54,0	20*2	0,0003	0,8	0,98
9	горизонт.	4000	133,5	0,3	45,0	100,0	52,0	20*2	0,0003	1,2	0,98
10	горизонт.	3000	120,2	0,2	38,0	96,0	56,0	25*2	0,00025	0,8	0,97
11	вертик.	2000	100,0	0,1	50,0	84,0	43,0	20*2	0,0001	0,9	0,965
12	горизонт.	2500	100,0	0,1	34,0	76,0	41,0	20*2	0,0003	1,0	0,97
13	горизонт.	3000	120,2	0,2	25,0	80,0	70,0	20*2	0,0002	1,1	0,98
14	вертик.	3500	120,2	0,2	45,0	91,0	81,0	20*2	0,0001	1,2	0,975
15	горизонт.	4000	133,5	0,3	45,0	105,0	38,0	25*2	0,0002	1,3	0,98
16	горизонт.	5000	133,5	0,3	51,0	107,0	41,0	25*2	0,00025	1,4	0,975
17	горизонт.	6000	143,6	0,4	60,0	110,0	48,0	20*2	0,00015	1,5	0,98
18	вертик.	7000	143,6	0,4	55,0	115,0	39,0	25*2	0,00025	1,6	0,985
19	горизонт.	7500	151,8	0,5	48,0	120,0	80,0	25*2	0,0003	1,7	0,96
20	вертик.	8000	151,8	0,5	54,0	120,0	94,0	25*2	0,0002	1,8	0,97
21	вертик.	9000	158,8	0,6	68,0	125,0	42,0	20*2	0,00015	1,7	0,97
22	вертик.	9500	158,8	0,6	70,0	128,0	48,0	25*2	0,0003	1,8	0,98
23	горизонт.	10000	165,0	0,7	48,0	125,0	39,0	20*2	0,0003	1,6	0,975
24	горизонт.	11000	165,0	0,7	60,0	130,0	70,0	20*2	0,0002	1,8	0,96

предприятий»

Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Профиль «Энергообеспечение предприятий»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.08 «Тепломассообменное оборудование предприятий»

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ

Вопросы к экзамену – 7 семестр.

1. Применение и классификация теплообменных аппаратов
2. Основные конструкции теплообменных аппаратов.
3. Кожухотрубные и секционные теплообменные аппараты. Конструкция и применение.
4. Пластинчатые теплообменники для жидких и газообразных теплоносителей. Конструкции и применение
5. Змеевиковые, спиральные теплообменники. Их конструкции.
6. Характерные параметры теплоносителей в теплообменных аппаратах - скорости температуры, коэффициенты теплоотдачи.
7. Виды расчета теплообменных аппаратов - тепловой конструктивный, поверочный гидравлический и др.
8. Классификация и краткая характеристика основных методов расчета теплообменных аппаратов.
9. Определение тепловой нагрузки аппарата по градиенту температур теплоносителя на поверхности теплообмена.
10. Последовательность теплового, конструктивного и компоновочного расчета кожухотрубного теплообменника.
11. Эффективность теплообменника. Ее физический смысл. Число единиц переноса.
12. Последовательность расчета теплообменника методом E - N.
13. Расчет коэффициентов теплоотдачи в теплообменных аппаратах в случае их зависимости от температуры поверхности теплообмена.
14. Оребренные трубчатые теплообменники. Конструкции и применение Характеристики оребрения. Технология оребрения.
15. Эффективность оребрения. Эффективность оребренной поверхности. Расчет коэффициента теплопередачи для оребренных поверхностей.
16. Гидравлический расчет теплообменных аппаратов. Основные виды гидравлических потерь в теплообменниках. Определение требуемой мощности на прокачку теплоносителя.
17. Способы увеличения тепловой нагрузки в теплообменных аппаратах (оребрение, интенсификация теплообмена)
18. Рекуперативные теплообменники периодического действия с водяным и паровым подогревом. Определение времени нагрева теплоносителя.
19. Принцип работы тепловых труб. Типы фитилей. Определения количества переданного тепла. Ограничения на работу тепловых труб. Теплообменные аппараты на тепловых трубах.
20. Регенеративные теплообменные аппараты Их основные конструкции. Преимущества и недостатки по сравнению с рекуперативными.
21. Изменение температур насадки регенератора. Коэффициент аккумуляции насадки. Температурный гистерезис.
22. Коэффициент теплопередачи регенеративного теплообменника. Сравнение тепловой эффективности регенератора и рекуператора.
23. H-d диаграмма влажного воздуха. Вид основных процессов обработки воздуха в H-d диаграмме.

24. Вид основных процессов обработки воздуха в смесительных теплообменниках в H-d диаграмме.
25. Аппараты влажного воздуха. Их расчет при помощи коэффициента влаговыпадения.
26. Соотношение Льюиса и уравнение Меркеля Их применение для расчета теплообменных аппаратов влажного воздуха.
27. Конструкции смесительных теплообменников. Тепловой и материальный баланс смесительных теплообменников.
28. Последовательность построения процесса обработки воздуха в смесительных теплообменниках Средняя разность температур в смесительных теплообменниках.
29. Последовательность расчета полых и насадочных скрубберов.
30. Системы оборотного водоснабжения. Их назначение и классификация.
31. Сравнительная характеристика основных типов градирен.
32. Конструкция вентиляторной градирни и аппарата воздушного охлаждения Выбор расчетной температуры и влажности атмосферного воздуха.
33. Применение выпарных установок. Схемы и конструкции выпарных установок.
34. Принцип действия выпарных аппаратов. Материальный и тепловой баланс выпарной установки Определение количества пара на выпарку.
35. Располагаемая и полезная разность температур в выпарных установках. Типы депрессий в выпарных установках, их вычисление.
36. Последовательность расчета однокорпусной выпарной установки.
37. Особенности расчета средней разности температур и коэффициента теплоотдачи в греющей камере выпарного аппарата.
38. Области применения сушильных установок Периоды сушки материалов Равновесное и критическое влагосодержание.
39. Классификация влажных материалов и принципиальные схемы установок для их сушки Сушильные агенты.
40. Кинетика сушки. Методы расчета времени сушки в ее первом и втором периодах.
41. Материальный конвективной сушильной установки Составляющие теплового баланса сушильной установки. Теоретическая сушилка.
42. Принцип работы тепловых труб. Типы фитилей Определения количества переданного тепла Ограничения на работу тепловых труб.
43. Процессы перегонки и ректификации. Их применение. Отличие процессов выпарки и перегонки
44. Типы смесей жидких компонентов. Закон Рауля.
45. Диаграммы растворов жидких смесей.(P-x, t-x,y, x-y- диаграммы). Их построение и назначение
46. Простая, непрерывная и многократная перегонка Схемы установок и изображение процессов в t-x.y диаграмме.
47. Схема и принцип работы ректификационной установки. Материальный баланс ректификационной установки.
48. Флегмовое число. Минимальное флегмовое число. Определение числа тарелок в ректификационных колоннах.