**Министерство образования и науки Украины**

**Национальный Технический Университет**

**«Харьковский Политехнический Институт»**

**Кафедра** Общей химической технологии, процессов и аппаратов

**Курсовой проект**

Тема проекта:

**Расчет трехкорпусной выпарной установки непрерывного действия**

Проектировал студент

Шорин В. В..

гр. Н-48

Руководитель проекта

Новикова Г. С.

Харьков 2010 г.

**Введение**

**Технологическая схема выпарной установки**

В химической промышленности для концентрирования растворов нелетучих и мало летучих веществ широко применяется процесс выпаривания. Наиболее целесообразно для этого использовать многокорпусные выпарные установки непрерывного действия (МВУ). МВУ состоят из нескольких корпусов, в которых вторичный пар предыдущего корпуса используется в качестве греющего пара для последующего корпуса. В этих установках первичным паром обогревается только первый корпус. В многокорпусных выпарных установках достигается значительная экономия греющего пара по сравнению с однокорпусными установками той же производительности.

Принципиальная технологическая схема трехкорпусной вакуум-выпарной установки непрерывного действия представлена на рис.1.1.

Исходный раствор подается из емкости *1* центробежным насосом *2* через теплообменник *3* в первый корпус выпарной установки *4*. В теплообменнике *3* исходный раствор нагревается до температуры близкой к температуре кипения раствора в первом корпусе выпарной установки.

Первый корпус установки обогревается свежим (первичным) паром. Вторичный пар, образующийся при кипении раствора в первом корпусе, направляется в качестве греющего пара во второй корпус *5*; сюда же поступает частично сконцентрированный раствор из первого корпуса. Аналогично упаренный раствор из второго корпуса подается в третий корпус *6* , обогреваемый вторичным паром второго корпуса. Упаренный до конечной концентрации в третьем корпусе готовый продукт поступает из него в емкость *10*. По мере прохождения из корпуса в корпус давление и температура пара понижаются, и из последнего (третьего) корпуса пар с низким давлением отводится в барометрический конденсатор смешения *7*, в котором при конденсации пара создается вакуум. Раствор и вторичный пар перемещаются из корпуса в корпус самотеком благодаря общему перепаду давления, возникающего в результате избыточного давления в первом корпусе и вакуума в последнем. Воздух и неконденсирующиеся газы, поступающие в установку с охлаждающей водой (в конденсаторе) и через не плотности трубопроводов, отсасываются через ловушку *8* вакуум-насосом.

Смесь охлаждающей воды и конденсата сливается самотеком через барометрическую трубу в бак-гидрозатвор *9*.Конденсат греющих паров из выпарных аппаратов и теплообменника выводится с помощью конденсатоотводчиков.

**Выбор выпарных аппаратов**

Конструкция выпарного аппарата должна удовлетворять ряду общих требований, к числу которых относятся: высокая производительность и интенсивность теплопередачи при возможно меньших объеме аппарата и расходе металла на его изготовление, простота устройства, надежность в эксплуатации, легкость чистки поверхности теплообмена, осмотра и ремонта.

Вместе с тем выбор конструкции и материала выпарного аппарата определяется в каждом конкретном случае физико-химическими свойствами раствора.

Для выпаривания растворов небольшой вязкости (до 8 мПа∙с) без образования кристаллов, чаще всего используют выпарные аппараты с естественной циркуляцией. Высоковязкие и кристаллизующиеся растворы выпаривают в аппаратах с принудительной циркуляцией.

Растворы чувствительные к повышенным температурам рекомендуется выпаривать в роторно-пленочных выпарных аппаратах, а растворы склонные к пенообразованию – в прямоточных аппаратах с восходящей пленкой.

Типы и основные размеры выпарных аппаратов представлены в ГОСТ 11987–81, и каталогах УКРНИИХИММАШа [11,12].



**Задание на расчет выпарной установки**

Цель расчета выпарной установки – расчет материальных потоков, затрат тепла и энергии, размеров основного аппарата, расчет и выбор вспомогательного оборудования, входящего в технологическую схему установки.

**Задание на курсовое проектирование**

Рассчитать и спроектировать трехкорпусную выпарную установку непрерывного действия для концентрирования водного раствора по следующим данным:



1. Производительность установки по исходному раствору –8000 кг/ч;
2. Концентрация раствора: начальная – 5% масс.; конечная – 15 % масс.;
3. Давление греющего пара –Р=0,4 МПа;
4. Давление в барометрическом конденсаторе –,Р=0,0147 МПа;
5. Раствор подается в первый корпус подогретым до температуры кипения;
6. Схема выпаривания - прямоточная; циркуляция естественная
7. **Определение поверхности теплопередачи выпарных аппаратов**

Технологический расчёт выпарных аппаратов заключается в определении поверхности теплопередачи. Поверхность теплопередачи выпарного аппарата определяется по основному уравнению теплопередачи

, (1.1)



где  – поверхность теплопередачи, м2;



 – тепловая нагрузка, Вт;



 – коэффициент теплопередачи, Вт/(м2∙К);



 – полезная разность температур, К.



Для определения тепловых нагрузок, коэффициентов теплопередачи и полезных разностей температур необходимо знать распределение упариваемой воды, концентрации растворов по корпусам и их температуры кипения. Первоначально определим эти величины по материальному балансу, в дальнейшем уточним их по тепловому балансу.

**1.1 Расчёт концентраций выпариваемого раствора**

Производительность установки по выпариваемой воде определяем по формуле:

, (1.2)



где  – производительность по выпаренной воде, кг/с;



 – производительность по исходному раствору, кг/с;



 – соответственно начальная и конечная концентрация раствора, масс. доли,



кг/с.



На основании практических данных принимаем, что выпариваемая вода распределяется между корпусами в соотношении



Тогда:



Проверка:

*W*1*+W*2*+W*3*= W*=0,45+0,49+0,54=1,76 кг/с.

Рассчитываем концентрации растворов в корпусах:



Концентрация раствора в третьем корпусе соответствует заданной концентрации упаренного раствора .



**1.2 Определение температур кипения раствора**

Температура кипения раствора в корпусе определяется как сумма температур греющего пара последующего корпуса и температурных потерь



, (1.3)



где  – соответственно температурная, гидростатическая и гидравлическая депрессии, К.



Для определения температур греющего пара примем, что перепад давлений в установке ∆*P* распределяется между корпусами поровну:

, (1.4)



где *P*Г1 – давление греющего пара в первом корпусе, МПа;

*P*бк – давление в барометрическом конденсаторе, МПа.

Тогда давление греющих паров, МПа, в корпусах составляет:

*P*Г1=0,4МПа

*P*Г2 = *P*Г1 – ∆*P* = 0,4 – 0,1284 = 0,2716 МПа

*P*Г3 = *P*Г2 – ∆*P* = 0,2716 – 0,1284 = 0,1432 МПа

*P*бк = *P*Г3 – ∆*P* = 0,1432 – 0,1284 = 0,0148 МПа

По давлению греющего пара находим его температуру и теплоту парообразования (табл. 2.1) по корпусам.



Таблица 1.1 – Температуры и теплоты парообразования

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Давление, МПа | Температура, ºС | Теплота парообразования, кДж/кг |
| *P*Г1=0,4 | *t*Г1=143,6 | *r*Г1=2139 |
| *P*Г2=0,2716 | *t*Г2=129,78 | *r*Г2=2180 |
| *P*Г3=0,1432 | *t*Г3=110,4 | *r*Г3=2234 |
| *P*бк=0,0148 | *t*бк=53,71 | *r*бк=2372,3 |

**1.2.1 Определение температурных потерь**

Температурные потери в выпарном аппарате обусловлены температурной , гидростатической и гидродинамической депрессиями.



а) Гидродинамическая депрессия вызвана потерей давления пара на преодоление гидравлических сопротивлений трения и местных сопротивлений паропроводов при переходе из корпуса в корпус. Обычно в расчётах принимают  = 1,0 – 1,5 ºС на корпус. Примем  = 1 ºС, тогда температуры вторичных паров в корпусах равны:



*t*вп1 = *t*Г2 +  = 129,78+1=130,78 ºС



*t*вп2 = *t*Г3 +  = 110,4+1=111,4С



*t*вп3 = *t*бк + =53,71+1=54,71 ºС



Сумма гидродинамических депрессий:

ºС



По температурам вторичных паров определим их давления и теплоты парообразования (табл. 2.2).

Таблица 1.2 – Давления и теплоты парообразования

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Температура,ºС* | *Давление, МПа* | *Теплота парообразования, кДж/кг* |
| *tвп1=130,78* | *Pвп1=0,2787* | *rвп1=2177* |
| *tвп2=111,4* | *Pвп2=0,1504* | *rвп2=2230* |
| *tвп3=54,71* | *Pвп3=0,0155* | *rвп3=2367* |

б) Гидростатическая депрессия обусловливается наличием гидростатического эффекта, заключающегося в том, что вследствие гидростатического давления столба жидкости в трубах выпарного аппарата температура кипения раствора по высоте труб неодинакова. Величина не может быть точно рассчитана ввиду того, что раствор в трубах находится в движении, причем величина зависит от интенсивности циркуляции и изменяющейся плотности парожидкостной эмульсии, заполняющей большую часть высоты кипятильных труб. Приблизительно расчет возможен на основе определения температуры кипения в среднем поперечном сечении кипятильных труб. Величина определяется как разность температуры кипения в среднем слое труб и температуры вторичного пара ():



(1.5)



Для того, чтобы определить нужно найти давление в среднем слое (*P*ср) и по этому давлению определить температуру в среднем слое (по таблице свойств насыщенного водяного пара). Плотность парожидкостной эмульсии в трубах при пузырьковом режиме кипения принимается равной половине плотности раствора. Плотность раствора (при 100 °С) определяется в зависимости от концентрации раствора в корпусе.



Давление в среднем сечении кипятильных труб (в МПа) равно сумме давлений вторичного пара в корпусе и гидростатического давления столба жидкости (∆*P*ср ) в этом сечении трубы длиной *H*:

*P*ср *= P*вп *+ ∆P*ср *= P*вп *+*



Для выбора значения *H* нужно ориентировочно определить поверхность теплопередачи выпарного аппарата. При кипении водных растворов можно принять удельную тепловую нагрузку аппаратов с естественной циркуляцией *q*= 10000 ÷ 30000 Вт/м2. Примем *q*= 10000 Вт/м2. Тогда поверхность теплопередачи первого корпуса ориентировочно будет равна:



По ГОСТ 11987—81 для выпарного аппарата с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой ближайшая будет поверхность – 63 м2 при диаметре труб 38x2 мми длине труб *Н* = 4000 мм.

Давления в среднем слое кипятильных труб корпусовравны:

*P*1ср *= P*вп1 *+* МПа



*P*2ср *= P*вп2 *+* МПа



*P*3ср *= P*вп3 *+* МПа



Этим давлениям соответствуют следующие температуры кипения и теплоты парообразования (табл. 1.3):

Таблица1.3 – Температуры кипения и теплоты парообразования

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Давление, МПа | Температура,ºС | Теплота парообразования, кДж/кг |
| *P*1ср = 0,2872 | *t*1ср=131,9 | *r*1ср=2173,5 |
| *P*2ср = 0,1611 | *t*2ср=113,4 | *r*2ср=2225 |
| *P*3ср = 0,0268 | *t*3ср=62,3 | *r*3ср=2374 |

Определяем гидростатическую депрессию по корпусам



Сумма гидростатических депрессий составляет:



в) Температурная депрессия определяется по уравнению:

, (1.6)



где *Т*ср =(*t*ср + 273), К;

 – температурная депрессия при атмосферном давлении, ºС;



 – теплота парообразования вторичного пара, кДж/кг.



Определяется величина как разность между температурами кипения раствора и чистого растворителя (воды) при атмосферном давлении. Температуры кипения раствора при атмосферном давлении в зависимости от концентрации даны в справочной литературе.



Находим значение по корпусам:



ºС



ºС



ºС



Сумма температурных депрессий равна:



Тогда температуры кипения растворов по корпусам равны:

ºС



ºС



ºС



**1.3 Расчёт полезной разности температур**

Необходимым условием передачи тепла в каждом корпусе является наличие некоторой полезной разности температур греющего пара и кипящего раствора.

Полезные разности температур по корпусам равны:

ºС



ºС



ºС



Общая полезная разность температур:

ºС



Проверим общую полезную разность температур:



**1.4 Определение тепловых нагрузок**

Расход греющего пара в первом корпусе, производительность каждого корпуса по выпариваемой воде и тепловые нагрузки по корпусам определяются путем совместного решения уравнений тепловых балансов по корпусам и уравнениями баланса по воде для всей установки:

(1.7)



, а , то



(1.8)



(1.9)



(1.10)



*W=W*1*+ W*2*+ W*3, (1.11)

где *D* – расход греющего пара в первом корпусе, кг/с;

*Н,h* – энтальпия пара и конденсата, соответственно, Дж/кг;

1,03, 1,02, 1,01 – коэффициенты, учитывающие 3;2;1 % потерь тепла в окружающую среду по корпусам, соответственно (потери тепла обычно принимают в размере 2 ÷ 6% от тепловой нагрузки аппарата);

C – удельная теплоемкость, Дж/кг∙К;

 – теплота концентрирования по корпусам. Величинами пренебрегаем, поскольку эти величины значительно меньше принятых потерь тепла;



*t*н – температура кипения исходного раствора, подаваемого в первый корпус,

 – температура кипения в *i*-ом корпусе.



,



где  – температурная депрессия для исходного раствора;



*с*н, *с*1, *с*2 – теплоёмкость растворов при концентрациях , кДж/(кг⋅К)



Теплоёмкость (в кДж/(кг⋅К)) разбавленных водных растворов ( < 20%) рассчитывается по формуле:



(1.12)



Подставим известные значения в уравнения.



*W* *=* 1,48 *=* *W*1*+ W*2*+ W*3



1,48 = + +



Oтсюда :*D* = 0,2286 кг/с.

Тогда:

*W*1 = 0,954⋅0,2286 – 0,0141 = 0,204 кг/с

*W*2 = 0,875⋅0,2286 + 0,58 = 0,78 кг/с

*W*3 = 0,7001⋅0,2286 + 0,336 = 0,496 кг/с

Проверка

*W* = *W*1 + *W*2 + *W*3 = 0,204+0,78+0,496= 1,48 кг/с

Определим тепловые нагрузки, кВт

*Q*1 = *D*∙2139 = 0,2286∙2139=488,98

*Q*2 = *W*1∙2180 = 0,204∙2180=444,72

*Q*3 = *W*2∙2234 =0,78∙2234= 1742,52

Полученные данные сводим в табл.1.4.

Таблица 1.4 – Параметры растворов и паров по корпусам

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Параметр* | *Корпус* | | |
| 1 | 2 | 3 |
| Производительность по испаряемой воде *W*, кг/с | 0,204 | 0,78 | 0,496 |
| Концентрация растворов *x*, % | 6,5 | 8,7 | 15 |
|  |  |  |  |
| Температура греющих паров *t*Г, ºC | 143,6 | 129,78 | 110,4 |
|  |  |  |  |
| Температура кипения раствора *t*к ,ºC | 133,37 | 115,19 | 64,8 |
| Полезная разность температур ∆*t*п, ºC | 10,23 | 14,59 | 45,6 |
| **Тепловая нагрузка *Q*, кВт** | 488,98 | 444,72 | 1742,52 |

**1.5 Расчет коэффициентов теплопередачи**

Коэффициент теплопередачи рассчитываем, исходя из того, что при установившемся процессе передачи тепла справедливо равенство:

(1.13)



Коэффициент теплопередачи *К* в [Вт/(м2 К)] можно рассчитать по уравнению:

, (1.14)



где *q* – удельная тепловая нагрузка, Вт/м2; *q* = *Q*/*F*;

и  – коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке и от стенки к кипящему раствору соответственно, Вт/(м2∙К);



 – сумма термических сопротивлений стенки загрязнений и накипи, (м2∙К/Вт);



 – разность температур между греющим паром и стенкой со стороны пара в первом корпусе, ºС;



– перепад температур на стенке, ºС;



 – разность между температурой стенки со стороны раствора и температурой кипения раствора, °С.



Коэффициент теплоотдачи рассчитываем по уравнению:



, (1.15)



где  – теплота конденсации греющего пара, Дж/кг;



 – разность температур конденсата пара и стенки, ºС;



 – соответственно плотность, кг/м3, теплопроводностьВт/(м∙К)и вязкость конденсата, Па∙с, при средней температуре плёнки:



Первоначально принимаем



ºС.



Значения физических величин конденсата берём при *t*пл = 142,85ºС*.*



Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору в условиях его естественной циркуляции для пузырькового режима в вертикальных трубах равен:



, (2.16)



где  – плотность греющего пара в первом корпусе,  – плотность пара при атмосферном давлении;  – соответственно, теплопроводность, поверхностное натяжение, теплоемкость и вязкость раствора в первом корпусе.



Значения величин, характеризующих свойства растворов NaOH , представлены в таблице 1.5.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Корпус | | |
| 1 | 2 | 3 |
| Плотность раствора, , кг/м3 | 1012,88 | 1031,88 | 1088,22 |
| Вязкость раствора, | 1,151 | 1,2258 | 1,51 |
| Теплопроводность раствора, | 0,5912 | 0,5886 | 0,5815 |
| Поверхностное натяжение, | 73,4 | 74,28 | 77,0 |
| Теплоёмкость раствора, | 3923 | 3831 |  |

Проверим правильность первого приближения по равенству удельных тепловых нагрузок:



Как видим



Для второго приближения примем



Очевидно, что



Для определения строим графическую зависимость тепловой нагрузки *q* от разности температур между паром и стенкой (см. рис. 1.1) и определяем  = 1,1 ºС.



Проверка:



Как видим



Рассчитываем коэффициент теплопередачи *К*1 в первом корпусе:



Коэффициент теплопередачи для второго корпуса *К*2 и третьего *К*3 можно рассчитывать так же , как и коэффициент *К1* или с достаточной точностью воспользоваться соотношением коэффициентов , полученных из практики ведения процессов выпаривания .Эти соотношения варьируются в широких пределах:

*К1 : К2 : К3 =* 1 :(0,85 0,5) (0,7 0,3)



Поскольку – СaCl2 –соль, соотношение коэффициентов принимаем по верхним пределам.

*К1 : К2 : К3 =* 1 : 0,85: 0,7

*К2 = К1* 0,85 = 1096,5 0,85 =932



*К3 = К1* 0,7 = 767,55



**1.7 Распределение полезной разности температур**

Полезные разности температур в корпусах установки находим из условия равенства их поверхностей теплопередачи:

, (1.21)



где  – общая полезная разность температур выпарной установки;  – отношение тепловой нагрузки к коэффициенту теплопередачи в корпусе; *i* = 1,2,3 – номер корпуса.



Проверим общую полезную разность температур установки:



Поскольку рассчитаны величины тепловых нагрузок, коэффициентов теплопередачи и полезной разности температур по корпусам, следовательно, можно найти поверхность теплопередачи выпарных аппаратов:



Полученные значения поверхности теплопередачи сравниваем с определенной ранее ориентировочной поверхностью *F*ор=49 м2*.* Различие незначительное. Значит, размеры выпарных аппаратов выбраны правильно.

По ГОСТ 11987 выбираем аппарат с поверхностью теплообмена *F*=63м2и длиной труб *Н* = 4 м. Основные технические характеристики выпарного аппарата представлены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Техническая характеристики выпарного аппарата.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *F* при диаметре трубы 38х2 и длине  *Н*= 4000мм | Диаметр  греющей камеры  *D*, мм | Диаметр сепаратора *D*с, мм | Диаметр циркуляционной трубы *D*2, мм | Высота аппарата  *Н*а , мм |
| 63 | 800 | 1600 | 500 | 15500 |

**1.8 Определение толщины тепловой изоляции**

Толщину тепловой изоляции находим из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции в окружающую среду:



, (1.22)



где  – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции к воздуху, Вт/(м2 К) ;



 – температура изоляции со стороны воздуха, *°*С; Для аппаратов, работающих внутри помещения выбирают в пределах 35 ÷ 45 ºС, а для аппаратов, работающих на открытом воздухе в зимнее время – в интервале 0 ÷ 10 ºС.;



 – температура изоляции со стороны аппарата, ºС (температуру *t*ст1 можно принимать равной температуре греющего пара, ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции);



 – температура окружающей среды (воздуха), ºС;



 – коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/(мК).



В качестве изоляционного материала выбираем совелит, который содержит 85% магнезии и 15 % асбеста. Коэффициент теплопроводности совелита



Толщина тепловой изоляции для первого корпуса:



Такую же толщину тепловой изоляции принимаем для второго и третьего корпусов.

**2. Расчет вспомогательного оборудования**

**2.1 Расчет барометрического конденсатора**

Для создания вакуума в выпарных установках применяют конденсаторы смешения с барометрической трубой. В качество охлаждающего агента используют воду, которая подается в конденсатор чаще всего при температуре окружающей среды (около 20 ºС). Смесь охлаждающей воды и конденсата выходит из конденсатора по барометрической трубе. Для поддержания постоянного вакуума в системе вакуум-насос постоянно откачивает неконденсирующиеся газы.

**2.1.1 Определение расхода охлаждающей воды**

Расход охлаждающб ей воды *G*в (в кг/с) определяем из теплового баланса конденсатора:

, (2.1)



где  – энтальпия пара в барометрическом компенсаторе, кДж/кг;



 – теплоёмкость воды, кДж/(кг К);



С в =4190 кДЖ/(кгК);

- начальная температура охлаждающей воды, ºС;



t н = 10 20 ºС



- конечная температура смеси воды и конденсата, ºС*.*



Разность температур между паром и жидкостью на выходе из конденсатора составляет 3 ÷ 5 град., поэтому конечную температуру воды принимают на 3 ÷ 5 град. ниже температуры конденсации паров:



ºС



Тогда



**2.1.2 Расчет диаметра барометрического конденсатора**

Диаметр барометрического конденсатора ‚ определяем из уравнения расхода



, (2.2)



где  – плотность пара, кг/м3 выбираемая по давлению пара в конденсаторе *P*бк;



 – скорость пара, м/с, принимаемая в пределах 15 ÷ 25 м/с.



По нормалям НИИХИММАШа подбираем барометрический конденсатор диаметром *d*бк = 600 мм с диаметром трубы *d*бт = 150 мм.

**2.1.3 Расчет высоты барометрической трубы**

Скорость воды в барометрической трубе



Высота барометрической трубы

, (2.3)



где *В* *–* вакуум в барометрическом конденсаторе, Па;

 – сумма коэффициентов местных сопротивлений;



 – коэффициент трения в барометрической трубе;



 – высота и диаметр барометрической трубы, м;



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



,



где  – коэффициенты местных сопротивлений на входе в трубу и на выходе из неё.



Коэффициент трения зависит от режима движения воды в барометрической трубе. Определим режим течения воды в барометрической трубе:



где  – вязкость воды, Па∙с, определяемая по номограмме при температуре воды *t*ср.



Для гладких труб при Re = 123250,



**2.2 Расчёт производительности вакуум – насоса**

Производительность вакуум-насоса *G*возд определяется количеством воздуха, который необходимо удалять из барометрического конденсатора:

, (2.4)



где 2,5∙10-5 – количество газа, выделяющегося из 1 кг воды; 0,01 – количество газа, подсасываемого в конденсатор через уплотнения на 1 кг паров. Тогда



Объёмная производительность вакуум-насоса

, (2.5)



где *R* – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль К);

*M*в – молекулярная масса воздуха, кг/кмоль;

*t*в – температура воздуха, ºС;

*Р*в – парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе, Па.

Температура воздуха

ºС



давление воздуха

, (2.6)



где *Р*п – давление сухого насыщенного пара при *t*в, Па. При температуре воздуха 27,07ºС, *Р*п = 0,038∙9,8∙104 Па.

.



Тогда



Зная объёмную производительность воздуха и остаточное давление в конденсаторе *Р*бк, по каталогу подбираем вакуум-насос типа ВВН – 3мощность на валу .



Удельный расход энергии на тонну упариваемой воды, ,



.



**2.3 Определение поверхности теплопередачи подогревателя**

Поверхность теплопередачи подогревателя (теплообменника) *F*п ,м2 определяем по основному уравнению теплопередачи:

, (2.7)



где  – тепловая нагрузка подогревателя, Вт определяется из теплового баланса теплообменника: *К*п – коэффициент теплопередачи*,* Вт/(м К), *К*п = 120 ÷ 340;



 – средняя разность температур между паром и раствором, ºС;



 – количество начального раствора, кг/с, и его теплоёмкость, Дж/(кг∙К);



 – начальная температура исходного раствора, ºС;



 – температура раствора на выходе из теплообменника, ºС, равная температуре с которой раствор входит в первый корпус.



*t*1н = 143,6ºС пар *t*1к = 143,6ºС

*t*2н = 20ºС раствор *t*2к = 129,9ºС



Так как отношение , то величину определим как среднелогарифмическую:



Тогда поверхность теплообменника



Площадь поверхности теплопередачи теплообменника принимается на 10—20 % больше расчетной величины:



На основании найденной поверхности по ГОСТ 15122 – 79 выбираем кожухоторубчатый одноходовой теплообменник с такими параметрами: площадь поверхности теплопередачи *F*= 65 м2 , число труб *n* = 283длина труб *l* = 3 м, диаметр труб 25 х 2 мм, диаметр кожуха *D* = 600 мм .

**2.4 Расчёт центробежного насоса**

Основными типами насосов, используемых в химической технологии, являются центробежные, осевые и поршневые. Для проектируемой выпарной установки используем центробежный насос. При проектировании обычно возникает задача определения необходимого напора *Н* и мощности *N* при заданной подаче (расходе) жидкости *Q*, перемещаемой насосом. Далее по найденному напору и производительности насоса определяем его марку, а по величине мощности на валу – тип электродвигателя к насосу.

Мощность на валу насоса, кВт,

, (2.8)



где *Q* – производительность насоса, м3/c;

*Н* – напор, развиваемый насосом, м;

 – к.п.д. насоса,  = 0,4 ÷ 0,9;



 – к.п.д. передачи (для центробежного насоса  = 1).



Напор насоса

, (2.9)



где  *Р*1 – давление жидкости для исходного раствора (атмосферное), Па; *Р*2 – давление вторичного пара в первом корпусе, Па;

*Н*Г – геометрическая высота подъема раствора, м,

*Н* Г = 8 ÷ 15 м; *h*п – напор, теряемый на преодоление гидравлических сопротивлений (трения и местных сопротивлений) в трубопроводе и теплообменнике, м.

Потери напора

, (2.10)



где и  – потери напора соответственно в трубопроводе и в теплообменнике, м. В связи с громоздкостью расчета потери напора в теплообменнике можно не рассчитывать и принимать их в пределах , в зависимости от скорости движения раствора в трубах теплообменника, длины, количества труб и числа ходов теплообменника;



*w* – скорость раствора, м/с, *w* = 0,5 ÷ I,5 м/с;

*l* и *d* – длина и диаметр трубопровода, м; *l* = 10 ÷ 20 м;

 – коэффициент трения;



 – сумма коэффициентов местных сопротивлений.



Определим диаметр трубопровода из основного уравнения расхода:



Для определения коэффициента трения рассчитываем величину Rе:



, (2.11)



где плотность, кг/м3 и вязкость, Па∙с исходного раствора; при концентрации *x* = 5%;



Для гладких труб при Re = 49168 по задачнику



Определим сумму коэффициентов местных сопротивлений :



Коэффициент местных сопротивлений равны:

вход в трубопровод  = 0,5;



выход из трубопровода = 1,0;



колено с углом 90º (дл--+я трубы *d* = 54 мм);  = 1.1;



вентиль прямоточный  = (для трубы *d*= 24,6 мм);



;



Примем потери напора в теплообменнике и аппарата плюс 2 метра,*Н*Г = 6,5 + 2 = 8,5 м.



Тогда, по формулам (2.8) и (2.9)

;



.



По приложению табл. П11 устанавливаем, что данным подаче и напору больше всего соответствует центробежный насос марки X8/30, для которого в оптимальных условиях работы *Q* = 2,4 10-3 м3/с, *H* = 30 м. Насос обеспечен электродвигателем АО2 – 32 – 2 номинальной мощностью *N*= 4 кВт.



По мощности, потребляемой двигателем насоса, определяем удельный расход энергии:



**2.5 Расчёт объёма и размеров емкостей**

Большинство емкостей представляют собой вертикальные или горизонтальные цилиндрические аппараты. При проектировании емкостей основными руководящими документами являются нормали и Государственные стандарты.

По номинальному объему аппарата выбирают его основные конструктивные размеры (диаметр, высоту), которые должны соответствовать ГОСТ 9941 – 72, ГОСТ 9671 – 72.

Длина (высота) емкостей принимается равной (1 ÷1,5) *D*н.

Расчет емкостей для разбавленного и упаренного раствора ведем из условий шестичасовой (сменной) работы выпарного аппарата, т.е. ч.



0бъём емкости для разбавленного (исходного) раствора

, (2.12)



где  – количество (кг/ч) и плотность (кг/м3) исходного раствора;



 – коэффициент заполнения емкости,  = 0,85 - 0,95. Для удобства работы устанавливаем три емкости объемом 20м3. Принимаем диаметр емкости равным *D*= 2,6м. Тогда длина ее *l* = 3,8, м.



Объем емкости упаренного раствора

, (2.13)



где  – количество (кг/ч) и плотность (кг/м3) упаренного раствора.



Устанавливаем емкость объемом 8 м3 диаметром 2 м и длиной 2,6 м.

**3.6 Определение диаметра штуцеров**

Штуцера изготовляют из стальных труб необходимого размера. По ГОСТ 9941 – 62 применяют трубы следующих диаметров:

14, 16, 18, 20, 22, 25, 32, 38, 45, 48, 57, 70, 76, 90, 95, 108, 133, 159, 194, 219, 245, 273, 325, 377, 426.

Диаметр штуцеров определим из основного уравнения расхода:

, (2.14)



где *V*c – расход раствора или пара, м3/с; *w* – средняя скорость потока, м/с. Диаметр штуцера для разбавленного раствора



Диаметр штуцера для упаренного раствора



Диаметр штуцера для ввода греющего пара в первом корпусе

, (2.15)



где  – расход пара, кг/с;  – плотность пара при давлении его *Р*Г1, кг/м3; (при *Р*Г1 = 0,4 МПа = 2,16 кг/м3).



**2.7 Подбор конденсатоотводчиков**

Для отвода конденсата и предотвращения проскока пара в линию отвода конденсата теплообменные аппараты, обогреваемые насыщенным водяным паром, должны снабжаться конденсатоотводчиками. Расчет и подбор стандартного поплавкового конденсатоотводчика по ГОСТ 15112 – 69 заключается в определении диаметра условного прохода по максимальному коэффициенту пропускной способности *k* и в выборе по найденной величине *D*у конструктивных размеров аппарата [3].

Значение максимального коэффициента пропускной способности определяется в зависимости от расхода конденсата в (т/ч) и перепада давлений (кгс/см2) между давлением до конденсатоотводчика и после него:



(2.16)



Давление до конденсатоотводчика *Р*1 следует принимать равным 90 – 95 % от давления греющего пара, поступающего в аппарат, за которым установлен конденсатоотводчик; давление после конденсатоотводчика принимается в зависимости от его типа и от величины давления в аппарате, но не более 40 % этого давления.



*P*1 = 3,92∙0,9 = 3,53 кгс/см2;

*P*1 = 3,92∙0,4 = 1,568кгс/см2;

 =3,92– 1,568= 2,35 кгс/см2.



Количество конденсата G равняется количеству пара, поступающего в греющую камеру аппарата, т.е. *G* = 0,2286 кг/с = 0,823 т/ч.

Тогда



Согласно зависимости при *К* = 2,11 т/ч конденсатоотводчик должен иметь диаметр условного прохода *D*у = 32 мм. По этой величине диаметра условного прохода выбираем конструктивные размеры конденсатоотводчика.

**Список источников информации**

1. Касаткин А.Г. Основные процесс и аппараты химической технологии: Химия, I97I. 784 с.

2. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - Л.: Химия, 1976. 550 с.

3. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Под ред. Ю.И.Дытнерского. - М.: Химия, 1983. 272 с.

4. Методические указания к выполнению курсового проекта «Расчет выпарной установки» по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» -Харьков- НТУ«ХПИ»,2004.55с.