Методические указания по курсовому проектированию

**Расчет кожухотрубного теплообменника**

1. **Кожухотрубные теплообменники**

**Общие сведения**

Кожухотрубные теплообменники наиболее широко распространены в пищевых производствах. Это объясняется следующими их достоинствами – компактностью, невысоким расходом металла, легкостью очистки труб изнутри, надежностью в работе.

Конструкция кожухотрубного теплообменника заключается в следующем. В наружную трубу большого диаметра – кожух ***1***(рис. 1) помещен пучок трубок ***3****.* Концы трубок ***3*** развальцованы в трубных решетках ***2***,чем обеспечивается герметичность межтрубного пространства. Сверху и снизу трубные решетки закрыты крышками ***5***, которые с помощью прокладок ***6***и фланцев ***7*** герметично соединяются с решеткой и корпусом. При большой высоте аппараты могут устанавливаться на межэтажном перекрытии с помощью опорных лап ***9****.* Первый теплоноситель проходит по трубам, а второй подается в межтрубное пространство.

Отметим, что в связи с большим объемом межтрубного пространства эта конструкция как бы предназначена для подачи туда греющего пара. При этом пар подводится в верхней части аппарата через патрубок ***8***,а конденсат отводится из нижнего сечения через патрубок ***10****,* расположенный возможно ближе к трубной решетке. По трубам целесообразно направлять жидкость, так как конструкция позволяет обеспечить необходимую скорость движения жидкого теплоносителя, пропуская его по части труб, объединенных в одном пучке. По одному пучку труб жидкость совершает один ход, а по другому – второй ход и т.д., реализуя многоходовой кожухотрубный аппарат. На рис. 2 изображен двухходовой теплообменник, в корпусе ***1***которого размещены трубки ***2****.*

В правой крышке аппарата имеются патрубки ***5*** и ***7*** для входа и выхода жидкого теплоносителя. Внутреннее пространство крышки разделено перегородкой ***6***на две секции. Пар поступает через патрубок ***4****,* а конденсат выходит через патрубок ***8****.* Для улучшения условий омывания внешней поверхности трубок паром межтрубное пространство разделено вертикальными перегородками ***3****.* Увеличение числа ходов в аппарате ведет к уменьшениюживого сечения каждого хода и, следовательно, к возрастанию скорости движения жидкости в трубах. Это, в свою очередь, приводит к повышению коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Однако увеличение числа ходов ведет к возрастанию гидравлических сопротивлений. На практике число ходов в аппаратах, применяемых в пищевой промышленности, не превышает 20. Кожухотрубные теплообменники характеризуются компактностью. В 1м3 объема аппарата поверхность теплопередачи может достигать 200 м2.

В рассмотренных кожухотрубчатых теплообменниках трубы жестко закреплены в трубной решетке. Вследствие разности температур между кожухом и трубами в них возникают температурные напряжения, которые могут привести к разрушению аппарата. Теплообменники с жестким креплением труб в трубной решетке надежно работают при разностях температур между корпусом и трубами 25…30 0С. Если эта разность превышает указанные пределы, применяют теплообменники с различными компенсаторами температурных удлинений.

На рис. 3.а и б показаны теплообменники с «плавающей» головкой, в которых одна из трубных решеток не соединена с кожухом и может свободно перемещаться вдоль оси при температурных удлинениях.

На рис. 3.в показан теплообменник с линзовым компенсатором на корпусе. Температурные деформации компенсируются осевым сжатием или расширением этого компенсатора. Такие теплообменники применяют при температурных деформациях, не превышающих 10…15 мм, и при давлении в межтрубном пространстве не выше 0,25 МПа.



Рис. 3. Теплообменники с компенсацией температурных удлинений:

а – с «плавающей» головкой открытого типа; б – с «плавающей» головкой закрытого типа; в-с линзовым компенсатором; г – с сальниковым компенсатором; д- с U – образными трубами; е – с двойными трубами;

1 – кожух; 2 – «плавающая» головка; 3 – линзовый компесатор; 4 – сальник; 5 – U – образные трубы; 6 – наружная труба с закрытым нижним концом; 7 – внутренняя труба с открытыми концами; ,  – теплоносители.

В теплообменнике с сальниковым компенсатором (рис. 3.г) одна из трубных решеток при температурных расширениях может свободно перемещаться вдоль оси. Уплотнение патрубка, по которому выводится из теплообменника теплоноситель ******, достигается установкой на верхнем днище сальника ***4***.

В теплообменнике с U – образными трубами (рис. 3.д) оба конца труб закреплены в одной трубной решетке. Каждая труба может свободно удлиняться независимо от других; при этом температурные напряжения не возникают.

В теплообменнике с двойными трубами (рис. 3.е) каждый из теплообменных элементов состоит из двух труб: трубы ***6*** с закрытым нижним концом и расположенной внутри нее трубы ***7*** с открытыми концами. Верхний конец трубы ***7*** закреплен в верхней трубной решетке, верхний конец трубы ***6*** – в нижней трубной решетке. Теплоноситель ****** поступает в трубу ***7*** сверху и, пройдя ее, движется далее по кольцевому каналу между трубами ***6*** и ***7***. Теплообмен между теплоносителями ****** и ****** осуществляется через стенку трубы ***6***. Каждая из труб ***7*** и ***6*** может свободно удлиняться без возникновения температурных напряжений. Очень важным фактором, определяющим работу теплообменников, является скорость движения теплоносителей. При увеличении скорости возрастает интенсивность теплообмена, но увеличивается гидравлическое сопротивление. Оптимальные скорости обычно соответствуют устойчивому турбулентному режиму движения теплоносителей и в большинстве случаев лежат в пределах 0,1…2 м/с для жидкостей и 2…20 кг/(м2с) – для газов.

**2. Расчет теплообменника**

**Задание на проектирование.** Спроектировать и рассчитать кожухотрубный теплообменник для подогрева воды по следующим данным:

Трубы стальные, давление греющего насыщенного водяного пара в межтрубном пространстве рг.п. = 4 кгс/см2, массовый расход воды в трубном пространстве Gв = 25 кг/с, скорость движения воды по трубам wв = 1 м/с, начальная температура воды tн = 290С, конечная температура воды tк = 810С

Процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя холодному, учитывающий теплоотдачу от горячего теплоносителя стенке, теплопроводность стенки и теплоотдачу от стенки к холодному теплоносителю подчиняется основному уравнению теплопередачи, которое для установившихся процессов и единицы времени имеет вид:

Q = KFtcp (Вт), (1)

где К – коэффициент теплопередачи Вт/(м2К); tср – средняя разность температур между теплоносителями 0С или К; F – площадь поверхности теплообмена м2.

, (2)



Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяных паров 1 = 4000…15000 Вт/(м2К), а для воды, проходящей по трубному пространству 2 = 1200…5800 Вт/(м2К).

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи от конденсирующегося пара к воде К = 800…3500 Вт/(м2К).

Этими значениями обычно пользуются в предварительных и проверочных расчетах.

Площадь теплопередающей поверхности теплообменника определяют из уравнения (1)

(3)



Здесь количество теплоты Q определяется из уравнений теплового баланса. Коэффициент теплопередачи К – по формуле (2), а коэффициенты теплоотдачи определяют по эмпирическим формулам или через число Нуссельта Nu по уравнениям подобия. Среднюю разность температур tср определяют по среднеарифметической или средне-логарифмической формулам.

1. **Тепловой расчет теплообменника**

Тепловой расчет теплообменника заключается в определении площади теплопередающей поверхности теплообменника по формуле (3), т.е. в предварительном определении величин Q, K, tcp. Для этих расчетов необходимо определить физические параметры теплоносителей.

***Физические параметры теплоносителей***

Физические параметры теплоносителей:

для воды – теплоемкость, коэффициент теплопроводности, плотность, коэффициент вязкости;

для пара – удельная теплота парообразования.

Для горячего теплоносителя (пара) этот параметр определяют по таблице 2 или 3 приложения при температуре пленки конденсата. Это температура примерно на 30С ниже температуры греющего пара, которую определяют по заданному давлению пара рг.п.(табл. 3). Для холодного теплоносителя (воды) физические параметры определяют при средней температуре воды табл. 1).

Для определения физических параметров часто используют метод интерполяции, что допустимо для инженерных расчетов.

***Определение тепловой нагрузки аппарата и расхода горячего теплоносителя***

Тепловую нагрузку аппарата и расход горячего теплоносителя определяем из уравнения теплового баланса при нагреве холодного теплоносителя при конденсации водяного насыщенного пара:

Qпр = D r;

Qрасх = 1,05  G  с(t2 – t1) (4)

где D – расход греющего пара, кг/с;

r – теплота парообразования (конденсации), Дж/кг;

1,05 – коэффициент учитывающий потери тепла в размере 5%;

G = V   – массовый расход воды, кг/с;

V – объемный расход воды, м3/с;

 – плотность воды, кг/м3;

t1, t2 – начальная и конечная температура воды, 0С;

с – средняя удельная теплоемкость воды, Дж/(кгК).

Приравнивая правые части уравнений (4), определяем D:

(5)



***Определение средней движущей силы процесса теплопередачи* tср**

Для многоходового теплообменника имеет место смешанный ток движения теплоносителя. В расчетной практике рекомендуется определять среднюю разность температур, так же как при противотоке, а затем вводить поправку в виде коэффициента.

В случае конденсации пара на трубах расчет будет одинаков как для прямотока, так и для противотока, а значение коэффициента  можно принять равным 1.

Для определения tср находим tmax, tmin, их отношение и tср по среднеарифметической или по среднелогарифмической формулам (6) или (7).

Для нашего случая горячий теплоноситель не изменяет своей температуры, т. к. процесс теплоотдачи идет при конденсации пара при tк.

***Расчет площади поверхности теплообменника***

Определим ориентировочную площадь теплообменника по формуле



Количество теплоты найдем из формулы 4

Q = D · r = 2,65 · 2150000 = 5,7 · 106 Вт.

Ориентировочный коэффициент теплопередачи возьмем как среднее значение (см. п. 1) (800 + 3500)/2 = 2150 Вт/(м2·К), тогда

м2.



Определим количество труб на один ход

, (8)



где n – число труб на один ход, N – общее число труб, z – число ходов, dвн – внутренний диаметр труб (в кожухотрубных теплообменниках обычно применяют трубы диаметрами 20? 2 и 25? 2 мм, поэтому n находят для обоих диаметров), Rе – число Рейнольдса, G – массовый расход воды, кг/с.

Число Рейнольдса Re характеризует соотношение между силами инерции и силами трения.

, (при d = 20? 2 мм); (9)



, (при d = 25? 2 мм).



Тогда

,



.



Значения n округляются до ближайшего меньшего целого.

По значению Fор из таблицы 4 выбираем стандартный теплообменник с близкой бoльшей площадью и близким значением n:

возможны 2 варианта: 1) одноходовой теплообменник площадью 34 м2 с числом труб 181 при диаметре труб 20? 2 мм; 2) одноходовой теплообменник площадью 35 м2 с числом труб 111 при диаметре 25? 2 мм. При практически одинаковой площади число труб на один ход во втором варианте более близко к расчетному значению, поэтому принимаем второй вариант.



Технические характеристики теплообменника:

диаметр кожуха D = 400 мм,

диаметр труб d = 25? 2 мм,

число ходов z = 1,

общее число труб N = 111,

площадь поверхности теплообмена F = 35 м2,

длина (высота) труб H = 4 м.

***Уточненный расчет поверхности теплообменника***

Рассчитываем коэффициент 1 со стороны греющего пара для случая конденсации на пучке n вертикальных труб высотой Н:

= 2,04= 2,04= 6765 Вт/(м2К), (10)



здесь r физические параметры конденсата при температуре пленки конденсата tк, Н – высота нагревательных труб, м; t – перепад температур между греющим паром и стенками труб (принимаем в пределах 3…80С).

Значения функции Аt для воды при температуре конденсации пара

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Температура конденсации пара tк, 0С | 100 | 110 | 120 | 140 | 160 | 180 |
| Аt | 6960 | 7100 | 7240 | 7340 | 7490 | 7520 |

О правильности расчетов судят, сопоставляя полученное значение 1 и его предельные величины, которые приведены в п. 1.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи α2 от стенок труб к воде.

Для этого необходимо выбрать уравнение подобия вида

Nu = ARemPrn (11)

В зависимости от величины числа Re определяют режим течения жидкости и выбирают уравнение подобия.

(12)



Здесь w = 1 м/с – средняя скорость движения воды в трубном пространстве на 1 ход;

dвн = 0,025 – 2 0,002 = 0,021 м – внутренний диаметр трубы;

При Re > 104 имеем устойчивый турбулентный режим движения воды. Тогда:

Nu = 0,023 Re0,8 Pr0,43 (13)

Число Прандтля характеризует соотношение физических параметров теплоносителя:

= = 3,28. (14)



= = 2309 Вт/(м2К)



Сопоставляем полученное значение К с пределами для коэффициента теплопередачи, которые были указаны в п 1.

Определяем площадь поверхности теплообмена из основного уравнения теплопередачи по формуле (3):

= = 29 м2.



Вновь по таблице 4 выбираем стандартный теплообменник:

площадь поверхности теплообмена F = 31 м2,

диаметр кожуха D = 400 мм,

диаметр труб d = 25? 2 мм,

число ходов z = 2,

общее число труб N = 100,

длина (высота) труб H = 4 м.

Запас площади



(запас площади должен быть в пределах 5…25%).

**4. Механический расчет теплообменника**

При расчете на внутреннее давление толщина стенки корпуса к проверяется по формуле:

+ С, (16)



Принимаем нормализованную толщину стенки 8 мм.

Трубные решетки изготавливаются из листовой стали. Толщина стальных трубных решеток берется в пределах 15…35 мм. Она выбирается в зависимости от диаметра развальцованных труб dн и шага труб .

Расстояние между осями труб (шаг труб) τ выбирают в зависимости от наружного диаметра труб dн:

τ = (1,2…1,4)·dн, но не менее чем τ = dн + 6 мм.

При расчете фланцевых соединений задаются размером стягивающего болта. Принимаем во фланцевом соединении для аппаратов с диаметром Dв = 400…2000 мм стальной болт М16.

, (18)



где Dб = Dн + 2L.

= 22,5 шт.



L = 25 мм принимаем конструктивно так, чтобы удобно было работать ключом на фланцах. Число болтов фланцевого соединения принимают кратным четырем (nб = 4, 8, 12,…). Окончательно nб = 24.



Рис. 4. Фланцевое соединение

(19)



доп = , откуда h = .



h = = 25,5 мм.



Принимаем толщину фланцев h = 25 мм.

**5. Определение диаметров штуцеров**

Диаметр штуцера (условный проход dу) на входе и выходе теплоносителей определяют по формуле:

(20)



где V – секундный объемный расход жидкости или пара в штуцере, м3/с;

w – средняя скорость жидкости или пара в штуцере, м/с.

Скорости движения рабочих сред в трубах штуцеров лежат в пределах:

– для жидкостей w = (1… 3) м/с;

– для конденсата греющего пара w = (1 … 2) м/с;

– для пара w = (35 … 40) м/с

Величина V либо задана, либо определяется через массовый расход G и плотность среды.

Так для пара с расходом D, кг/с м3/с,



для воды м3/с,



где ρв = 985,5 кг/м3 плотность воды при ее средней температуре 550С,

для конденсата м3/с,



где ρв = 926 кг/м3 плотность конденсата (воды) при температуре пленки конденсата 1400С.

Диаметр штуцера для пара:

dуп = = 0,21 м.



Диаметр штуцера для воды:

dув = = 0,127 м.



Диаметр штуцера для конденсата:

dук = = 0,05 м



По найденным значениям dу принимаем нормализованные штуцеры ближайшего наружного диаметра dн:

Для воды 140 мм

Для пара 224 мм

Для конденсата 64 мм.

Так как средняя разность температур составляет 850С, что больше допустимой разности 300С для теплообменников жесткой конструкции, принимаем теплообменник с температурным компенсатором типа ТК.

Таблица 1. Физические параметры воды на линии насыщения

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| р,  кгс/см2 | t,C |   кг/м3 | i, | с, | 102, | а107,  м2/с | 106,  Пас | 106,  м2/с | 104,  К-1 | 104,  кг/с2 | Pr |
| 1 | 0 | 1000 | 0 | 4,23 | 55,1 | 1,31 | 179 | 1,79 | 0,63 | 756 | 13,7 |
| 1 | 10 | 1000 | 41,9 | 4,19 | 57,5 | 1,37 | 1310 | 1,31 | +0,70 | 762 | 9,52 |
| 1 | 20 | 998 | 83,8 | 4,19 | 59,9 | 1,43 | 1000 | 1,01 | 1,82 | 727 | 7,02 |
| 1 | 30 | 996 | 126 | 4,18 | 61,8 | 1,49 | 804 | 0,81 | 3,12 | 712 | 5,42 |
| 1 | 40 | 992 | 168 | 4,18 | 63,4 | 1,53 | 657 | 0,66 | 3,87 | 697 | 4,31 |
| 1 | 50 | 988 | 210 | 4,18 | 64,8 | 1,57 | 549 | 0,556 | 4,49 | 677 | 3,54 |
| 1 | 60 | 983 | 251 | 4,18 | 65,9 | 1,61 | 470 | 0,478 | 5,11 | 662 | 2,98 |
| 1 | 70 | 978 | 293 | 4,19 | 66,8 | 1,63 | 406 | 0,415 | 5,70 | 643 | 2,55 |
| 1 | 80 | 972 | 335 | 4,19 | 67,5 | 1,66 | 355 | 0,365 | 6,32 | 626 | 2,21 |
| 1 | 90 | 965 | 377 | 4,19 | 68,0 | 1,68 | 315 | 0,326 | 6,95 | 607 | 1,95 |
| 1,03 | 100 | 958 | 419 | 4,23 | 68,3 | 1,69 | 282 | 0,295 | 7,5 | 589 | 1,75 |
| 1,46 | 110 | 951 | 461 | 4,23 | 68,5 | 1,69 | 256 | 0,268 | 8,0 | 569 | 1,58 |
| 2,02 | 120 | 943 | 503 | 4,23 | 68,6 | 1,72 | 231 | 0,244 | 8,6 | 549 | 1.43 |
| 2,75 | 130 | 935 | 545 | 4,27 | 68,6 | 1,72 | 212 | 0,226 | 9,2 | 529 | 1,32 |
| 3,68 | 140 | 926 | 587 | 4,27 | 68,5 | 1,72 | 196 | 0,212 | 9,7 | 507 | 1,23 |
| 4,85 | 150 | 917 | 629 | 4,32 | 68,4 | 1,72 | 185 | 0,202 | 10,3 | 487 | 1,17 |
| 6,30 | 160 | 907 | 671 | 4,36 | 68,3 | 1,72 | 174 | 0,191 | 10,8 | 466 | 1,10 |
| 8,08 | 170 | 897 | 713 | 4,40 | 67,9 | 1,72 | 163 | 0,181 | 11,5 | 444 | 1,05 |
| 10,23 | 180 | 887 | 755 | 4,44 | 67,5 | 1,72 | 153 | 0,173 | 12,2 | 424 | 1,01 |

Таблица 2. Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Темпе  ратура, С | Давление (абсолютное), кгс/см2 | Удельный объем, м3/кг | Плотность, кг/м3 | Удельная энтальпия жидкости i, кДж/кг | Удельная энтальпия пара  i, кДж/кг | Удельная теплота парообразования r, кДж/кг |
| 0 | 0,0062 | 206,5 | 0,00484 | 0 | 2493,1 | 2493,1 |
| 5 | 0,0089 | 147,1 | 0,00680 | 20,95 | 2502,7 | 2481,7 |
| 10 | 0,0125 | 106,4 | 0,00940 | 41,90 | 2512,3 | 2470,4 |
| 15 | 0,0174 | 77,9 | 0,01283 | 62,85 | 2522,4 | 2459,5 |
| 20 | 0,0238 | 57,8 | 0,01729 | 83,80 | 2532,0 | 2448,2 |
| 25 | 0,0323 | 43,40 | 0,02304 | 104,75 | 2541,7 | 2436,9 |
| 30 | 0,0433 | 32,93 | 0,03036 | 125,70 | 2551,3 | 2425,6 |
| 35 | 0,0573 | 25,25 | 0,03960 | 146,65 | 2561,0 | 2414,3 |
| 40 | 0,0752 | 19,55 | 0,05114 | 167,60 | 2570,6 | 2403,0 |
| 45 | 0,0977 | 15,28 | 0,06543 | 188,55 | 2579,8 | 2391,3 |
| 50 | 0,1258 | 12,054 | 0,0830 | 209,50 | 2589,5 | 2380,0 |
| 55 | 0,1605 | 9,589 | 0,1043 | 230,45 | 2598,7 | 2368,2 |
| 60 | 0,2031 | 7,687 | 0,1301 | 251,40 | 2608,3 | 2356,9 |
| 65 | 0,2550 | 6,209 | 0,1611 | 272,35 | 2617,5 | 2345,2 |
| 70 | 0,3177 | 5,052 | 0,1979 | 293,30 | 2626,3 | 2333,0 |
| 75 | 0,393 | 4,139 | 0,2416 | 314,3 | 2636 | 2321 |
| 80 | 0,483 | 3,414 | 0,2929 | 335,2 | 2644 | 2310 |
| 85 | 0,590 | 2,832 | 0,3531 | 356,2 | 2653 | 2297 |
| 90 | 0,715 | 2,365 | 0,4229 | 377,1 | 2662 | 2285 |
| 95 | 0,862 | 1,985 | 0,5039 | 398,1 | 2671 | 2273 |
| 100 | 1,033 | 1,675 | 0,5970 | 419,0 | 2679 | 2260 |
| 105 | 1,232 | 1,421 | 0,7036 | 440,4 | 2687 | 2248 |
| 110 | 1,461 | 1,212 | 0,8254 | 461,3 | 2696 | 2234 |
| 115 | 1,724 | 1,038 | 0,9635 | 482,7 | 2704 | 2221 |
| 120 | 2,025 | 0,893 | 1,1199 | 504,1 | 2711 | 2207 |
| 125 | 2,367 | 0,7715 | 1,269 | 525,4 | 2718 | 2194 |
| 130 | 2,755 | 0,6693 | 1,494 | 546,8 | 2726 | 2179 |
| 135 | 3,192 | 0,5831 | 1,715 | 568,2 | 2733 | 2165 |
| 140 | 3,685 | 0,5096 | 1,962 | 589,5 | 2740 | 2150 |
| 145 | 4,238 | 0,4469 | 2,238 | 611,3 | 2747 | 2125 |
| 150 | 4,855 | 0,3933 | 2,543 | 632,7 | 2753 | 2120 |
| 160 | 6,303 | 0,3075 | 3,252 | 654,1 | 2765 | 2089 |
| 170 | 8,080 | 0,2431 | 4,113 | 719,8 | 2776 | 2056 |
| 180 | 10,23 | 0,1944 | 5,145 | 763,8 | 2785 | 2021 |
| 190 | 12,80 | 0,1568 | 6,378 | 808,3 | 2792 | 1984 |
| 200 | 15,85 | 0,1276 | 7,840 | 852,7 | 2798 | 1945 |
| 210 | 19,55 | 0,1045 | 9,567 | 897,9 | 2801 | 1904 |
| 220 | 23,66 | 0,0862 | 11,600 | 943,2 | 2803 | 1860 |
| 230 | 28,53 | 0,07155 | 13,98 | 989,3 | 2802 | 1813 |
| 240 | 34,13 | 0,05967 | 16,76 | 1035 | 2799 | 1763 |
| 250 | 40,55 | 0,04998 | 20,01 | 1082 | 2792 | 1710 |
| 260 | 47,85 | 0,04199 | 23,82 | 1130 | 2783 | 1653 |
| 270 | 56,11 | 0,03538 | 28,27 | 1178 | 2770 | 1593 |
| 280 | 65,42 | 0,02988 | 33,47 | 1226 | 2754 | 1528 |
| 290 | 75,88 | 0,02525 | 39,60 | 1275 | 2734 | 1459 |
| 300 | 87,6 | 0,02131 | 46,93 | 1327 | 2710 | 1384 |
| 310 | 100,7 | 0,01799 | 55,59 | 1380 | 2682 | 1302 |
| 320 | 115,2 | 0,01516 | 65,95 | 1437 | 2650 | 1213 |
| 330 | 131,3 | 0,01273 | 78,53 | 1498 | 2613 | 1117 |
| 340 | 149,0 | 0,01064 | 93,98 | 1564 | 2571 | 1009 |
| 350 | 168,6 | 0,00884 | 113,2 | 1638 | 2519 | 881,2 |
| 360 | 190,3 | 0,00716 | 139,6 | 1730 | 2444 | 713,6 |
| 370 | 214,5 | 0,00585 | 171,0 | 1890 | 2304 | 411,5 |
| 374 | 225 | 0,00310 | 322,6 | 2100 | 2100 | 0 |

Таблица 3. Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Давление (абсолютное), кгс/см2 | Температура,  С | Удельный объем, м3/кг | Плотность, кг/м3 | Удельная энтальпия жидкости i, кДж/кг | Удельная энтальпия пара  i, кДж/кг | Удельная теплота парообразования r, кДж/кг |
| 0,01 | 6,6 | 131,60 | 0,00760 | 27,7 | 2506 | 2478 |
| 0,015 | 12,7 | 89,64 | 0,01116 | 53,2 | 2518 | 2465 |
| 0,02 | 17,1 | 68,27 | 0,01465 | 71,6 | 2526 | 2455 |
| 0,025 | 20,7 | 55,28 | 0,01809 | 86,7 | 2533 | 2447 |
| 0,03 | 23,7 | 46,53 | 0,02149 | 99,3 | 2539 | 2440 |
| 0,04 | 28,6 | 35,46 | 0,02820 | 119,8 | 2548 | 2429 |
| 0,05 | 32,5 | 28,73 | 0,03418 | 136,2 | 2556 | 2420 |
| 0,06 | 35,8 | 24,19 | 0,04133 | 150,0 | 2562 | 2413 |
| 0,08 | 41,1 | 18,45 | 0,05420 | 172,2 | 2573 | 2400 |
| 0,10 | 45,4 | 14,96 | 0,06686 | 190,2 | 2581 | 2390 |
| 0,12 | 49,0 | 12,60 | 0,07937 | 205,3 | 2588 | 2382 |
| 0,15 | 53,6 | 10,22 | 0,09789 | 224,6 | 2596 | 2372 |
| 0,20 | 59,7 | 7,977 | 0,1283 | 250,1 | 2607 | 2358 |
| 0,30 | 68,7 | 5,331 | 0,1876 | 287,9 | 2620 | 2336 |
| 0,40 | 75,4 | 4,072 | 0,2456 | 315,9 | 2632 | 2320 |
| 0,50 | 80,9 | 3,304 | 0,3027 | 339,0 | 2642 | 2307 |
| 0,60 | 85,5 | 2,785 | 0,3590 | 358,2 | 2650 | 2296 |
| 0,70 | 89,3 | 2,411 | 0,4147 | 375,0 | 2657 | 2286 |
| 0,80 | 93,0 | 2,128 | 0,4699 | 389,7 | 2663 | 2278 |
| 0,90 | 96,2 | 1,906 | 0,5246 | 403,1 | 2668 | 2270 |
| 1,0 | 99,1 | 1,725 | 0,5790 | 415,2 | 2677 | 2264 |
| 1,2 | 104,2 | 1,457 | 0,6865 | 437,0 | 2686 | 2249 |
| 1,4 | 108,7 | 1,261 | 0,7931 | 456,3 | 2693 | 2237 |
| 1,6 | 112,7 | 1,113 | 0,898 | 473,1 | 2703 | 2227 |
| 1,8 | 116,3 | 0,997 | 1,003 | 483,6 | 2709 | 2217 |
| 2,0 | 119,6 | 0,903 | 1,107 | 502,4 | 2710 | 2208 |
| 3,0 | 132,9 | 0,6180 | 1,618 | 558,9 | 2730 | 2171 |
| 4,0 | 142,9 | 0,4718 | 2,120 | 601,1 | 2744 | 2141 |
| 5,0 | 151,1 | 0,3825 | 2,614 | 637,7 | 2754 | 2117 |
| 6,0 | 158,1 | 0,3222 | 3,104 | 667,9 | 2768 | 2095 |
| 7,0 | 164,2 | 0,2785 | 3,591 | 694,3 | 2769 | 2075 |
| 8,0 | 169,6 | 0,2454 | 4,075 | 718,4 | 2776 | 2057 |
| 9,0 | 174,5 | 0,2195 | 4,536 | 740,0 | 2780 | 2040 |
| 10 | 179,0 | 0,1985 | 5,037 | 759,6 | 2784 | 2024 |
| 11 | 183,2 | 0,1813 | 5,516 | 778,1 | 2787 | 2009 |
| 12 | 187,1 | 0,1668 | 5,996 | 795,3 | 2790 | 1995 |
| 13 | 190,7 | 0,1545 | 6,474 | 811,2 | 2793 | 1984 |
| 14 | 194,1 | 0,1438 | 6,952 | 826,7 | 2795 | 1968 |
| 15 | 197,4 | 0,1346 | 7,431 | 840,9 | 2796 | 1956 |
| 16 | 200,4 | 0,1264 | 7,909 | 854,8 | 2798 | 1943 |
| 17 | 203,4 | 0,1192 | 8,389 | 867,7 | 2799 | 1931 |
| 18 | 206,2 | 0,1128 | 8,869 | 880,3 | 2800 | 1920 |
| 19 | 208,8 | 0,1070 | 9,349 | 892,5 | 2801 | 1909 |
| 20 | 211,4 | 0,1017 | 9,83 | 904,2 | 2802 | 1898 |
| 30 | 232,8 | 0,06802 | 14,70 | 1002 | 2801 | 1800 |
| 40 | 249,2 | 0,05069 | 19,73 | 1079 | 2793 | 1715 |
| 50 | 262,7 | 0,04007 | 24,96 | 1143 | 2780 | 1637 |
| 60 | 274,3 | 0,03289 | 30,41 | 1199 | 2763 | 1565 |
| 70 | 284,5 | 0,02769 | 36,12 | 1249 | 2746 | 1497 |
| 80 | 293,6 | 0,02374 | 42,13 | 1294 | 2726 | 1432 |
| 90 | 302,9 | 0,02064 | 48,45 | 1337 | 2705 | 1369 |
| 100 | 309,5 | 0,01815 | 55,11 | 1377 | 2684 | 1306 |
| 120 | 323,1 | 0,01437 | 69,60 | 1455 | 2638 | 1183 |
| 140 | 335,0 | 0,01164 | 85,91 | 1531 | 2592 | 1061 |
| 160 | 345,7 | 0,00956 | 104,6 | 1606 | 2540 | 934 |
| 180 | 355,4 | 0,00782 | 128,0 | 1684 | 2483 | 799 |
| 200 | 334,2 | 0,00614 | 162,9 | 1783 | 2400 | 617 |
| 225 | 374,0 | 0,00310 | 322,6 | 2100 | 2100 | 0 |

Таблица 4. Параметры кожухотрубчатых холодильников в соответствии с ГОСТ 15118–79, ГОСТ 15120–79 и ГОСТ 15122–79

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  | Поверхность теплообмена (в м2) \* придлине труб, м | | | | | | |  |  |
| 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 6,0 | 9,0 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|  | 202 | 1 | 19 | 1,0 | 2,0 | 2,5 | 3,5 | - | - | - | 0,003 | 0,004 |
| 252 | 1 | 13 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | - | - | - | 0,004 | 0,005 |
|  | 202 | 1 | 61 | 4,0 | 6,0 | 7,5 | 11,5 | - | - | - | 0,007 | 0,012 |
| 252 | 1 | 37 | 3,0 | 4,5 | 6,0 | 9,0 | - | - | - | 0,009 | 0,013 |
|  |  | 1 | 100 | - | 9,5 | 12,5 | 19,0 | 25,0 | - | - | 0,011 | 0,020 |
| 2 | 90 | - | 8,5 | 11,0 | 17,0 | 22,5 | - | - | 0,011 | 0,009 |
|  | 1 | 62 | - | 7,5 | 10,0 | 14,5 | 19,5 | - | - | 0,013 | 0,021 |
| 2 | 56 | - | 6,5 | 9,0 | 13,0 | 17,5 | - | - | 0,013 | 0,010 |
|  |  | 1 | 181 | - | - | 23,0 | 34,0 | 46,0 | 68,0 | - | 0,017 | 0,036 |
| 2 | 166 | - | - | 21,0 | 31,0 | 42,0 | 63,0 | - | 0,017 | 0,017 |
|  | 1 | 111 | - | - | 17,0 | 26,0 | 35,0 | 52,0 | - | 0,020 | 0,038 |
| 2 | 100 | - | - | 16,0 | 24,0 | 31,0 | 47,0 | - | 0,020 | 0,017 |
|  |  | 1 | 389 | - | - | 49 | 73 | 98 | 147 | - | 0,041 | 0,078 |
| 2 | 370 | - | - | 47 | 70 | 93 | 139 | - | 0,041 | 0,037 |
| 4 | 334 | - | - | 42 | 63 | 84 | 126 | - | 0,041 | 0,016 |
| 6 | 316 | - | - | 40 | 60 | 79 | 119 | - | 0,037 | 0,009 |
|  | 1 | 257 | - | - | 40 | 61 | 81 | 121 | - | 0,040 | 0,089 |
| 2 | 240 | - | - | 38 | 57 | 75 | 113 | - | 0,040 | 0,042 |
| 4 | 206 | - | - | 32 | 49 | 65 | 97 | - | 0,040 | 0,018 |
| 6 | 196 | - | - | 31 | 46 | 61 | 91 | - | 0,037 | 0,011 |
|  |  | 1 | 717 | - | - | 90 | 135 | 180 | 270 | 405 | 0,069 | 0,144 |
| 2 | 690 | - | - | 87 | 130 | 173 | 260 | 390 | 0,069 | 0,069 |
| 4 | 638 | - | - | 80 | 120 | 160 | 240 | 361 | 0,069 | 0,030 |
| 6 | 618 | - | - | 78 | 116 | 155 | 233 | 349 | 0,065 | 0,020 |
|  | 1 | 465 | - | - | 73 | 109 | 146 | 219 | 329 | 0,070 | 0,161 |
| 2 | 442 | - | - | 69 | 104 | 139 | 208 | 312 | 0,070 | 0,077 |
| 4 | 404 | - | - | 63 | 95 | 127 | 190 | 285 | 0,070 | 0,030 |
| 6 | 385 | - | - | 60 | 90 | 121 | 181 | 271 | 0,065 | 0,022 |
|  |  | 1 | 1173 | - | - | - | 221 | 295 | 442 | 663 | 0,101 | 0,236 |
| 2 | 1138 | - | - | - | 214 | 286 | 429 | 643 | 0,101 | 0,114 |
| 4 | 1072 | - | - | - | 202 | 269 | 404 | 606 | 0,101 | 0,051 |
| 6 | 1044 | - | - | - | 197 | 262 | 393 | 590 | 0,096 | 0,034 |
|  | 1 | 747 | - | - | - | 176 | 235 | 352 | 528 | 0,106 | 0,259 |
| 2 | 718 | - | - | - | 169 | 226 | 338 | 507 | 0,106 | 0,124 |
| 4 | 666 | - | - | - | 157 | 209 | 314 | 471 | 0,106 | 0,055 |
| 6 | 642 | - | - | - | 151 | 202 | 302 | 454 | 0,102 | 0,036 |

**Литература**

1. Кавецкий Г.Д., Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии. – М.: Колос, 1997.
2. Лащинский А.А., Толщинский А.Р. Основы конструирования и расчеты химической аппаратуры. – Л.: Машиностроение, 1970.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии./ под редакцией Дытнерского Ю.И. – М.: Химия, 1983.
4. Сергеев А.А. Курс лекций по дисциплине «Процессы и аппараты». Тепловые и гидромеханические процессы. – Ижевск, 2000.
5. Технология и оборудование пищевых производств / под редакцией Назарова Н.И. – М.: Пищевая промышленность, 1977.