

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра химической технологии древесины

М.И. Ведерникова
В.С. Таланкин

РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Методические указания
(для курсового и дипломного проектирования)
для студентов очной и заочной форм обучения.
Направление 655000 – Химическая технология
органических веществ и топлива.
Специальности: 260300 – Технология химической переработки древесины;
5508 – Химическая технология и биотехнология.
Дисциплина – Процессы и аппараты химической технологии

Екатеринбург
2008

Печатается по рекомендации методической комиссии инженерно-экологического факультета.

Протокол № 2 от 12 октября 2006 г.

Рецензент – доцент, канд. техн. наук А.К. Жвирблите

Редактор Н.А. Майер
Оператор А.А. Сидорова

Подписано в печать 4.05.08.		Поз. 51
Плоская печать	Формат 60x84 1/16	Тираж 100 экз.
Заказ	Печ.л. 1,86	Цена 5 р.80 к.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

Общие сведения

Пластинчатые разборные теплообменники в последнее время широко распространены, так как отличаются интенсивным теплообменом, простотой изготовления, компактностью, малыми гидравлическими сопротивлениями, удобством монтажа и очистки от загрязнений.

Эти теплообменники состоят из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух концевых камер, рамы и стяжных болтов (рисунок 1). Пластины штампуются из тонколистовой стали толщиной 0,7...1,0 мм. Для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточная часть пластин выполняется гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены в «елку».

К пластинам приклеиваются резиновые прокладки для герметизации конструкции; теплоносители направляются либо вдоль пластины, либо через отверстия в следующий канал. Движение теплоносителей в пластинчатых теплообменниках осуществляется прямотоком, противотоком и по смешанной схеме. Поверхность теплообменного аппарата изменяется от 1 до 160 м², число пластин – от 7 до 303. Температура теплоносителя ограничивается 150 °С (с учетом резиновой прокладки), давление – до 1,0 МПа.

Теплообменники можно применять для охлаждения и подогрева, в качестве рекуператоров тепла, конденсаторов, дефлегматоров, а также для теплообмена между двумя, тремя и большим количеством рабочих сред в компактных аппаратах с минимальной теплопередающей поверхностью. Такие аппараты пригодны для теплообмена с двух- и трехфазными рабочими средами.

В пластинчатых теплообменниках можно осуществлять теплообмен между рабочими средами жидкость – жидкость, пар – жидкость, пар + газ – жидкость, газ – газ. Разборные теплообменники могут работать с рабочими средами, в которых размер твердых частиц не превышает 4 мм. При отложении загрязнений на теплопередающих поверхностях можно периодически переключать каналы на такие рабочие среды, которые очищают поверхности от загрязнений без разборки аппарата.

Пластинчатые теплообменники наиболее эффективны при работе со средами малой вязкости, а также с растворами вязкостью до $60 \cdot 10^{-2}$ м²/с.

Пластины устанавливаются на раму теплообменника, которая состоит из несущих штанг, подвижных и неподвижных плит с зажимным устройством. Неподвижная плита обычно прикреплена к полу, подвижная на скобе подвешена к верхней штанге и может перемещаться по ней. На плитах имеются штуцера для присоединения технологических трубопроводов.

На неподвижной плите штуцера съемные; их можно устанавливать в верхнем или нижнем положении.

При однопакетной компоновке пластин допускается установка всех четырех штуцеров на неподвижной плите.

На теплообменнике может быть установлено более четырех штуцеров, например, при необходимости отвода несконденсировавшихся газов, слива продуктов и др.

В каталоге приведено описание теплообменников консольного типа (исполнение I), на двухопорной раме (исполнение II), на трехопорной раме с неподвижной опорой в середине рамы (исполнение III) и на двухопорной раме с промежуточной плитой (исполнение IV).

Конденсаторы имеют однопакетную компоновку пластин по стороне хода пара. Теплообменники с промежуточными плитами могут быть многопоточными, т.е. могут работать с двумя рабочими средами и более.

В каналах, составленных из пластин, имеются точки опоры, что позволяет выдерживать разность давления по обе стороны пластины, а также повышенное внутреннее давление в каналах.

Группа пластин, образующая систему каналов, в которых рабочая среда движется только в одном направлении, составляет пакет.

Один или несколько пакетов, сжатых между неподвижной и подвижной плитами, называют секцией. Пластины располагаются в пакете одна относительно другой под углом 180° , причем все резиновые прокладки обращены в сторону подвижной плиты. В каждой пластине по углам имеются четыре отверстия для прохода рабочих сред. Промежуточные и концевые пластины могут иметь одно, два или три отверстия, количество которых определяется в соответствии со схемой компоновки пластин в теплообменнике.

Каждая пластина омывается двумя рабочими средами: с одной стороны – охлаждаемой, а с другой – нагреваемой, в результате чего между средами происходит теплообмен. Среды, протекающие поперек гофров, турбулизуются, что способствует усилению теплообмена.

Пространственная схема движения рабочих сред в однопакетном пластинчатом теплообменнике приведена на рисунке 1.

Расчет показывает, что при формах и размерах гофров, принятых для промышленных пластинчатых теплообменников, уже при $Re \geq 50 \dots 200$ стабилизация потока нарушается. Нарушение стабилизации пограничного подслоя способствует повышению интенсивности теплоотдачи.

При определенной компоновке пластинчатых разборных теплообменников можно получить оптимальное количество каналов в пакете и пакетов в секции для каждой рабочей среды.

Компоновку готового теплообменника можно изменить в соответствии с конкретным количеством каждой рабочей среды, имеющимся напором и заданным тепловым режимом. В таком случае гидромеханическую характеристику теплообменника можно приблизить к оптимальной.

Компоновку пластин в аппарате и направление движения рабочих сред изображают на схемах, составляемых в соответствии с тепловым и гидромеханическим расчетами. Схему простейшего пластинчатого теплообменника (см. рисунок 1), состоящего из пяти пластин, формирующих по два параллельных канала для каждой рабочей среды, условно обозначают дробью $Cx \frac{2}{2}$.

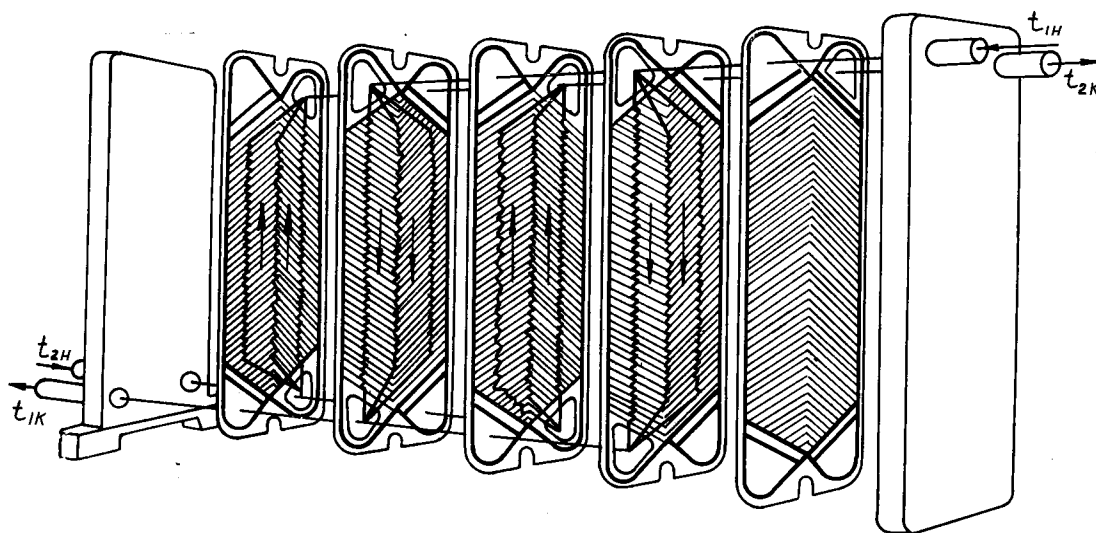


Рисунок 1 – Пространственная схема движения рабочих сред в однопакетном пластинчатом теплообменнике

Теплообменные аппараты промышленного назначения имеют более сложные схемы компоновки каналов и теплопередающих поверхностей, например:

$$Cx \frac{\begin{array}{c} \xrightarrow{\hspace{10em}} \\ \downarrow 20 + 20 + 20 + 20 + 20 \\ \uparrow 21 + 20 + 20 + 20 + 20 \\ \xleftarrow{\hspace{10em}} \end{array}}{\hspace{10em}}.$$

Количество чисел, приведенных в числителе, соответствует количеству последовательно соединенных пакетов (ходов) для охлаждаемой среды; знак + обозначает последовательное соединение; значение каждого числа 20 – количество параллельных межпластинных каналов в каждом пакете. В знаменателе приведены условные аналогичные обозначения для нагреваемой рабочей среды. Вертикальные стрелки показывают направление движения каждой рабочей среды в пакетах, горизонтальные стрелки – во всем аппарате.

В общем случае схема компоновки пластин обозначается:

$$\frac{\downarrow m'_1 + m''_1 + m'''_1 \dots m_1^k}{\uparrow m'_2 + m''_2 + m'''_2 \dots m_2^p},$$

m_1 – количество каналов в пакете для охлаждаемой среды;

k – количество последовательно включенных пакетов (ходов) в аппарате для охлаждаемой среды;

m_2 – количество каналов в пакете для нагреваемой среды;

p – количество последовательно включенных пакетов в аппарате для нагреваемой среды.

Дополнительный канал по стороне хода нагреваемой рабочей среды в пакете, расположенном в начале либо в конце аппарата (в знаменателе дроби (см. пример выше) вместо числа 20 указано число 21), предназначен для охлаждения каналов, примыкающих к плитам рамы. Это позволяет за счет охлаждаемых каналов, расположенных в начале и в конце аппарата, обеспечить тепловую защиту рамы и окружающей среды и эксплуатировать пластинчатые теплообменники без специальной тепловой изоляции аппарата.

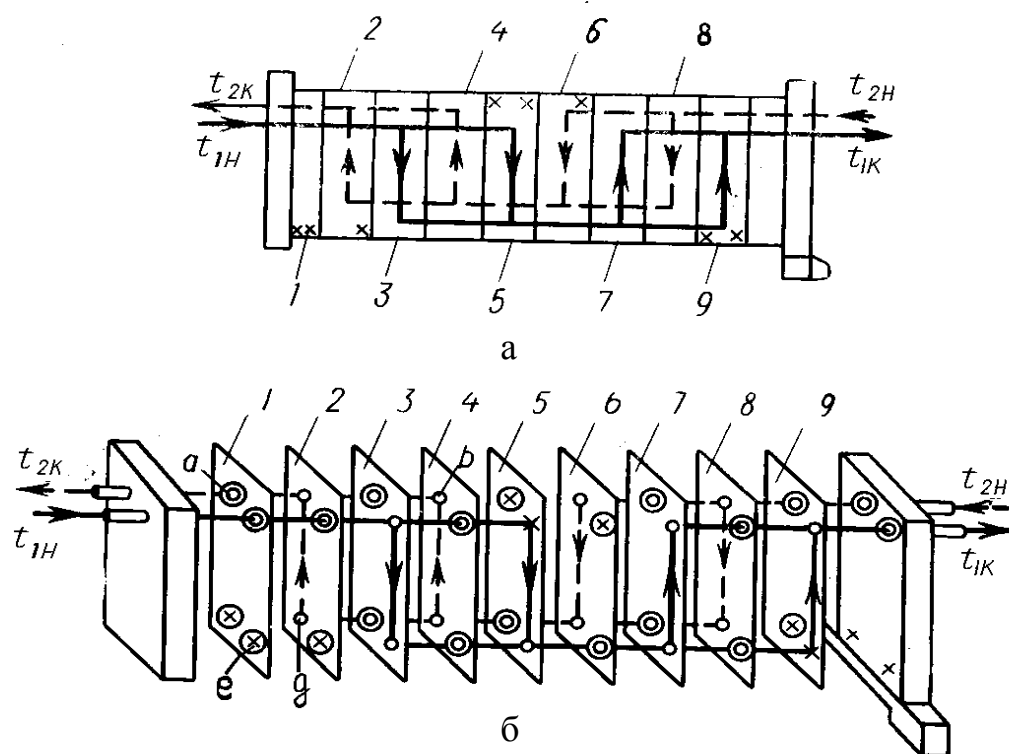
На рисунке 2 приведена схема компоновки пластин в два симметричных пакета для охлаждаемой и нагреваемой рабочих сред, т.е. при одинаковом количестве каналов в каждом пакете для каждой рабочей среды можно компоновать пластины и в других вариантах.

Рабочая среда через входной штуцер поступает в продольный коллектор, образуемый угловыми отверстиями и прокладками сжатых в пакет пластин, и движется по нему до пластины с непросеченным угловым отверстием. Из коллектора рабочая среда проходит в межпластинные каналы через участки, на которых отсутствуют уплотнительные прокладки. Эти участки в каждом коллекторе расположены через одну пластину, благодаря чему образуется система горячих и холодных каналов. Пройдя межпластинные каналы, рабочая среда (жидкость) скапливается в противоположном коллекторе.

При заданном расходе жидкости, проходящей через аппарат, можно установить требуемую скорость движения ее по межпластинным каналам. Оптимальная скорость достигается за счет уменьшения (или увеличения) числа каналов в пакете.

Пакет всегда ограничен пластиной, имеющей неполное количество угловых отверстий (пластины 4, 5 и 6 на рисунке 2). Такие пластины называют граничными. Существует конструктивный вариант компоновки пластин, в котором пластины 4 и 6 имеют полное количество угловых отверстий, однако граничная пластина 5 всегда имеет непросеченное отверстие. Из первого пакета жидкость направляется по противоположному коллектору вдоль теплообменника до очередной граничной пластины, после чего

распределяется по каналам второго пакета в направлении, противоположном ее движению в первом пакете.



- a* – 1 – 9 – нумерация каналов; *б* – 1 – 9 – нумерация пластин;
в – отверстие с уплотнительным резиновым кольцом;
г – непросеченное место для отверстия без уплотнительного кольца;
д – отверстие без уплотнительного кольца;
е – непросеченное место для отверстия с уплотнительным кольцом

Рисунок 2 – Компоновка пластин в два симметричных

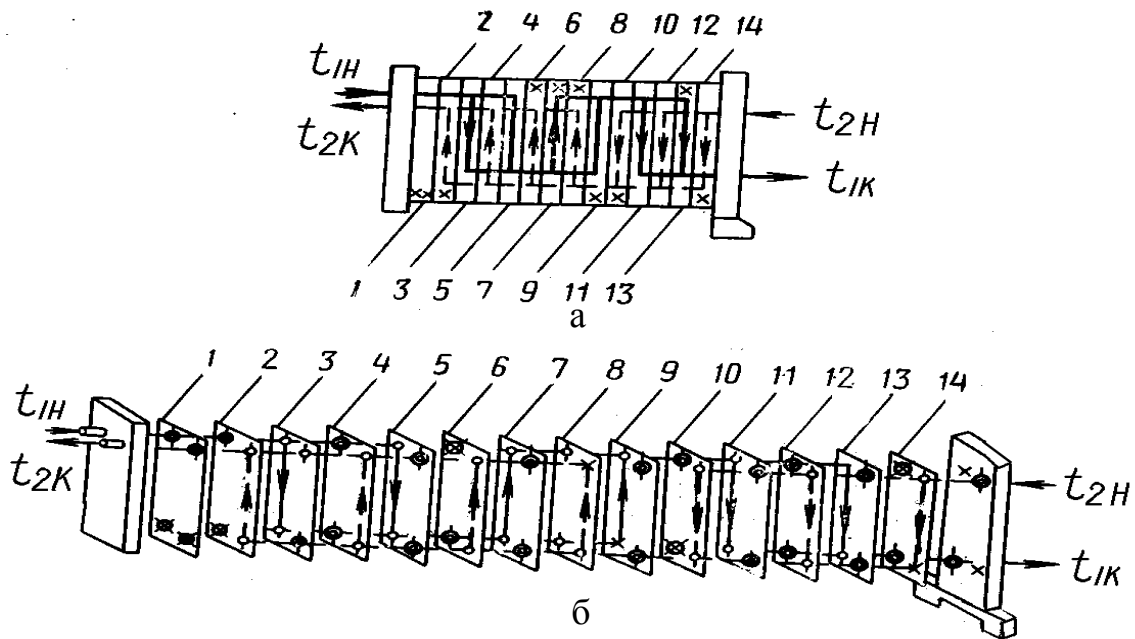
пакета по схеме $Sx \frac{2+2}{2+2}$

Рабочие среды движутся в аппарате, как правило, противотоком.

Если расход одной рабочей среды значительно отличается от расхода другой среды, то для сохранения одинаковых гидравлических сопротивлений по стороне хода каждой среды и обеспечения оптимальных коэффициентов теплоотдачи применяются несимметричные схемы компоновок пластин (рисунок 3). В этих схемах количество каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред неодинаково.

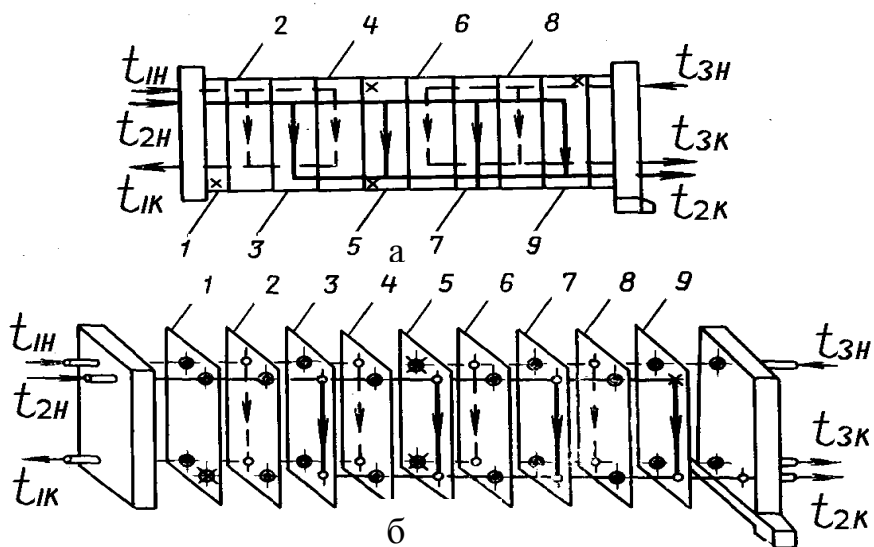
При соответствующей компоновке пластин и использовании различных просечек угловых отверстий на них можно получить многосекционный аппарат (рисунок 4). В нем теплообмен между одной рабочей средой и двумя другими рабочими средами происходит по зонам.

Для первой и третьей рабочих сред имеется четыре канала (по два для каждой среды); для второй рабочей среды – четыре канала.



a – 1 – 14 – нумерация каналов; *б* – 1 – 14 – нумерация пластин

Рисунок 3 – Компоновка пластин в три пакета для горячей среды и в два пакета для холодной среды по схеме $Cx \frac{2+2+2}{4+3}$



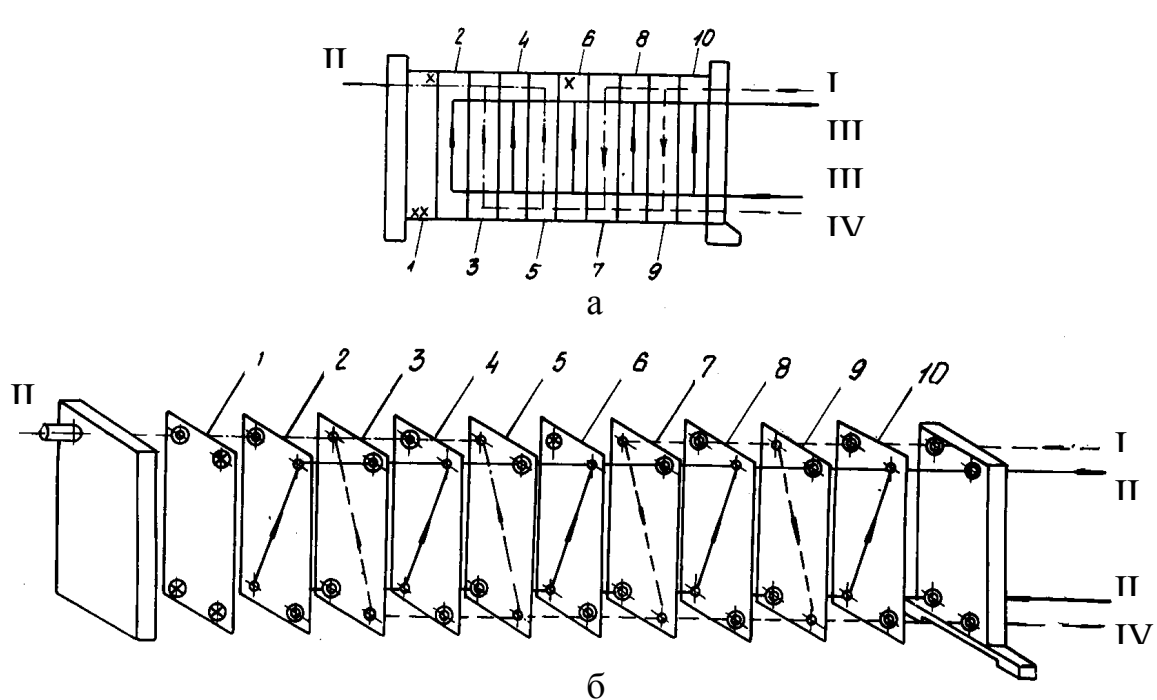
a – 1 – 9 – нумерация каналов; *б* – 1 – 9 – нумерация пластин

Рисунок 4 – Компоновка пластин для трех рабочих сред по схеме $Cx \frac{2+2}{4}$

Для конденсации паров из смеси при наличии в паре несконденсированных газов применяют схему компоновки $C_x \frac{2+2+2}{4+3}$ (рисунок 5).

Парогазовая смесь в пакете m'_1 (каналы 8, 6) охлаждается, и из нее выделяется конденсирующая фаза в виде жидкости. Несконденсированные газы из нижнего коллектора попадают в пакет m''_1 (каналы 4, 2), охлаждаются в нем и отводятся через верхний штуцер на подвижной плите. Охлаждающая вода движется по каналам 1, 3, 5, 7, 9, скомпонованным в виде одного пакета m_2 . Четыре штуцера расположены на неподвижной плите. Такие конденсаторы парогазовых смесей работают с более высоким коэффициентом теплопередачи, чем стандартные кожухотрубчатые конденсаторы.

По расположению проходных отверстий для каждой рабочей среды различают пластины с диагональным расположением отверстий (пластины 0,5 с гофрами в «елку» приведены на рисунке 5) и с односторонним расположением отверстий (все остальные типы см. на рисунках 2, 3 и 4).

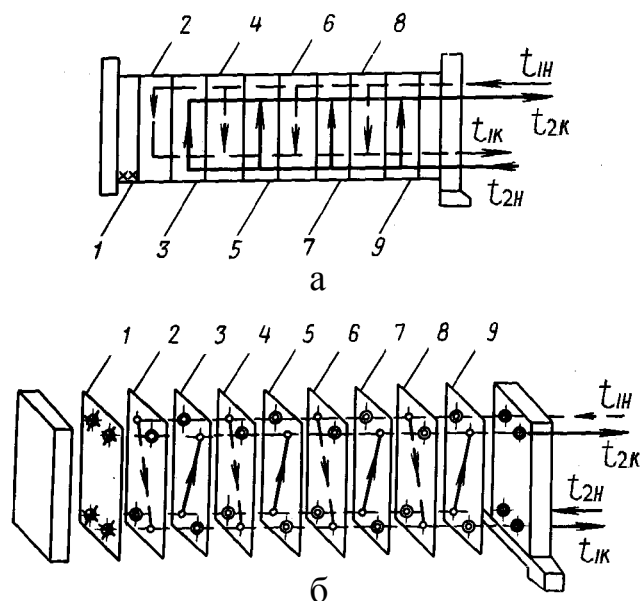


$a - 1 - 10$ – нумерация каналов; $b - 1 - 10$ – нумерация пластин;
 I – парогазовая смесь; II – несконденсированные газы;
 III – вода; IV – конденсат

Рисунок 5 – Компоновка пластин в конденсаторе с пакетом для охлаждения несконденсированных газов

по схеме $C_x \frac{m'_1 + m''_1}{m_2}$ с диагональным расположением проходных отверстий

На рисунке 6 приведено параллельное однопакетное соединение пластин с диагональным расположением проходных отверстий.



a– 1 – 9 – нумерация каналов; *б*– 1 – 9 – нумерация пластин

Рисунок 6 – Компоновка пластин типа по схеме $\frac{4}{4}$ с диагональным расположением отверстий и с выводом всех штуцеров на неподвижную плиту

Для каждой рабочей среды имеются четыре канала. После сборки пластины образуются две системы каналов, изолированных одна от другой. Каждая система соединена с двумя угловыми отверстиями. Каналы обеих систем в пакете чередуются. Для этого пакеты необходимо набирать из левых и правых пластин, отличающихся одна от другой расположением уплотнительных прокладок. Общий вид левой и правой пластин с односторонним направлением потока приведен на рисунке 7.

В левой пластине поток первой рабочей среды входит в межпластинное пространство через верхнее или нижнее левое угловое отверстие, а выходит через другое отверстие. Правые отверстия изолированы от потока первой рабочей среды уплотнительной прокладкой.

Правые и левые пластины чередуются в пакете, а расположение большой и малой прокладок обеспечивает чередование каналов для потока горячей и холодной рабочих сред. При сборке пакетов все правые пластины располагают относительно левых под углом 180° в плоскости пластины.

Если большая уплотнительная прокладка охватывает два угловых отверстия, расположенных по диагонали пластины, то общее направление потока при движении жидкости в межпластинном канале будет диагональным (рисунок 6).

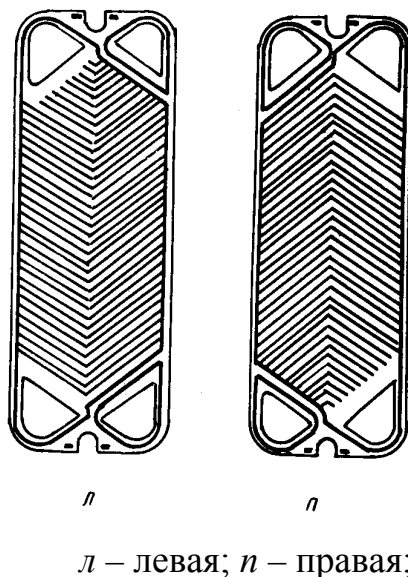


Рисунок 7 – Схема пластин с односторонним расположением проходных отверстий

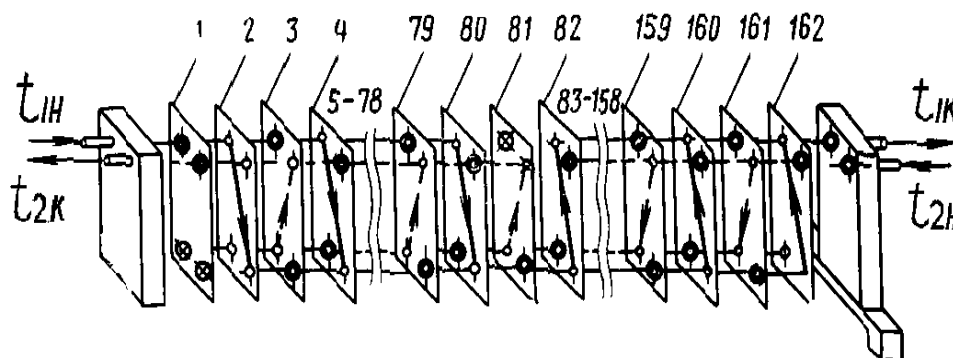
Равномерно распределенное, значительное гидравлическое сопротивление гофрированной части межпластинного канала способствует выравниванию скорости потока, поэтому оба варианта пластин (с односторонним и диагональным направлениями потока) практически равноценны.

При использовании пластин с односторонним направлением потока штуцера входа и выхода для первой рабочей среды расположены по одну сторону аппарата, а для второй рабочей среды – по другую сторону. При четной компоновке пакетов в секции оба штуцера расположены вверху или внизу, при нечетной компоновке – один вверху, а второй внизу.

При использовании пластин с диагональным направлением потока рабочая среда направляется с одной стороны аппарата к другой (см. рисунок 6). Если количество пакетов в секции по линии движения потока рабочей среды четное, то штуцера входа среды в аппарат и выхода из него расположены с одной стороны вдоль аппарата (рисунок 8) (компоновка пластин типа 0,5 с гофрами в «елку»). При нечетном количестве пакетов в секции штуцера входа и выхода расположены с разных сторон аппарата (см. рисунок 6).

При заданном расходе рабочих сред, проходящих через теплообменник, в зависимости от схемы компоновки пластин изменяются скорости

движения сред в межпластинных каналах. Следовательно, имеется возможность регулировать гидравлическое сопротивление и коэффициент теплопередачи в аппарате. В каждом случае при составлении схем компоновок пластин необходимо рассчитать оптимальную схему.



1 – 162 – нумерация пластин

Рисунок 8 – Схема компоновки пластин при большом их количестве в аппарате, например,

$$\text{по схеме } C_x \frac{40 + 40}{41 + 40}$$

Технологический расчет пластинчатого теплообменника

Расчет теплообменного аппарата включает определение необходимой поверхности теплопередачи, выбор типа аппарата и нормализованного варианта конструкции, удовлетворяющих заданным технологическим условиям оптимальным образом.

Необходимая *поверхность теплопередачи* F определяется из основного уравнения теплопередачи:

$$F = Q / K \Delta t_{cp}. \quad (1)$$

Тепловая нагрузка Q в соответствии с заданными технологическими условиями находится из уравнения теплового баланса для одного из теплоносителей:

– если агрегатное состояние теплоносителя не изменяется:

$$Q = G_i c_i (t_{iH} - t_{iK}),$$

$$i = 1, 2; \quad (2)$$

– при конденсации насыщенных паров без охлаждения конденсата или при кипении:

$$Q = G_i r_i, \\ i = 1, 2; \quad (3)$$

– при конденсации перегретых паров с охлаждением конденсата:

$$Q = G_1 (J_{1H} - c_1 t_{1K}), \quad (4)$$

где J_{1H} – энтальпия перегретого пара.

Тепловые потери при наличии тепловой изоляции незначительны, поэтому в уравнениях (1) – (4) они не учитываются.

Один какой-либо технологический параметр, не указанный в исходном задании (расход одного из теплоносителей или одна из температур), определяется из уравнений теплового баланса для всего аппарата в целом, приравниваются правые части уравнений (2) – (4) для горячего и холодного теплоносителя.

Средняя температура теплоносителей t_i :

– если агрегатное состояние теплоносителя не меняется:

$$t_{i\text{н}} = 0,5(t_i + t_{\text{к}}), \quad (5)$$

– более точное значение средней температуры одного из теплоносителей определяется при использовании средней разности температур $\Delta t_{\text{ср}}$:

$$t_i = t_i \pm \Delta t_{\text{ср}}, \quad (6)$$

где t_i – среднеарифметическая температура теплоносителя с меньшим перепадом температуры вдоль поверхности теплообмена [1, гл. 4 пункт 22];

– при изменении агрегатного состояния теплоносителя его температура постоянна вдоль всей поверхности теплопередачи и равна температуре кипения (или конденсации), зависящей от давления и состава теплоносителя.

Средняя разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$:

– в аппаратах с прямо- или противоточным движением теплоносителей $\Delta t_{\text{ср}}$ определяется как средняя логарифмическая между большей $\Delta t_{\text{б}}$ и меньшей $\Delta t_{\text{м}}$ разностями температур теплоносителей на концах аппарата:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})}; \quad (7)$$

– если разности температур одинаковы $\Delta t_{\text{б}} = \Delta t_{\text{м}}$ или отличаются не более чем в два раза, то $\Delta t_{\text{ср}}$ определяется приближенно как среднеарифметическая разность температур:

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_{\bar{6}} + \Delta t_M). \quad (8)$$

Коэффициент теплопередачи K определяется из уравнения аддитивности термических сопротивлений теплопередачи через стенку:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (9)$$

На этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как коэффициенты теплопередачи α_1 и α_2 зависят от параметров конструкции рассчитываемого аппарата. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи [1, таблица 4.8] приближенно определяется поверхность, выбирается конкретный вариант конструкции, а затем проводится уточненный расчет коэффициентов α_1 , α_2 , K и требуемой поверхности.

Сопоставление ее с поверхностью выбранного нормализованного теплообменника дает ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчетной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточненный расчет. Число повторных расчетов зависит, главным образом, от степени отклонения ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи, от его уточненного значения.

Выбор уравнений для *уточненного расчета коэффициентов теплоотдачи* зависит от характера теплообмена (без изменения агрегатного состояния, при кипении или при конденсации), от вида выбранной поверхности теплообмена (тип пластин), от режима движения теплоносителя.

К о н в е к т и в н ы й т е п л о о б м е н

Коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами, рассчитывается по уравнению:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} = a Re^n Pr^m (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (10)$$

Коэффициент a :

Поверхность пластины f , м ²	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Турбулентный режим	0,065	0,1	0,135	0,135	0,135
Ламинарный режим	0,46	0,6	0,6	0,6	0,6

Показатели степени n и m выбираются в зависимости от режима течения и поверхности пластины:

- при турбулентном течении (в пределах $Re = 50...30000$ и $Pr = 0,7...80$) $n = 0,73$; $m = 0,43$;
- при ламинарном течении ($Re \leq 50$, $Pr \geq 80$) $n = m = 0,33$.

К о н д е н с а ц и я п а р а

Для всех типов пластин при конденсации пара при $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст1}} = \Delta t \leq 10\text{K}$ коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К);

$$\alpha = 1,15 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t L_n}},$$

где λ , ρ , μ – соответственно коэффициенты теплопроводности, плотности массы, динамической вязкости для пленки конденсата при средней определяющей температуре ее $t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{конд}} + t_{\text{ст1}})$, равной полусумме температуры конденсата $t_{\text{конд}}$ и температуры стенки со стороны пара $t_{\text{ст1}}$;

r – теплота фазового превращения при $t_{\text{конд}}$;

L_n – приведенная длина канала, м

При $\Delta t \geq 10\text{K}$ критерий Нуссельта [2]:

$$Nu = c_1 Re^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (11)$$

где

$$Re = \frac{qL_n}{\mu r} = \frac{GL_n}{\mu F},$$

где q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;

G – расход пара, кг/с.

К о э ф ф и ц и е н т c_1

Поверхность пластины f , м ²	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Коэффициент c_1	800	322	240	240	201

Г и д р а в л и ч е с к о е с о п р о т и в л е н и е п л а с т и н ч а т ы х т е п л о о б м е н н и к о в

Гидравлическое сопротивление для каждого теплоносителя ΔP , Па:

$$\Delta P = \chi \xi \frac{L_n}{d_s} \frac{\rho w^2}{2} + 3 \frac{\rho w_{\text{шт}}^2}{2}, \quad (12)$$

где x – число пакетов для данного теплоносителя, включенных последовательно, шт.;

$d_э$ – эквивалентный диаметр каналов, м;

w и $w_{шт}$ – соответственно скорость в каналах и в штуцерах на входе и выходе (при скорости жидкости в штуцерах менее 2,5 м/с их гидравлическое сопротивление можно не учитывать);

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\xi = \frac{a_1}{Re} \text{ – для ламинарного движения (13),}$$

$$\xi = \frac{a_2}{Re^{0,25}} \text{ – для турбулентного движения (14).}$$

Коэффициенты a_1 и a_2 :

Поверхность пластины f , м ²	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
a_1	425	425	324	320	400
a_2	19,6	19,3	15,0	15,0	17,0

Пример расчета пластинчатого холодильника

Исходные данные

Выбрать тип, рассчитать и подобрать нормализованный вариант конструкции пластинчатого холодильника.

П а р а м е т р ы г о р я ч е г о т е п л о н о с и т е л я
(бутиловый спирт)

Расход G_1 , кг/с	2,47
Температура, °С	
ВХОД $t_{1н}$	177,7
ВЫХОД $t_{1к}$	30

П а р а м е т р ы х л а д о а г е н т а
(вода)

Температура, °С	
ВХОД $t_{2н}$	17
ВЫХОД $t_{2к}$	45

Р е ш е н и е. Движение теплоносителей в пластинчатом теплообменнике противоточное (принимается). На рис. 9 показано изменение температур теплоносителей, а на рис. 10 – схема теплопередачи в холодильнике.

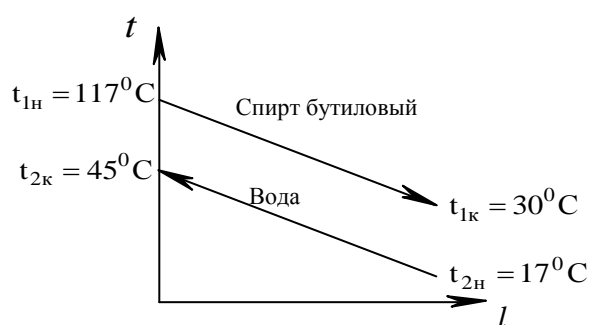


Рисунок 9 – Изменение температур теплоносителей

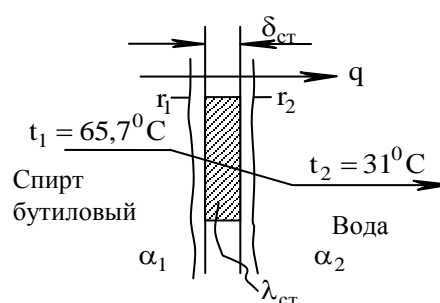


Рисунок 10 – Схема теплопередачи в холодильнике

Средняя температура воды t_2 , °C:

$$t_2 = 0,5(t_{2н} + t_{2к}) = 0,5(17 + 45) = 31^{\circ}\text{C}.$$

Средняя разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$, К:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})} = \frac{(117,7 - 45) - (30 - 17)}{\ln\left(\frac{117,7 - 45}{30 - 17}\right)} = 34,7\text{К}.$$

Средняя температура бутилового спирта:

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{\text{ср}} = 31 + 34,7 = 65,7^{\circ}\text{C}.$$

Теплофизические свойства бутилового спирта при $t_1 = 65,7^{\circ}\text{C}$

Плотность [3, табл. 5; 1, табл. IV]	$\rho_1 = 776 \text{ кг/м}^3$
Теплопроводность [1, рис. X; 3, рис. 4]	$\lambda_1 = 0,127 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Теплоемкость [1, рис. XI; 3, рис. 3]	$c_1 = 2849 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
Динамическая вязкость [1, рис. V; 3, рис. 2]	$\mu_1 = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$

Теплофизические свойства охлаждающей воды при $t_2 = 31^{\circ}\text{C}$

Плотность	$\rho_2 = 995,4 \text{ кг/м}^3$
Теплопроводность	$\lambda_2 = 0,62 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Теплоемкость	$c_2 = 4180 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
Динамическая вязкость	$\mu_2 = 0,789 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$

Все константы ρ_2 , λ_2 , c_2 и μ_2 взяты из справочников [1, табл. XXXIX; 3, табл. 36].

Тепловая нагрузка Q , Вт:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 2,43 \cdot 2849(117,7 - 30) = 607153,2 \text{ Вт.}$$

Расход охлаждающей воды G_2 , кг/с:

$$G_2 = Q / c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = \frac{607153,2}{4180(45 - 17)} = 5,19 \text{ кг/с.}$$

Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи принимается по данным табл. 4.8 [1]. При вынужденном движении при теплопередаче от жидкости к жидкости (воде) рекомендуется принимать $K_{ор} = 800 \dots 1700 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Поскольку в данном примере теплофизические свойства бутилового спирта отличаются от свойств воды, примем $K_{ор} = 700 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Ориентировочная поверхность теплопередачи $F_{ор}$, м²:

$$F_{ор} = Q / K_{ор} \Delta t_{ср} = 607153,2 / 700 \cdot 34,7 = 25 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим пластинчатый теплообменник типа ТПР (исполнение I) поверхностью $F=25 \text{ м}^2$; поверхность пластины $f = 0,6 \text{ м}^2$, количество пластин $N=42$ шт. [4, таблица 24].

Техническая характеристика пластин
 $f = 0,6 \text{ м}^2$ [4, таблица 22]

Эквивалентный диаметр канала $10^3 d_э$, м7,4
Поперечное сечение канала $10^4 S$, м ²26,2
Приведенная длина канала L_n , м0,89
Габаритные размеры, мм	
длина1375
ширина600
толщина1,0
Масса пластины, кг6,5

С целью увеличения коэффициентов теплоотдачи, а следовательно, и коэффициента теплопередачи увеличиваем число пакетов (ходов) в теплообменнике.

Выбираем компоновку пластин по три симметричных пакета по схеме:

$$C_X = \frac{7+7+7}{7+7+7},$$

где 7 – количество межпластинных каналов в каждом пакете, в числителе показано число пакетов (ходов) – три для охлаждаемой среды (бутилового спирта), в знаменателе – аналогичные условные обозначения для нагреваемой среды (воды).

Скорость горячей жидкости (бутилового спирта) в семи каналах ($m_1 = 7$) w_1 м/с:

$$w_1 = \frac{G_1}{m_1 \rho_1 S} = \frac{2,43}{7 \cdot 776 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,17 \text{ м/с.}$$

Критерий Прандтля Pr:

$$Pr = \frac{\mu_1 c_1}{\lambda_1} = \frac{1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2849}{0,127} = 24,7.$$

Критерий Рейнольдса Re_1 :

$$Re_1 = \frac{w_1 d_3 \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,17 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 776}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 887 > 50,$$

т.е. режим турбулентный.

Коэффициент теплоотдачи от бутилового спирта к стенке при $Re > 50$ по формуле (10) α_1 , Вт/(м²·К):

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 d_3}{\lambda_1} = 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25},$$

где множитель $Pr/Pr_{ст}$, учитывающий направление теплового потока, принимаем равным единице, так как температуры жидкости и стенки не сильно отличаются, откуда

$$\frac{\alpha_1 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,127} = 0,135 \cdot 887^{0,73} 24,7^{0,43};$$

$$\alpha_1 = 1305 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Скорость воды в семи каналах ($m_2 = 7$) w_2 , м/с:

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{5,19}{7 \cdot 995 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,284 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса Re_2 :

$$Re_2 = \frac{w_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,284 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{0,789 \cdot 10^{-3}} = 2650 > 50,$$

т.е. режим турбулентный.

Критерий Прандтля Pr_2 :

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{0,789 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,62} = 5,3.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_2 , Вт/(м²·К):

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 d_3}{\lambda_2} = 0,135 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43}$$
$$\frac{\alpha_2 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,62} = 0,135 \cdot 2650^{0,73} \cdot 5,3^{0,43};$$
$$\alpha_2 = 7298 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимаем:

- $r_1 = 5800$ Вт/(м²·К) [1, таблица XXXI; 3, таблица 39] – тепловая проводимость загрязнений со стороны бутилового спирта;
- $r_2 = 2900$ Вт/(м²·К) [1, таблица XXXI; 3, таблица 39] – тепловая проводимость загрязнений со стороны воды среднего качества;
- $\lambda_{ст} = 17,5$ Вт/м·К [1, таблица XXXVIII; 3, таблица 17] – теплопроводность нержавеющей стали;
- $\delta_{ст} = 1 \cdot 10^{-3}$ м – толщина гофрированной пластины.

Общее термическое сопротивление $R_{пт}$, (м²·К)/Вт:

$$R_{пт} = \frac{1}{r_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{5800} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{2900} = 0,00057 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·К):

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{пт} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{1305} + 0,00057 + \frac{1}{7298};$$
$$K = 679 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Расчетная поверхность теплопередачи F_p , м²:

$$F_p = Q / K \Delta t_{cp} = 607153,2 / 679 \cdot 34,7 = 25,8 \text{ м}^2.$$

Расчетная поверхность получилась больше принятой, поэтому необходимо применить более сложную компоновку пластин. С целью увеличения коэффициента теплопередачи необходимо увеличивать $\alpha_1 = 1305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, так как коэффициент теплопередачи K в расчете всегда получается меньше меньшего α . Очевидно, целесообразно увеличить скорость движения теплоносителя (бутилового спирта), т.е. увеличить число ходов.

Выбираем компоновку пластин из четырех несимметричных пакетов

по схеме:
$$C_x = \frac{4 + 4 + 4 + 5}{6 + 6 + 6 + 7},$$

где 4 – количество каналов в пакете для бутилового спирта, $m_1=4$;

6 – количество каналов в пакете для воды, $m_2=6$;

4 – количество последовательно включенных пакетов (ходов) для одной и другой среды.

Повторный расчет

$$w_1 = \frac{G_1}{m_1 \rho_1 S} = \frac{2,43}{4 \cdot 776 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,299 \text{ м/с};$$

$$Re_1 = \frac{0,299 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 776}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 1501 > 50;$$

$$Pr_1 = 24,7; \quad \frac{\alpha_1 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,127} = 0,135 \cdot 1501^{0,73} \cdot 24,7^{0,43};$$

$$\alpha_1 = 1972 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{5,19}{6 \cdot 995 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,332 \text{ м/с};$$

$$Re_2 = \frac{0,332 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{0,789 \cdot 10^{-3}} = 3098 > 50,$$

$$Pr_2 = 5,3; \quad \frac{\alpha_2 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,62} = 0,135 \cdot 3098^{0,73} \cdot 5,3^{0,43};$$

$$\alpha_2 = 8193 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{1972} + 0,00057 + \frac{1}{8193}; \quad K = 834 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$F_p = 607153,2 / 834 \cdot 34,7 = 21, \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке разборный пластинчатый теплообменник типа ТПР (исполнение I) поверхностью теплопередачи $F = 25 \text{ м}^2$; поверхность пластины $f = 0,6 \text{ м}^2$; количество пластин 42 шт., масса аппарата 1350 кг.

Гидравлическое сопротивление холодильника

Исходные данные

Теплоноситель – бутиловый спирт

$w_1 = 0,229 \text{ м/с}$; $Re_1 = 1561 > 50$; $x_1 = 4$; $L_{\text{п}} = 0,89 \text{ м}$; $d_3 = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\rho_1 = 776 \text{ кг/м}^3$; $d_{\text{шт.1}} = 0,2 \text{ м}$ [4, таблица 22].

Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном режиме по формуле (14) ξ_1 :

$$\xi_1 = \frac{15}{Re^{0,25}} = \frac{15}{1561^{0,25}} = 2,39.$$

Скорость движения спирта в штуцерах $w_{\text{шт.1}}$, м/с:

$$w_{\text{шт.1}} = \frac{G_1}{\rho_1 0,785 d_{\text{шт.1}}^2} = \frac{2,43}{776 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с},$$

поэтому гидравлическое сопротивление в штуцерах не учитываем.

Гидравлическое сопротивление холодильника для бутилового спирта ΔP_1 , Па:

$$\Delta P_1 = x_1 \xi_1 \frac{L_{\text{п}}}{d_3} \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = \frac{4 \cdot 2,39 \cdot 0,89}{0,0074} \cdot \frac{776 \cdot 0,229^2}{2} = 39883 \text{ Па}.$$

Исходные данные

Теплоноситель – охлаждающая вода

$w_2 = 0,332 \text{ м/с}$; $Re_2 = 3098 > 50$; $x_2 = 4$; $L_{\text{п}} = 0,89 \text{ м}$; $d_3 = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\rho_2 = 995 \text{ кг/м}^3$; $d_{\text{шт.2}} = 0,2 \text{ м}$ [4, таблица 22].

Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном режиме по формуле (14) ξ_2 :

$$\xi_2 = \frac{15}{Re^{0,25}} = \frac{15}{3098^{0,25}} = 2,01.$$

Скорость движения воды в штуцерах $w_{шт.2}$, м/с:

$$w_{шт.2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot 0,785 d_{шт.2}^2} = \frac{5,19}{995 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2} = 0,166 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с},$$

поэтому гидравлическое сопротивление в штуцерах не учитываем.

Гидравлическое сопротивление холодильника для охлаждающей воды ΔP_2 , Па:

$$\Delta P_2 = x_2 \xi_2 \frac{L_{п.}}{d_3} \cdot \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2} = \frac{4 \cdot 2,01 \cdot 0,89}{0,0074} \cdot \frac{995 \cdot 0,166^2}{2} = 13256 \text{ Па}.$$

Пример расчета пластинчатого конденсатора (дефлегматора)

Исходные данные

Выбрать тип, рассчитать и подобрать нормализованную конструкцию пластинчатого конденсатора для конденсации паров этилового спирта в количестве $G_1 = 0,3$ кг/с. Охлаждающий агент – вода.

Параметры хладоагента (вода)

Температура, $^{\circ}\text{C}$

ВХОД $t_{2н}$	20
ВЫХОД $t_{2к}$	40

Р е ш е н и е. На рис. 11 показано изменение температур потоков, а на рис. 12 – схема теплопередачи в конденсаторе.

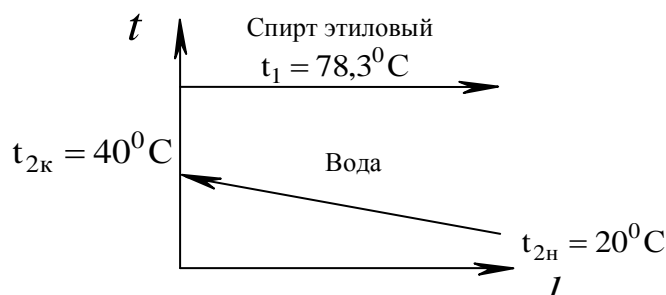


Рисунок 11 – Изменение температур теплоносителей

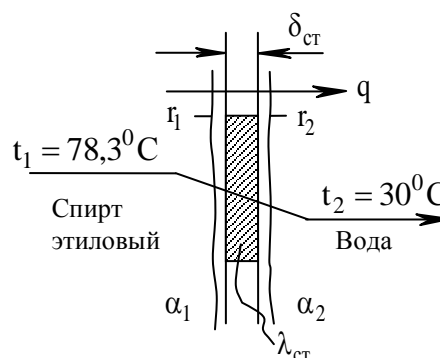


Рисунок 12 – Схема теплопередачи в конденсаторе

Средняя температура воды t_2 , $^{\circ}\text{C}$:

$$t_2 = 0,5(t_{2\text{H}} + t_{2\text{K}}) = 0,5(20 + 40) = 30^{\circ}\text{C}.$$

Средняя разность температур Δt_{cp} , К:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})} = \frac{(78,3 - 20) - (78,3 - 40)}{\ln\left(\frac{78,3 - 20}{78,3 - 40}\right)} = 71,4\text{К}.$$

Теплофизические свойства этилового спирта (конденсата) определяются при температуре конденсации $t_1 = 78,3^{\circ}\text{C}$ [1, таблица XLIV; 3, таблица 23], а не при средней температуре пленки конденсата $t_{\text{пл}} = 0,5(t_1 + t_{\text{ст1}})$, так как толщина пластины $\delta_{\text{пл}} = 1\text{мм}$ и температура стенки $t_{\text{ст1}}$ практически близка к температуре конденсации t_1 . Принимаем $\Delta t = t_1 - t_{\text{ст1}} = 1\text{К}$.

Теплофизические свойства этилового спирта
(конденсата) при $t_1 = 78,3^{\circ}\text{C}$

Плотность [1, таблица III; 3, таблица 23]	$\rho_1 = 790\text{ кг/м}^3$
Теплопроводность [1, рисунок X; 3, рисунок 4]	$\lambda_1 = 0,27\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Теплоемкость [1, рисунок XI; 3, рисунок 3]	$c_1 = 3226\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
Динамическая вязкость [1, рисунок V; 3, рисунок 2]	$\mu_1 = 0,44 \cdot 10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$
Теплота конденсации [1, таблица XLV; 3, таблица 37]	$r_1 = 849\text{ кДж/кг}$

Теплофизические свойства охлаждающей воды
при $t_2 = 30^{\circ}\text{C}$

Плотность	$\rho_2 = 996\text{ кг/м}^3$
Теплопроводность	$\lambda_2 = 0,618\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Теплоемкость	$c_2 = 4180\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
Динамическая вязкость	$\mu_2 = 0,804 \cdot 10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$

Все константы ρ_2 , λ_2 , c_2 и μ_2 , взяты из справочников [1, таблица XXXIX; 3, таблица 36].

Тепловая нагрузка Q , Вт:

$$Q = G_1 r_1 = 0,3 \cdot 849 \cdot 10^3 = 254700\text{ Вт}.$$

Расход охлаждающей воды G_2 , кг/с:

$$G_2 = Q / c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = \frac{254700}{4180(40 - 20)} = 3,047 \text{ кг/с.}$$

Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи принимается по данным [1, таблица 4.8]. При вынужденном движении охлаждающей воды рекомендуется принимать $K_{ор} = 300 \dots 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ при конденсации органических паров. Коэффициент теплопередачи в пластинчатых теплообменниках выше, чем их ориентировочные значения, приведенные в справочнике [1]. Примем $K_{ор} = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Ориентировочная поверхность теплопередачи $F_{ор}$, м²:

$$F_{ор} = Q / K_{ор} \Delta t_{ср} = 254700 / 1000 \cdot 71,4 = 3,57 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим пластинчатый теплообменник типа ТПР (исполнения I) поверхностью $F = 4 \text{ м}^2$; поверхность пластины $f = 0,3 \text{ м}^2$, количество пластин $N = 16$ шт. [4, таблица 24].

Техническая характеристика пластин

$$f = 0,3 \text{ м}^2 \text{ [4, таблица 22]}$$

Эквивалентный диаметр канала $10^3 d_э$, мм8
Поперечное сечение канала $10^4 S$, м ²11
Приведенная длина канала L_n , м1,12
Габаритные размеры, мм	
длина1370
ширина300
толщина1,0
Масса пластины, кг3,2

Все константы ρ_2 , λ_2 , c_2 и μ_2 взяты из справочников [1, таблица XXXIX; 3, таблица 36].

Конденсаторы имеют однопакетную компоновку пластин по стороне хода пара.

Схема однопакетного пластинчатого конденсатора, состоящего из 16 пластин: $S_x \frac{8}{8}$ имеет по восемь параллельных каналов для каждого теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации паров этилового спирта при $\Delta t \leq 10 \text{ К}$ определяется по формуле (11) α_1 , Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda_1^3 \rho_1^2 r_1 q}{\mu_1 \Delta t L_{\text{II}}}} = 1,154 \sqrt{\frac{0,27^3 790^2 849 \cdot 10^3 9,81}{0,44 \cdot 10^{-3} 1 \cdot 1,12}} = 4365 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\Delta t = t_1 - t_{\text{ст}} = 1 \text{ К}$ (принято).

Скорость воды в восьми каналах ($m_2 = 8$) w_2 , м/с:

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{3,047}{8 \cdot 996 \cdot 11 \cdot 10^{-4}} = 0,348 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса Re :

$$Re_2 = \frac{w_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,348 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 996}{0,804 \cdot 10^{-3}} = 3449.$$

Критерий Прандтля Pr :

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{0,804 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,618} = 5,44.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде по формуле (10) α_2 , Вт/(м²·К):

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 d_3}{\lambda_2} = 0,1 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43}$$

$$\frac{\alpha_2 8 \cdot 10^{-3}}{0,618} = 0,1 \cdot 3449^{0,73} 5,44^{0,43};$$

$$\alpha_2 = 6120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Принимаем:

– $r_1 = 11600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1, таблица XXXI; 3, таблица 39] – тепловая проводимость загрязнений со стороны бутилового спирта;

– $r_2 = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1, таблица XXXI; 3, таблица 39] – тепловая проводимость загрязнений со стороны воды среднего качества;

– $\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ [1, таблица XXXVIII; 3, таблица 17] – теплопроводность нержавеющей стали;

– $\delta_{\text{ст}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – толщина гофрированной пластины.

Общее термическое сопротивление R_{II} , (м²·К)/Вт:

$$R_{\text{II}} = \frac{1}{r_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{11600} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{2900} = 0,00057 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·К):

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{пт}} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{4365} + 0,00057 + \frac{1}{6120} = 0,000926 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт};$$

$$K = 1080 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Расчетная поверхность теплопередачи F_p , м²:

$$F_p = Q / K\Delta t_{\text{cp}} = 254700 / 1080 \cdot 71,4 = 3,3 \text{ м}^2.$$

Принятый нормализованный пластинчатый теплообменник поверхностью $F_p = 4 \text{ м}^2$ подходит с запасом поверхности теплопередачи Δ , %:

$$\Delta = \frac{4 - 3,3}{3,3} \cdot 100 = 21,2 \text{ \%}.$$

Принимаем к установке разборный пластинчатый теплообменник типа ТПР (исполнения I) поверхностью теплообмена $F = 4 \text{ м}^2$; поверхностью пластины $f = 0,3 \text{ м}^2$; количество пластин 16 шт., масса аппарата 320 кг.

Гидравлическое сопротивление конденсатора

Исходные данные

Теплоноситель – охлаждающая вода

$w_2 = 0,348 \text{ м/с}$; $Re_2 = 3449 > 50$; $x_2 = 1$; $L_{\text{п}} = 1,12 \text{ м}$; $d_3 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\rho_2 = 996 \text{ кг/м}^3$; $d_{\text{шт.2}} = 0,065 \text{ м}$ [4, таблица 22]. Режим движения воды турбулентный.

Коэффициент гидравлического сопротивления при $Re_2 = 3449 > 50$ по формуле (14) ξ_2 :

$$\xi_2 = \frac{19,3}{Re^{0,25}} = \frac{19,3}{3449^{0,25}} = 2,52.$$

Скорость движения воды в штуцерах $w_{\text{шт.2}}$, м/с:

$$w_{\text{шт.2}} = \frac{G_2}{\rho_2 0,785 d_{\text{шт.2}}^2} = \frac{3,047}{996 \cdot 0,785 \cdot 0,065^2} = 0,92 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с},$$

поэтому гидравлическое сопротивление в штуцерах не учитываем.

Гидравлическое сопротивление конденсатора ΔP_2 , Па:

$$\Delta P_2 = x_2 \xi_2 \frac{L_{\text{п}}}{d_3} \cdot \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = \frac{1 \cdot 2,52 \cdot 1,12}{8 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{996 \cdot 0,348^2}{2} = 21277 \text{ Па}.$$

Основные условные обозначения

- c – средняя массовая теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);
 D – диаметр кожуха, м;
 d – внутренний диаметр теплообменных труб, м;
 F – поверхность теплопередачи, м²;
 G – массовый расход теплоносителя, кг/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
 L – длина теплообменных труб, м;
 l – определяющий размер в критериях подобия, м;
 N – число пластин, шт., мощность, кВт;
 n – число труб; число параллельных потоков, шт.;
 m – количество каналов в потоке, шт.;
 p, k – количество последовательно включенных пакетов (ходов), шт.;
 P – давление, Па;
 ΔP – гидравлическое сопротивление, Па;
 Q – тепловая нагрузка, Вт;
 q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;
 J – энтальпия, кДж/кг;
 r – удельная массовая теплота конденсации (испарения), Дж/(кг·К);
 r_3 – термическое сопротивление слоя загрязнений, Вт/(м²·К);
 S – площадь поперечного сечения потока, м²;
 t – температура, °С;
 Δt – разность температур стенки и теплоносителя, К;
 w – скорость движения теплоносителя, м/с;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 $\delta_{ст}$ – толщина стенки теплопередающей поверхности, м;
 λ – теплопроводность; коэффициент трения, Вт/(м·К);
 μ – динамическая вязкость, Па·с;
 ρ – плотность, кг/м³;
 ξ – коэффициент местного сопротивления;
 $Re = w\rho/\mu$ – критерий Рейнольдса;
 $Nu = \alpha l/\lambda$ – критерий Нуссельта;
 $Pr = c\mu/\lambda$ – критерий Прандтля;

Индексы

- 1 – теплоноситель с большей средней температурой (горячий);
2 – теплоноситель с меньшей средней температурой (холодный);
н – начальное значение; наружный размер; насос;
к – конечное значение; кожух;
ст – стенка;
шт – штуцер;
р – расчетный;
ор – ориентировочный.

Список рекомендуемой литературы

1. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романов, А.А. Носков. Л.: Химия, 1987. 575 с.
2. Пластинчатые теплообменные аппараты. Каталог. М.: ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1983. 56 с.
3. Процессы и аппараты химической технологии: справочные материалы: учеб. издание / сост. к.т.н. В.П. Орлов – Екатеринбург: УГЛТУ, 2002. 121 с.
4. Стандартное оборудование для переработки растительного сырья. Ч.IV. Теплообменные аппараты: справочные материалы: учеб. издание / сост. к.т.н. М.И. Ведерникова, В.Б. Терентьев, В.С. Таланкин, Ю.Л. Юрьев – Екатеринбург: УГЛТУ, 2007. 100 с.

Содержание

Общие сведения.....	3
Технологический расчет пластинчатого теплообменника.....	12
Пример расчета пластинчатого холодильника.....	16
Пример расчета пластинчатого конденсатора (дефлегматора).....	23
Основные условные обозначения.....	28
Список рекомендуемой литературы.....	29