

В процессах нефте- и газопереработки для обеспечения необходимой температуры в аппаратах требуется подводить или отводить тепло. Для этого на технологических установках широко используются специальные аппараты, называемые теплообменными или теплообменниками (нагреватели, испарители, кипяильники, холодильники, конденсаторы и др.).

На изготовление аппаратов, предназначенных для нагрева и охлаждения потоков сырья, продуктов и реагентов, затрачивается до 30 % общего расхода металла на все технологическое оборудование. От правильного выбора типа и конструкции теплообменных аппаратов, применяемых на тех или иных технологических установках, во многом зависят показатели работы всего производства (завода). Высокая эффективность работы

теплообменных аппаратов позволяет сократить расход топлива и электроэнергии, затрачиваемой на тот или иной технологический процесс, и оказывает существенное влияние на его технико-экономические показатели.

ЕЕАНÑÈÔÈÊÀÖÈВ ÒÀĬ ĖĬ Î ÀĬ ÁĬ Í ÛÕ ÄĬ Ĭ ÅÐÀŎĬ Å

В аппаратах, предназначенных для нагрева или охлаждения, происходит теплообмен между двумя потоками, при этом один из них нагревается, а другой охлаждается. Поэтому вне зависимости от того, что является целевым назначением аппарата: нагрев или охлаждение, их называют *теплообменными аппаратами*.

Применительно к нефтегазоперерабатывающей промышленности теплообменные аппараты классифицируются по способу передачи тепла и назначению.

В зависимости от способа передачи тепла аппараты делятся на следующие группы.

Поверхностные теплообменные аппараты, в которых передача тепла между теплообменивающимися средами осуществляется через поверхность, разделяющую эти среды.

Аппараты смешения, в которых передача тепла между теплообменивающимися средами происходит при их непосредственном контакте. Для изготовления теплообменных аппаратов смешения требуется, как правило, меньше металла и во многих случаях они обеспечивают более эффективный теплообмен. Однако аппараты смешения в процессах нефтегазопереработки часто нельзя использовать из-за недопустимости прямого соприкосновения теплообменивающихся потоков.

В зависимости от назначения аппараты делятся на следующие группы.

Теплообменники, в которых один поток нагревается за счет использования тепла другого, получаемого в технологическом процессе и подлежащего в дальнейшем охлаждению. Применение теплообменников на установке позволяет сократить расходы подводимого извне тепла (сократить расход топлива, греющего водяного пара и т.д.) и охлаждающего агента.

К этой группе аппаратов относятся теплообменники для нагрева нефти на нефтеперерабатывающей установке, осуществляемого за счет использования тепла отходящих с установки дистиллятов, остатка, а также промежуточного циркуляционного орошения; котлы-утилизаторы, где получают водяной пар за счет использования тепла нефтепродуктов, дымовых газов или катализатора на установках каталитического крекинга; регенераторы холода и др.

Нагреватели, испарители, кипятильники, в которых нагрев или частичное испарение осуществляется за счет использования высокотемпературных потоков нефтепродуктов или специальных теплоносителей (водяной пар, пары даутерма, масло и др.).

В таких аппаратах нагрев или испарение одной среды является целевым процессом, тогда как охлаждение горячего потока является побочным и обуславливается необходимостью нагрева исходного холодного потока.

Примером аппаратов этой группы могут служить нагреватели сырья, использующие тепло водяного пара, кипятильники, при помощи которых в низ ректификационной колонны подводится тепло, необходимое для ректификации, и т.д.

Холодильники и конденсаторы, предназначенные для охлаждения потока или конденсации паров с использованием специального охлаждающего агента (вода, воздух, испаряющийся аммиак, пропан и др.). Охлаждение и конденсация в этих аппаратах являются целевыми процессами, а нагрев охлаждающего агента побочным. К таким аппаратам относятся холодильники и конденсаторы любой нефтегазоперерабатывающей установки, предназначенные для охлаждения и конденсации получаемых продуктов.

При регенерации тепла того или иного продукта его окончательное охлаждение до температуры, требуемой для безопасного транспорта и хранения, обычно завершается в холодильниках.

Кристаллизаторы, предназначенные для охлаждения соответствующих жидких потоков до температур, обеспечивающих образование кристаллов некоторых составляющих смесь веществ. В зависимости от температурного режима кристаллизации в этих аппаратах в качестве охлаждающего агента используются вода или специальные хладагенты в виде охлажденных рассолов, испаряющихся аммиака, пропана и др.

В нефтегазопереработке кристаллизаторы используются при депарафинизации масел, обезмасливании парафинов, разделении ксилолов, производстве серы и др.

Поверхностные теплообменные аппараты классифицируются в зависимости от их конструкции. К их числу относятся следующие.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками (рис. XXII-1). Такие аппараты имеют цилиндрический кожух 2, в котором расположен пучок теплообменных труб 3. Трубные решетки 5 с развальцованными трубками крепятся к кожуху аппарата. С одного конца теплообменный аппарат закрыт распределительной камерой 1, с другого — крышкой 6. Аппарат оборудован штуцерами для теплообме-

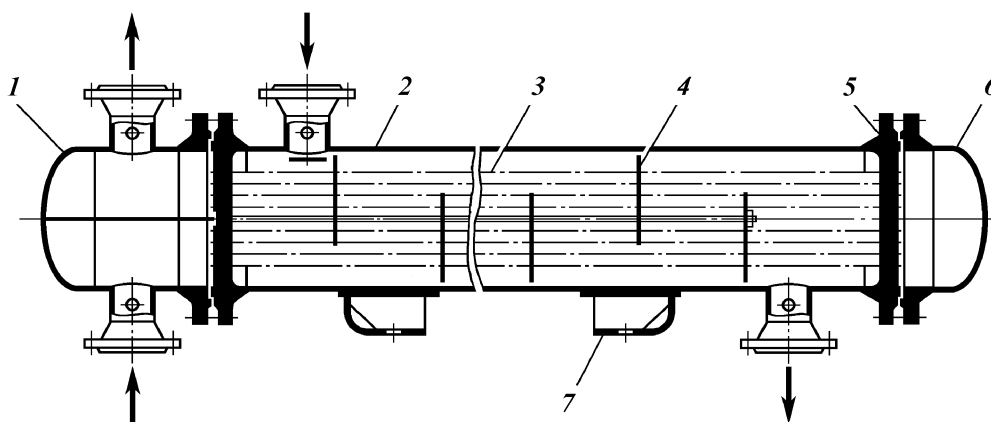


Рис. XXII-1. Кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными трубными решетками:
1 — распределительная камера; 2 — кожух; 3 — теплообменная труба; 4 — поперечная перегородка; 5 — трубная решетка; 6 — крышка кожуха; 7 — опора

нивающихся сред; одна среда идет по трубкам, другая проходит через межтрубное пространство.

В зависимости от числа перегородок в распределительной камере кожухотрубчатые теплообменные аппараты делятся на одно-, двух- и многоходовые в трубном пространстве; аппараты многоходовые в межтрубном пространстве с продольными перегородками; аппараты с поперечными перегородками сегментными, секторными, кольцевыми и др.

Существенное различие между температурами трубок и кожуха в этих аппаратах приводит к большому удлинению трубок по сравнению с кожухом, что обуславливает возникновение напряжения в трубной решетке 5 и может привести к нарушению плотности вальцовки труб в решетке и попаданию одной теплообменивающейся среды в другую. Поэтому теплообменники этого типа применяют при разнице температур теплообменивающихся сред, проходящих через трубки и межтрубное пространство, не более 50° и при сравнительно небольшой длине аппарата.

Очистка межтрубного пространства подобных аппаратов сложна, поэтому теплообменники такого типа применяются в тех случаях, когда среда, проходящая через межтрубное пространство, является чистой, не агрессивной, т.е. когда нет необходимости в чистке.

Достоинством аппаратов этого типа является простота конструкции и, следовательно, меньшая стоимость.

В зависимости от расположения теплообменных труб различают теплообменные аппараты горизонтального и вертикального типа.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с плавающей головкой (с подвижной трубной решеткой) являются наиболее распространенным типом поверхностных аппаратов (рис. XXII-2). Подвижная трубная решетка позволяет трубному пучку свободно перемещаться независимо от корпуса. В аппаратах этой конструкции температурные напряжения могут возникать лишь при существенном различии температур трубок.

Трубчатый пучок может опираться на ближайшую к плавающей головке перегородку, имеющую большую толщину, чем у других перегородок, а при значительных размерах и массе пучок опирают на катковые опоры.

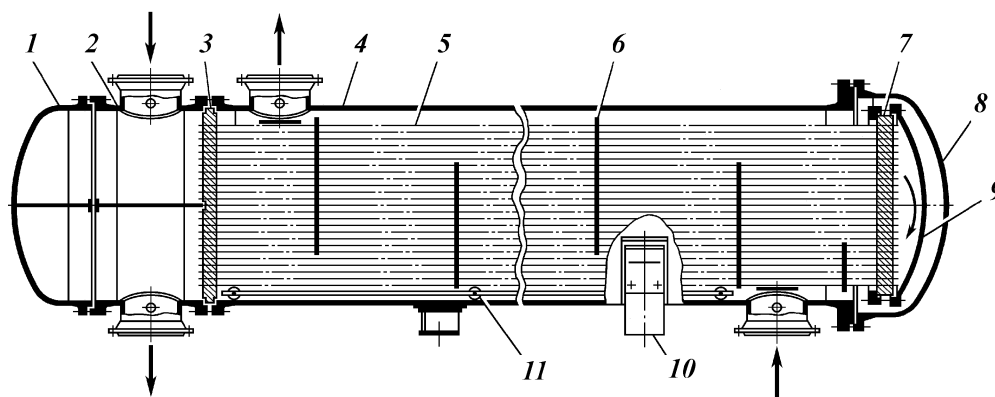


Рис. XXII-2. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой:

1 — крышка распределительной камеры; 2 — распределительная камера; 3 — неподвижная трубная решетка; 4 — кожух; 5 — теплообменная труба; 6 — поперечная перегородка; 7 — подвижная трубная решетка; 8 — крышка кожуха; 9 — крышка плавающей головки; 10 — опора; 11 — катковая опора трубчатого пучка

Для возможности свободного перемещения аппарата при нагреве корпус теплообменника крепят к одной из опор подвижно. Для этого отверстия под болты в опорах делают овальной формы. Обычно подвижное крепление корпуса предусматривают со стороны плавающей головки, где к корпусу присоединяют меньшее число трубопроводов.

По кожуху (межтрубному пространству) аппараты с плавающей головкой чаще всего выполняют одноходовыми. В аппаратах с двумя ходами по корпусу устанавливают продольную перегородку, что обеспечивает противоток потоков.

Отличительной особенностью аппарата, разработанного АО «ВНИП-нефть» и Черновицким машиностроительным заводом (рис. XXII-3), является применение поперечных стержневых перегородок 7 (турбулизаторов), закрепленных полукольцами в межтрубном пространстве. По сравнению со стандартным теплообменником данный аппарат обеспечивает увеличение эффективности теплообмена на 15–25 %, устранение вибрации трубчатых пучков, уменьшение гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве, снижение загрязненности, облегчение чистки трубчатых пучков и значительное уменьшение тепловых потоков, не участвующих в теплообмене (см. рис. XXII-28). Продольную перегородку 6 нужно вынимать из корпуса вместе с трубчатым пучком, поэтому необходимо специальное уплотнение между кожухом и перегородкой. Имеются различные конструкции уплотнений: гибкие металлические пластины 11, плотно прилегающие к кожуху по краю перегородки (см. рис. XXII-3, а), асбестовый шнур 12, заложженный в продольный паз перегородки (см. рис. XXII-3, б) и др.

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах с плавающей головкой трубные пучки сравнительно легко могут быть удалены из корпуса, что облегчает их ремонт, чистку или замену. Однако следует отметить, что конструкция аппаратов с подвижной решеткой относительно сложна, для ее изготовления требуется больший расход металла на единицу поверхности теплообмена, при работе аппарата плавающая головка недоступна для ремонта.

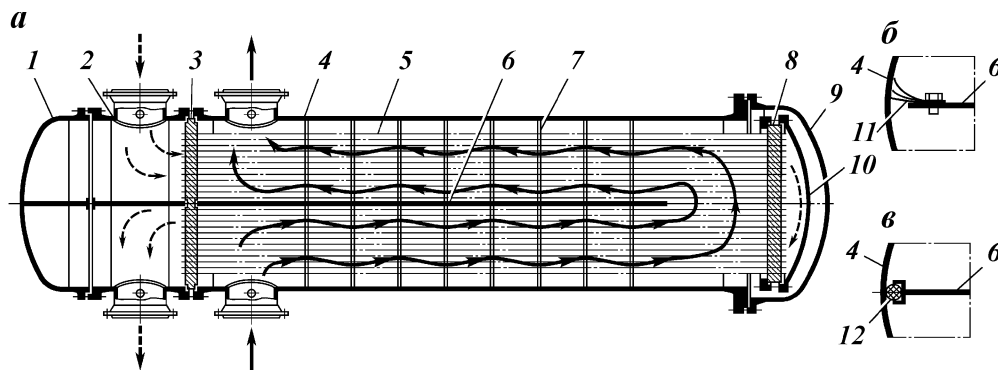


Рис. XXII-3. Схема кожухотрубчатого теплообменника с продольной перегородкой:
а — общий вид; б, а — варианты уплотнения продольной перегородки с корпусом стальными пластинами и асбестовым шнуром; 1 — крышка распределительной камеры; 2 — распределительная камера; 3 — неподвижная трубная решетка; 4 — кожух; 5 — труба; 6 — продольная перегородка; 7 — поперечные стержневые перегородки (турбулизаторы); 8 — подвижная трубная решетка; 9 — крышка кожуха; 10 — крышка плавающей головки; 11 — стальные пластины; 12 — асбестовый шнур

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с температурным компенсатором. В этих аппаратах для частичной компенсации температурных напряжений используют специальные гибкие элементы (расширители, компенсаторы), расположенные на корпусе.

Вертикальный кожухотрубчатый испаритель с неподвижными трубными решетками (рис. XXII-4) отличается установкой между двумя частями кожуха 4 линзового компенсатора 3. В аппаратах подобного типа исполь-

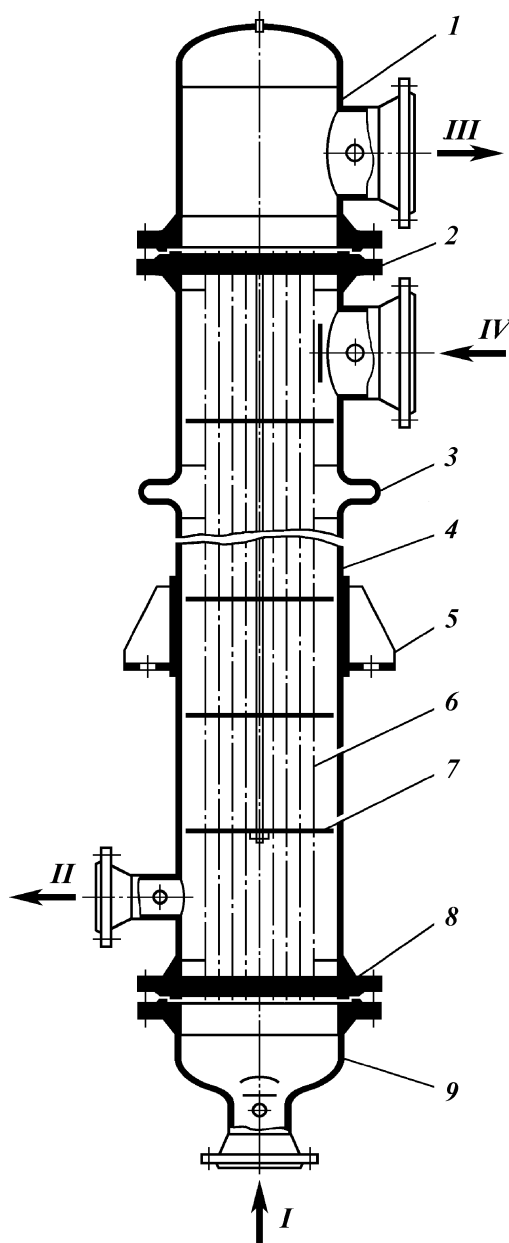


Рис. XXII-4. Вертикальный кожухотрубчатый испаритель с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на корпусе:

1 — распределительная камера; 2, 8 — трубные решетки; 3 — компенсатор; 4 — кожух; 5 — опора; 6 — теплообменная труба; 7 — поперечная «сплошная» перегородка; 9 — крышка. Потоки: I — испаряющаяся среда; II — конденсат; III — парожидкостная смесь; IV — водяной пар

зуют одно- и многоэлементные линзовые компенсаторы, однако применять компенсаторы с числом элементов более четырех не рекомендуется, так как резко снижается сопротивление кожуха изгибу.

Кожухотрубчатые теплообменники с U-образными трубками (см. рис. XXII-5) имеют одну трубную решетку, в которую ввальцованы оба конца U-образных трубок, что обеспечивает свободное удлинение трубок при изменении их температуры. Преимущество теплообменников с U-образными трубками — отсутствие разъемного соединения внутри кожуха, что позволяет успешно применять их при повышенных давлениях. Недостатком таких аппаратов является трудность чистки внутренней и наружной поверхности труб, вследствие которой они используются преимущественно для чистых продуктов.

Испаритель с паровым пространством (рибойлер) (рис. XXII-6) со-

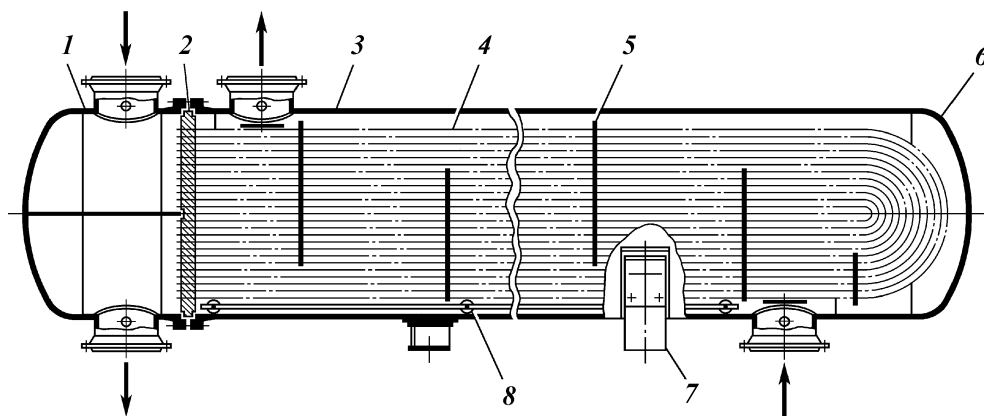


Рис. XXII-5. Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками:

1 — распределительная камера; 2 — трубная решетка; 3 — кожух; 4 — теплообменная труба; 5 — поперечная перегородка; 6 — крышка кожуха; 7 — опора; 8 — катковая опора трубчатого пучка

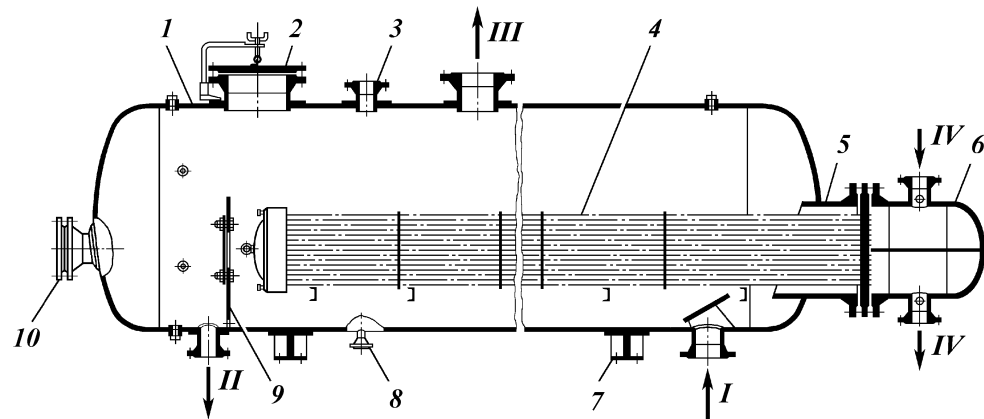


Рис. XXII-6. Испаритель с паровым пространством (рибойлер):

1 — кожух; 2 — люк; 3 — штуцер предохранительного клапана; 4 — трубчатый пучок; 5 — горловина; 6 — распределительная камера; 7 — опора; 8 — штуцер дренажа; 9 — перегородка; 10 — люк для троса лебедки. Поток: I — испаряемая жидкость; II — остаток; III — пары; IV — теплоноситель

стоит из кожуха 1 и одного — трех трубчатых пучков 4. Для обеспечения достаточной поверхности зеркала испарения и объема парового пространства расстояние от верха сливной перегородки 9 до верхней части кожуха 1 принимают не менее $1/3$ диаметра кожуха. Уровень жидкости в испарителе поддерживается сливной перегородкой 9, имеющей зубчатую кромку для равномерного перелива жидкости. В испарителях с паровым пространством применяют такие же трубчатые пучки, как у аппаратов с плавающей головкой или U-образными трубками. При этом диаметр неподвижной трубной решетки несколько больше, что необходимо для того, чтобы плавающая головка в собранном виде могла свободно пройти через горловину 5 при демонтаже.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с двойными трубками (рис. XXII-7). В таких аппаратах имеются две трубные решетки, размещенные с одной стороны аппарата. В одной трубной решетке развальцованы трубы меньшего диаметра, верхние концы которых открыты, в другой трубы большего диаметра, нижние концы которых заглушены. Такая конструкция обеспечивает независимое удлинение труб.

В аппаратах этого типа одна из теплообменивающихся сред поступает через штуцер в пространство между крышкой и верхней трубной решеткой, откуда направляется вниз по трубкам малого диаметра. По выходе из них поток возвращается по кольцевому пространству между трубками, собирается в пространстве между трубными решетками, а затем выводится из аппарата.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с витыми трубками используют в нефтегазопереработке для теплообмена между средами, одна из которых находится под высоким давлением. На рис. XXII-8 показан аппарат, предназначенный для охлаждения и частичной конденсации природного газа. Теплообменник представляет собой цельносварную конструкцию, состоящую из кожуха 1, трубных решеток 2, в которых закреплены медные или стальные трубки 3, спирально накрученные на сердечник 4. Сердечник выполняет роль катушки для навивки труб и одновременно используется как несущая деталь, разгружающая корпус и трубные решетки. Природный газ под давлением до 5 МПа и с температурой $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ движется внутри трубок, а метановая фракция при температуре $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлении 4,2 МПа подается в межтрубное пространство.

Эффективность кожухотрубчатых теплообменных аппаратов повышается с увеличением скорости движения теплообменивающихся потоков и степени их турбулентности.

При неизменной производительности аппарата увеличение скорости движения жидкости в трубках достигается размещением в крышках распределительной камеры перегородок, что изменяет число ходов потока жидкости, проходящей через трубки. В промышленной практике используют аппараты с различным числом ходов, исходя из технологической потребности установки.

Для повышения скорости движения потоков в межтрубном пространстве и обтекаемости поверхности теплообмена, создания большей турбулентности потоков и организации движения теплоносителя в направлении, перпендикулярном к оси труб, в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах устанавливают специальные поперечные перегородки. Они выполняют также роль опор трубчатого пучка, фиксируют трубы на заданном расстоянии одна от другой и уменьшают вибрацию труб.

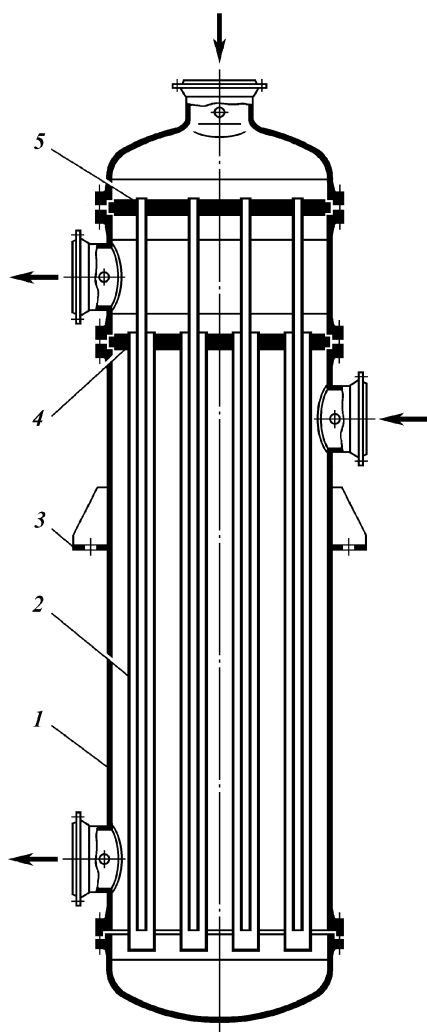


Рис. XXII-7. Теплообменный аппарат с двойными трубками:
 1 — кожух; 2 — теплообменные трубки;
 3 — опора; 4, 5 — трубные решетки

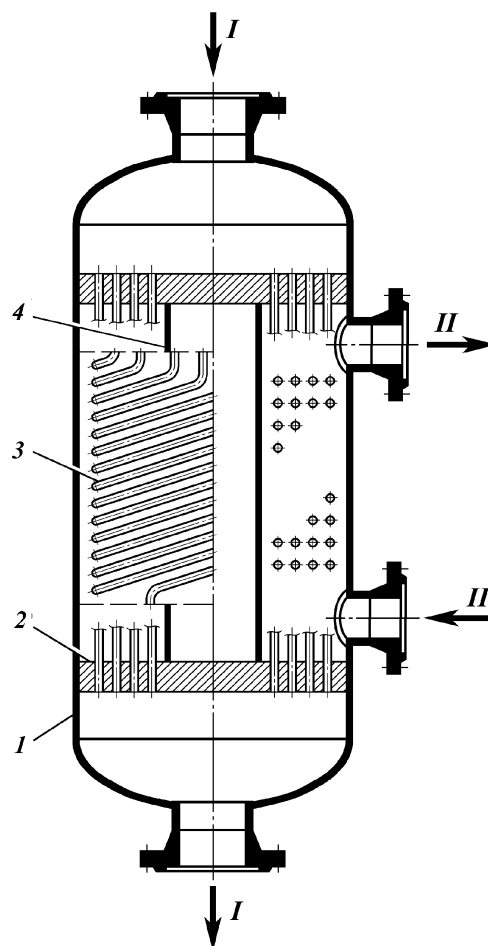


Рис. XXII-8. Теплообменный аппарат с витыми трубками:
 1 — кожух; 2 — трубная решетка; 3 — теплообменная труба; 4 — сердечник. Потoki: I — природный газ; II — метановая фракция

На рис. XXII-9 показаны поперечные перегородки разных типов. Наибольшее распространение получили сегментные перегородки (см. рис. XXII-9, а). Высота вырезаемого сегмента равна примерно $\frac{1}{3}$ диаметра аппарата, а расстояние между перегородками — около 0,5 диаметра аппарата. Поперечные перегородки с секторным вырезом (см. рис. XXII-9, б) оснащены дополнительной продольной перегородкой, равной по высоте половине диаметра аппарата. Секторный вырез, по площади равный четверти сечения аппарата, располагают в соседних перегородках в шахматном порядке. При этом теплоноситель в межтрубном пространстве совершает вращательное движение то по часовой стрелке, то против нее. Аппараты со «сплошными» перегородками (см. рис. XXII-9, в) используют обычно

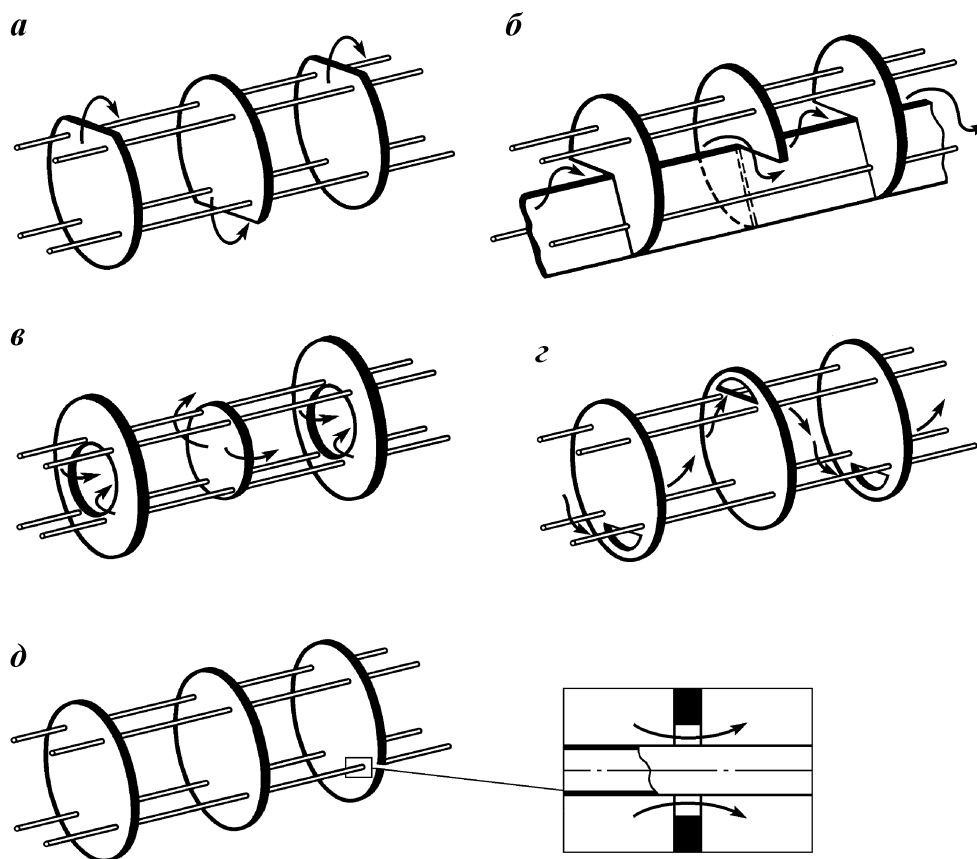


Рис. XXII-9. Поперечные перегородки кожухотрубчатых аппаратов:

а — с сегментным вырезом; *б* — с секторным вырезом; *в* — кольцевые; *г* — с щелевым вырезом; *д* — «сплошные»

для чистых жидкостей. В этом случае жидкость протекает по кольцевому зазору (около 1,5 мм) между трубой и перегородкой.

Важно, чтобы зазор между внутренней поверхностью кожуха и перегородкой был минимальным. Это позволяет сократить утечку жидкости, проходящей через межтрубное пространство и не участвующей в теплообмене. Вместе с тем размер зазора должен быть достаточным для извлечения пучка труб при его ремонте.

В зависимости от характера направления потоков теплообменные аппараты делятся на прямоточные, противоточные, смешанного и перекрестного тока.

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» по конструкции делятся на однопоточные (неразборные и разборные) и многопоточные.

Неразборные теплообменные аппараты типа «труба в трубе» (рис. XXII-10) изготавливают в двух исполнениях: с приварными двойниками на теплообменных трубах, которые эксплуатируются без механической очистки внутренней поверхности труб, и со съёмными двойниками на теплообменных трубах, позволяющими осуществлять механическую очистку труб.

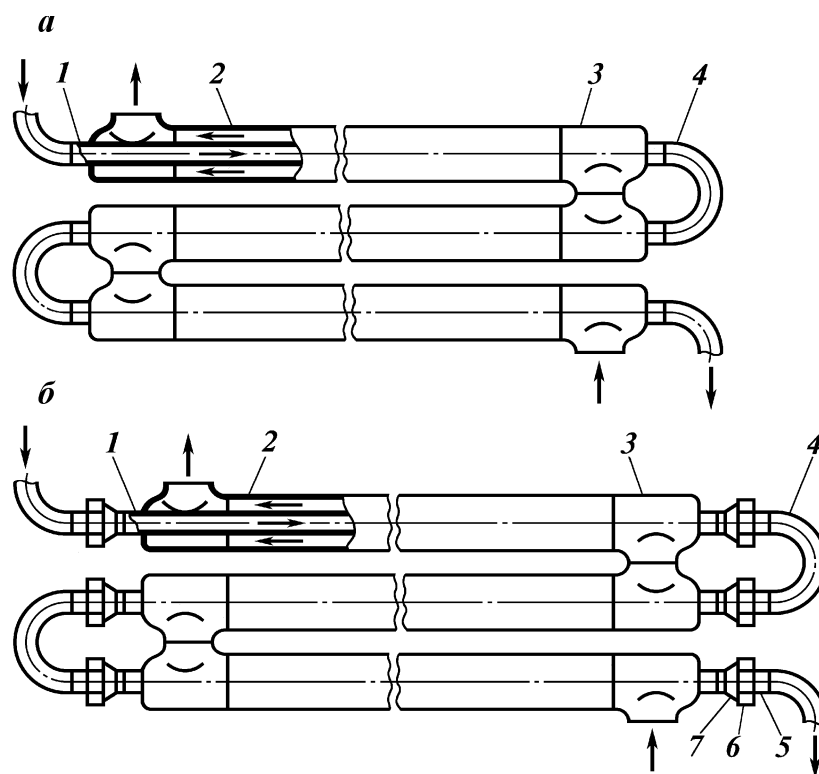


Рис. XXII-10. Неразборный однопоточный теплообменный аппарат типа «труба в трубе»:
а — с приварными двойниками на теплообменных трубах; *б* — со съёмными двойниками на теплообменных трубах; 1 — теплообменная труба; 2 — кожуховая труба; 3 — специальный тройник; 4 — двойник; 5 — ниппель; 6 — гайка; 7 — штуцер

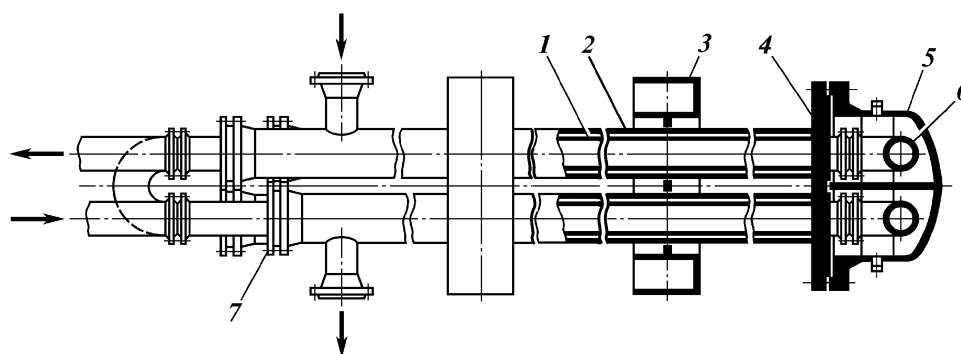


Рис. XXII-11. Разборный однопоточный теплообменный аппарат типа «труба в трубе»:
 1 — теплообменная труба; 2 — кожуховая труба; 3 — опора; 4 — решетка кожуховых труб; 5 — поворотная камера; 6 — двойник; 7 — решетка теплообменных труб

В разборных конструкциях теплообменников типа «труба в трубе» (рис. XXII-11, XXII-12) внутренние трубы при повышении температуры могут удлиняться независимо от наружных. Конструкция аппаратов позволяет осуществлять регулярную механическую очистку внутренней поверхности теплообменных труб от загрязнений, а также при необходимости вынимать трубы для их замены или механической очистки наружной поверхности.

В многопоточных теплообменных аппаратах (см. рис. XXII-12) распределительная камера 1 служит для распределения потока по теплообменным трубам 6. Между решетками теплообменных 2 и кожуховых труб 4 расположена распределительная камера 3 для среды, протекающей по кольцевому пространству в кожуховых трубах 7. Многопоточные теплообменники имеют два хода по внутренним трубам и два по наружным.

В аппарате этого типа легче обеспечить большие, чем в кожухотрубчатых теплообменниках, скорости движения потоков, что позволяет иметь и более высокие коэффициенты теплопередачи и большие значения теплонпряженности поверхности нагрева. Кроме того, в аппаратах типа «труба в трубе» легче осуществить противоток между теплообменивающимися средами, что также способствует более высокой эффективности теплообмена.

Поверхность теплообменных аппаратов рассматриваемого типа в меньшей степени подвержена загрязнению продуктами коррозии и механическими примесями, содержащимися в теплообменивающих средах. Во многих случаях аппараты типа «труба в трубе» работают с более высокими тепловыми показателями, чем кожухотрубчатые теплообменники.

В теплообменных аппаратах разборной конструкции внутренние трубы в ряде случаев с наружной поверхности выполняются с оребрением, позволяющим в 4–5 раз увеличить их поверхность теплообмена. Оребрение внутренних труб используют, как правило, в тех случаях, когда со стороны одной из теплообменивающих сред трудно обеспечить высокий коэффициент теплоотдачи (движется газ, вязкая жидкость, поток имеет ламинарный характер и т.п.). В этом случае оребрение поверхности со сто-

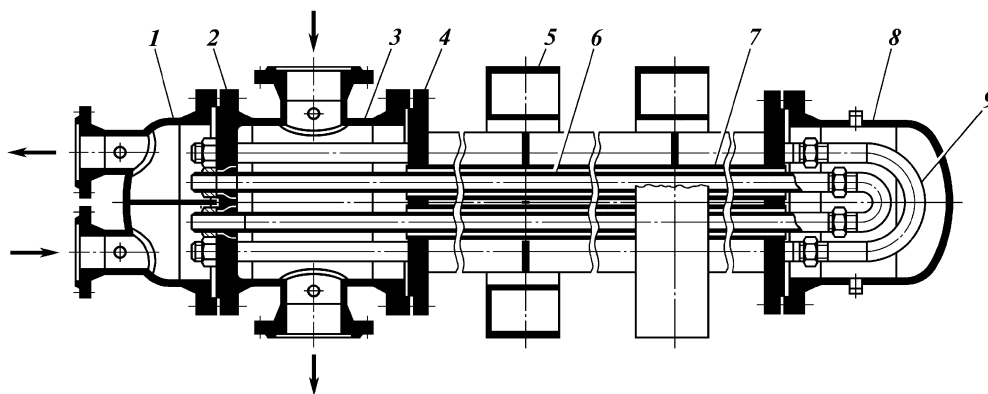


Рис. XXII-12. Разборный многопоточный теплообменный аппарат типа «труба в трубе»:
1 — первая распределительная камера; 2 — решетка теплообменных труб; 3 — вторая распределительная камера; 4 — решетка кожуховых труб; 5 — опора; 6 — теплообменная труба; 7 — кожуховая труба; 8 — поворотная камера; 9 — двойник

роны такой теплообменивающейся среды позволяет значительно увеличить количество переданного тепла.

На рис. XXII-13 приведены варианты оребрения трубы. Ребра можно изготовить в виде штампованных корыт, приваренных контактной сваркой (см. рис. XXII-13, *а*) или из полос, которые вставляют в канавки, а затем закрепляют обжатием кромок (завальцовка ребер роликами) (см. рис. XXII-13, *б*). Ребра могут быть получены накаткой (см. рис. XXII-13, *в*) или выдавливанием из металла трубы (см. рис. XXII-13, *г*). Применяют также ребристые трубы с приварными шипами (см. рис. XXII-13, *д*).

Для повышения эффективности теплообмена в трубном пространстве используют методы воздействия на поток устройствами, разрушающими и турбулизирующими движение потока в трубе. Это различного рода турбулизирующие вставки, варианты исполнения которых представлены на рис.

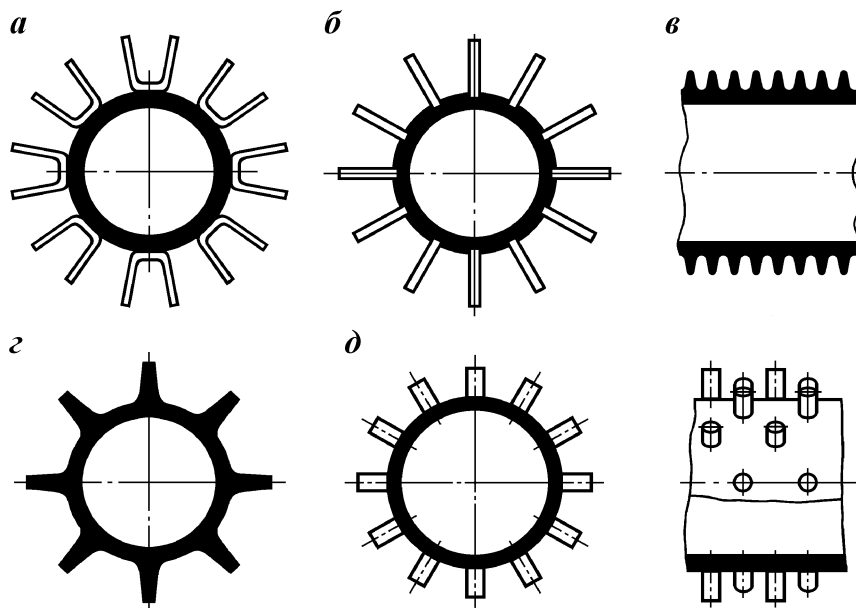


Рис. XXII-13. Трубы с ребрами:

а — приварными из корыт; *б* — завальцованными; *в* — накатанными винтовыми; *г* — выдавленными; *д* — приварными шиповидными

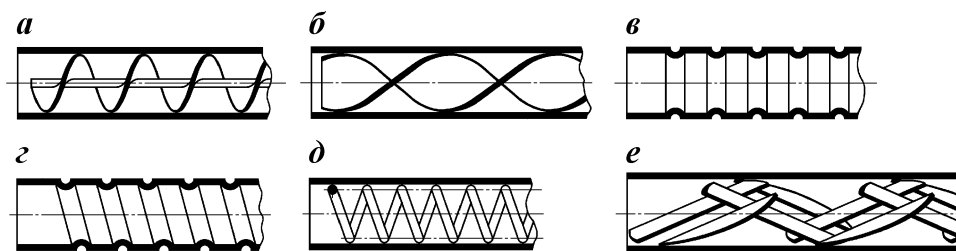


Рис. XXII-14. Трубы с турбулизаторами:

а — шнековые завихрители; *б* — ленточные завихрители; *в* — диафрагмовые трубы с вертикальными канавками; *г* — диафрагмовые трубы с наклонными канавками; *д* — трубы со спиральной проволокой; *е* — турбулизатор фирмы "Sulzer"

XXII-14. Шнековые (см. XXII-14, а) или ленточные (см. XXII-14, б) завихрители, установленные по всей длине трубы, обеспечивают закрутку потока, что является одним из эффективных способов интенсификации теплообмена в трубах. Широкое распространение из-за простоты изготовления получили ленточные завихрители. Наиболее эффективная закрутка потока при этом реализуется, если лента вставлена в трубу практически без зазора. Дополнительный эффект в этом случае заключается в том, что винтовая вставка увеличивает поверхность теплообмена и воспринятое ею тепло посредством теплопроводности передается в стенку трубы.

Отечественные машиностроительные заводы освоили производство диафрагмированных труб, которые изготавливаются путем нанесения на гладкие трубы поперечных вертикальных (см. XXII-14, а) или наклонных спиральных (см. XXII-14, б) канавок. Вместо наклонных канавок можно устанавливать внутри труб турбулизаторы, представляющие собой спиральную проволоку (см. XXII-14, в). На рис. XXII-14, г приведен турбулизатор, применяемый при движении внутри трубы вязких продуктов или тогда, когда при необходимости требуется обеспечить на большой длине небольшое гидравлическое сопротивление.

Недостатками теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» по сравнению с кожухотрубчатыми аппаратами являются большие габариты, а также более высокий расход металла на единицу поверхности нагрева.

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» жесткой конструкции, так же как и кожухотрубчатые с неподвижными решетками, используются при сравнительно небольшой разности температур теплообменивающихся сред и при теплообмене незагрязненных жидкостей (частая очистка кольцевого пространства не требуется).

В теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» разборной конструкции сравнительно легко очищаются внутренняя и наружная поверхности труб; эти аппараты обладают высоким коэффициентом теплопередачи и являются надежными в эксплуатации.

Кристаллизатор типа «труба в трубе» широко распространен на установках депарафинизации масел. Кристаллизатор предназначен для получения и роста кристаллов, поэтому в аппарате должен быть обеспечен оптимальный тепловой и гидродинамический режим. Температурный напор, скорость движения и продолжительность пребывания охлаждаемого продукта в кристаллизаторе выбирают с таким расчетом, чтобы обеспечить в аппарате оптимальную скорость охлаждения данного продукта, необходимую для роста его кристаллов (быстрое охлаждение обычно сопровождается образованием мелких кристаллов).

В кристаллизаторах по внутренней трубе движется охлаждаемый раствор масла, из которого выкристаллизовываются парафиновые углеводороды, а по кольцевому пространству — охлаждающая среда: для регенеративных кристаллизаторов это холодный раствор депарафинированного масла, для собственно кристаллизаторов — специальный хладагент (испаряющийся аммиак, пропан и др.).

Во избежание отложения парафина на внутренней поверхности трубы кристаллизаторы снабжены вращающимся валом со скребками, удаляющими парафин. Это необходимо, чтобы повысить эффект теплообмена, значительно ухудшающийся вследствие низкого коэффициента теплопроводности слоя парафина.

Вал со скребками приводится во вращение от электродвигателя при помощи системы зубчатых колес, связанных цепной передачей.

Схематический продольный разрез труб кристаллизатора показан на рис. XXII-15.

В последнее время все более широкое применение находят поверхностные теплообменники из листового материала, главным образом спиральные и пластинчатые

Спиральные теплообменники изготавливаются отечественной промышленностью с поверхностью теплообмена $10-100 \text{ м}^2$, они работают как под вакуумом, так и при давлении до 1 МПа при температуре рабочей среды от -20 до $+200 \text{ }^\circ\text{C}$. При соответствующем подборе конструкционных материалов и прокладок допустимые значения давлений и температур могут быть доведены до 2,5 МПа и $500 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно.

В этих аппаратах может осуществляться теплообмен между рабочими средами жидкость—жидкость, газ—газ и газ—жидкость, а также могут конденсироваться пары и парогазовые смеси.

Благодаря тому, что площадь поперечного сечения каналов по всей длине остается неизменной, загрязнения на стенках в работающем аппарате лучше смываются потоком рабочей среды и теплообменник может продолжительное время работать без чистки. Конструкцией теплообменников со съёмными крышками предусмотрена механическая чистка каналов. Типичная область применения разборных спиральных теплообменников включает теплообмен загрязненных потоков, содержащих кокс или катализаторы, различные минералы и волокна. Неразборные аппараты с глухими каналами без крышек предназначены для охлаждения рабочих сред (например, кислот), при которых не требуется механическая чистка каналов от загрязнений.

В спиральных аппаратах поверхность теплообмена образована двумя стальными лентами 1 и 2 толщиной 4–6 мм и шириной 400–1250 мм (рис. XXII-16), свернутыми в спираль так, что образуются два канала прямоугольного профиля, по которым в противотоке движутся теплоносители. На поверхности спирали с шагом 70–100 мм приварены штифты (на рисунке не показаны) для придания теплообменнику жесткости и обеспечения требуемого зазора между лентами, который для стандартных аппаратов составляет 8–12 мм. С торцов аппарат закрыт крышками 3 на прокладках 4. В зависимости от способа уплотнения спиральных каналов с

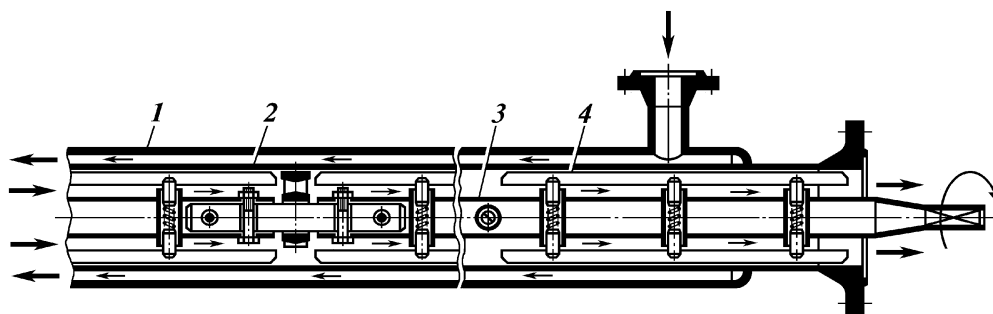


Рис. XXII-15. Узел секции кристаллизатора типа «труба в трубе»:

1 — кожуховая труба; 2 — теплообменная труба; 3 — вал; 4 — скребок

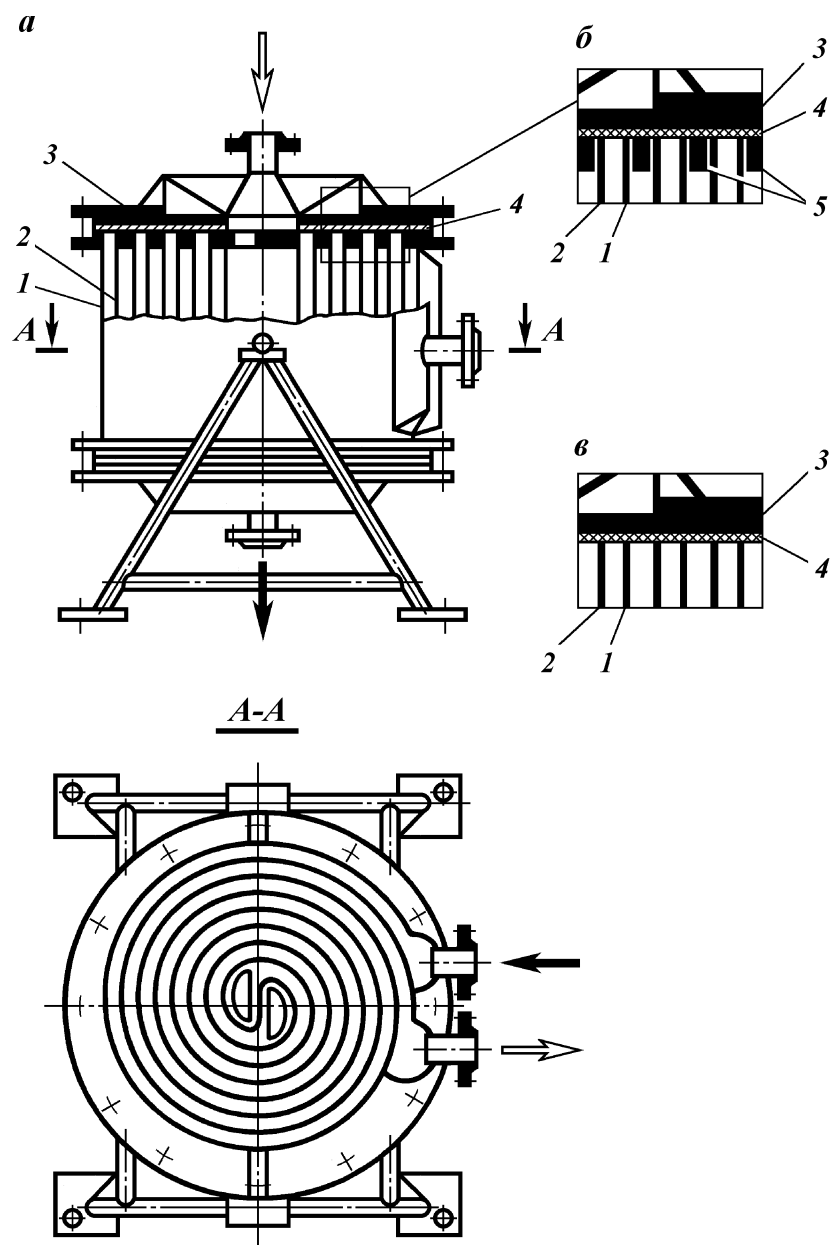


Рис. XXII-16. Спиральный теплообменник:

a — общий вид; *б* — уплотнение с торцов лент в аппаратах с тупиковыми каналами; *â* — уплотнение с торцов лент в аппаратах со сквозными каналами; 1, 2 — ленты, свернутые в спираль; 3 — крышка; 4 — прокладка; 5 — дистанционные проставки

торцов различают спиральные теплообменники с тупиковыми и сквозными каналами.

Тупиковые каналы (см. рис. XXII-16, б) образуют приваркой дистанционных проставок 5 к торцу спирали. После снятия крышек 3 и прокладок 4 оба канала открываются с одной стороны, что позволяет производить чистку аппарата. Такой способ уплотнения исключает возможность смешения теплоносителей при прорыве прокладки и поэтому наиболее распространен.

Сквозные каналы (см. рис. XXII-16, в) с обоих торцов закрыты крышками 3 с прокладками 4, легко поддаются чистке, но не исключают возможность смешения теплоносителей при прорыве прокладки.

Достоинством спиральных теплообменников является компактность, легкость создания высоких скоростей движения теплообмениваемых сред и, как следствие, более высокие тепловые показатели (коэффициент теплопередачи, тепловая напряженность). Гидравлическое сопротивление таких аппаратов относительно невелико и меньше, чем у кожухотрубчатых при одинаковой скорости движения рабочих сред.

К недостаткам аппаратов этой конструкции относятся сложность изготовления и трудность обеспечения плотности соединений.

Пластинчатые теплообменники представляют собой аппараты, поверхность которых образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью. Их различают по степени доступности поверхности теплообмена для осмотра и механической чистки на разборные, разборные со сдвоенными пластинами (полуразборные) и неразборные (сварные или паяные). В пластинчатых теплообменниках можно осуществить теплообмен между рабочими средами жидкость—жидкость, пар—жидкость, пар+газ—жидкость, газ—жидкость, газ—газ. Отечественная промышленность выпускает пластинчатые теплообменники различных модификаций с поверхностью теплообмена от 1 до 800 м² для работы как под вакуумом, так и при давлении до 4 МПа, при температуре рабочей среды от –100 до +300 °С. Пластинчатые теплообменники могут применяться для теплообмена между двумя рабочими средами, каждая из которых проходит внутри аппарата несколькими параллельными потоками, а также для теплообмена между тремя, четырьмя и большим числом сред в одном аппарате.

Наиболее широко применяют разборные пластинчатые теплообменники (рис. XXII-17), в которых гофрированные пластины 2 отделены одна от другой прокладками 3. Пластины сжимаются между неподвижной 1 и нажимной 4 плитами, образуя теплообменную секцию. В каждой пластине имеются четыре отверстия: одно для ввода среды в пространство между пластинами, одно — для вывода среды и два — для сквозного прохода среды. Малая толщина пластин и очень высокая турбулентность за счет рифления поверхности обеспечивают более высокие коэффициенты теплопередачи по сравнению с кожухотрубчатыми. Монтаж и демонтаж этих аппаратов осуществляется достаточно быстро, очистка теплообменных поверхностей требует незначительных затрат труда. Серийно выпускаемые разборные теплообменники могут работать с загрязненными рабочими средами при размере твердых включений не более 4 мм. Применение современных материалов для изготовления пластин и прокладок позволяет использовать подобные аппараты в агрессивных средах, например, при охлаждении 98,5 % серной кислоты с температурой 130–140 °С.

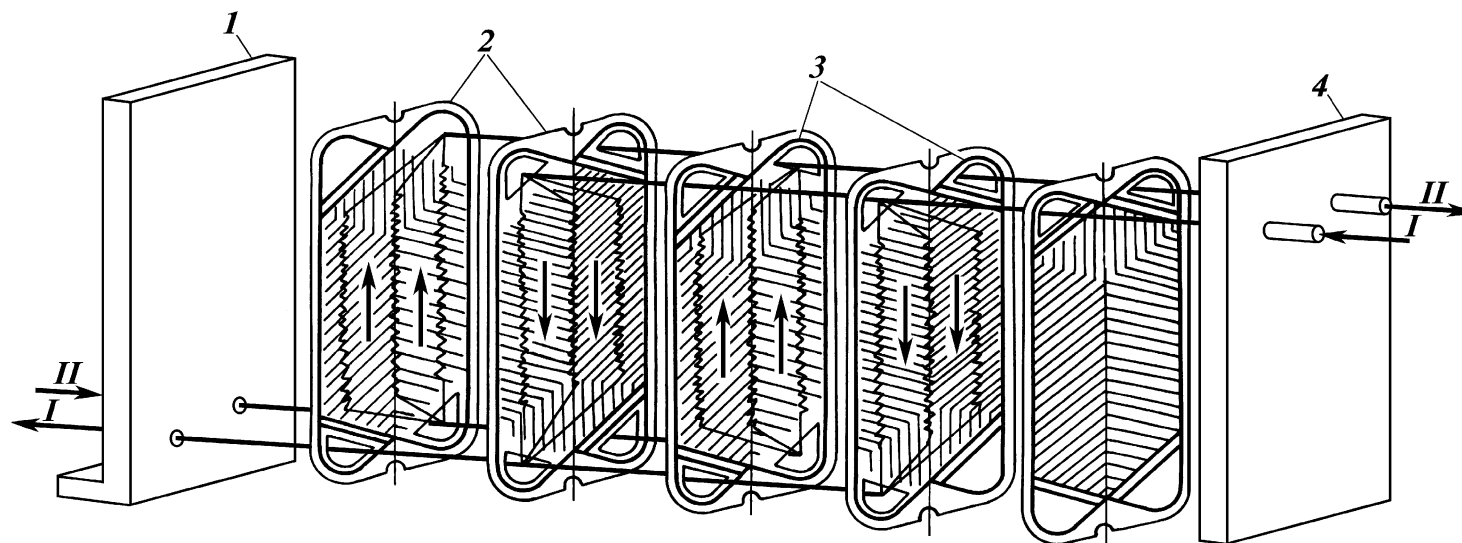


Рис. XXII-17. Схема разборного пластинчатого теплообменника:

1 — неподвижная плита; 2 — гофрированные пластины; 3 — прокладки; 4 — нажимная плита
 Потoki: I — горячий теплоноситель; II — нагреваемый теплопродукт

Пластины полуразборных теплообменников попарно сварены (или спаяны), и доступ к поверхности теплообмена возможен только со стороны хода одной из рабочих сред. Пластины неразборных теплообменников соединены в теплообменные блоки сваркой или способом пайки в вакуумной печи. На рис. XXII-18 показаны современные конструкции разборных и паяных пластинчатых теплообменников.

Погружные аппараты. Специфической особенностью аппаратов этого типа является наличие емкости — ящика, в которую погружены теплообменные трубы. В ящике находится охлаждающая среда, например вода. Аппараты этого типа используют в качестве холодильников или конденсаторов-холодильников.

Различают змеевиковые и секционные аппараты. Принципиальное устройство однопоточного погружного конденсатора-холодильника показано на рис. XXII-19. Теплообменная поверхность состоит из труб, соединенных при помощи сварки или на фланцах; переход из одной трубы в другую осуществлен при помощи двойников. Охлаждаемый поток последовательно проходит трубы, расположенные в данном горизонтальном ряду, затем переходит в трубы следующего ряда и т.д.

При большом расходе охлаждающегося потока для уменьшения гидравлического сопротивления применяют коллекторные змеевиковые холодильники (рис. XXII-20), в которых охлаждаемый поток при помощи специального коллектора разбивается на несколько параллельных потоков. Меньшее гидравлическое сопротивление коллекторного аппарата по сравнению с однопоточным достигается за счет уменьшения скорости потока и длины пути.

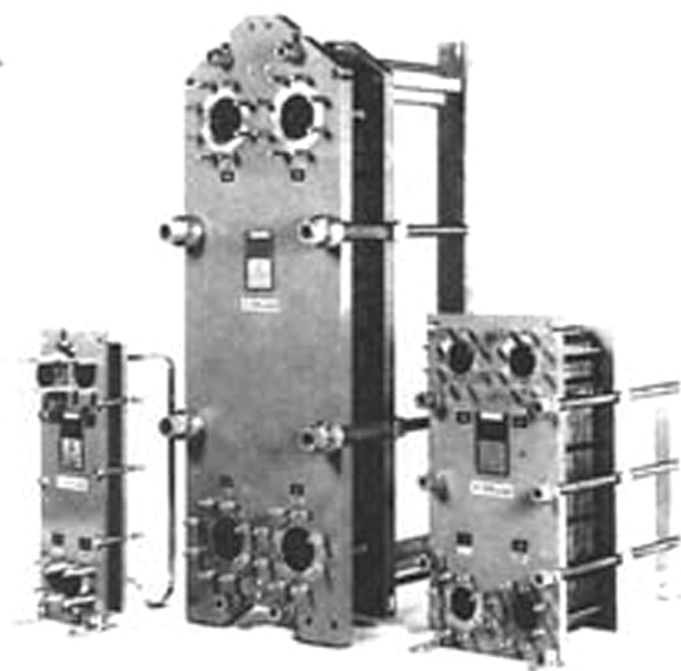
В случае использования подобного аппарата в качестве конденсатора-холодильника, когда вследствие частичной или полной конденсации объем потока резко уменьшается, можно применять коллекторные погружные аппараты с переменным числом потоков. В начале аппарата, где движутся в основном пары, объем которых значителен, число параллельных потоков может быть более высоким, чем в той части аппарата, где завершена конденсация паров и происходит охлаждение конденсата. Такое устройство полезно для повышения теплового эффекта аппарата, так как при сохранении первоначального числа потоков по всему их пути скорость движения конденсата в конечной части аппарата может оказаться небольшой, а следовательно, коэффициент теплопередачи в этой части аппарата будет низким.

Следует иметь в виду, что неправильный выбор места сокращения числа потоков по пути конденсирующейся среды может привести к повышению гидравлических сопротивлений.

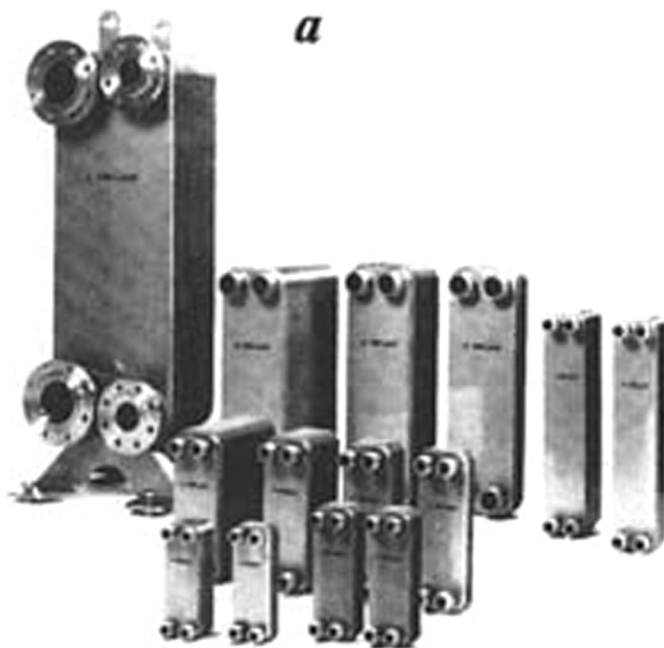
К недостаткам аппаратов подобного типа относятся их громоздкость и повышенный расход металла. Кроме того, в ящике велико свободное сечение для прохода воды, вследствие чего скорость движения воды мала и относительно малы коэффициенты теплоотдачи от стенок змеевика к воде.

Такие аппараты используются на ряде действующих нефтеперерабатывающих заводов и при строительстве новых установок, как правило, не применяются.

Оросительные аппараты. Аппараты этого типа применяются в качестве холодильников и конденсаторов. Они представляют собой змеевик, состоящий из соединенных двойниками труб, которые расположены гори-



a



б

Рис. XXII-18. Пластинчатые теплообменники фирмы «Alfa Laval»: *a*- разборные; *б*- паяные.

горизонтальными и вертикальными рядами. Чаще всего это коллекторные змеевики (рис. XXII-21). В верхней части аппарата имеется распределительное приспособление для орошения наружной поверхности змеевиков водой. Подобное распределительное устройство выполняется в виде либо желобов, либо специальных распылителей.

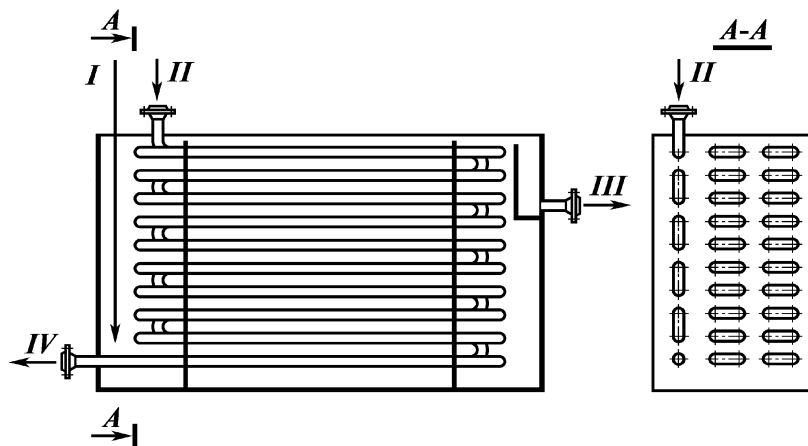


Рис. XXII-19. Схема однопоточного погружного змеевикового конденсатора-холодильника:

Потоки: I — холодная вода; II — пары нефтепродукта; III — нагретая вода; IV — охлажденный нефтепродукт

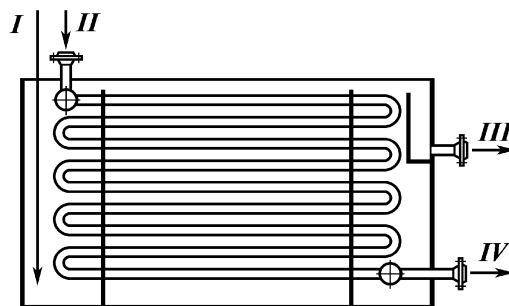


Рис. XXII-20. Схема коллекторного погружного конденсатора-холодильника:

Потоки: I — холодная вода; II — пары нефтепродукта; III — нагретая вода; IV — охлажденный нефтепродукт

Вследствие высокого значения скрытой теплоты испарения воды даже незначительное ее испарение сопровождается отводом большого количества тепла.

Опыт работы оросительных конденсаторов и холодильников показывает, что около 50 % тепла отводится испаряющейся водой. Таким образом, в оросительном холодильнике и конденсаторе расход воды примерно в 2 раза меньше, чем в обычном водяном холодильнике.

К недостаткам таких аппаратов относятся их громоздкость, интенсивная коррозия наружной поверхности труб вследствие воздействия кислорода воздуха и отложение накипи на поверхности труб, особенно усиливающееся при высокой температуре охлаждаемого потока, трудность эксплуатации в зимних условиях.

Аппараты воздушного охлаждения (АВО). Широкое распространение в промышленности получили аппараты воздушного охлаждения, в которых в качестве охлаждающего агента используется поток атмосферного воздуха, нагнетаемый специально установленными вентиляторами.

Использование аппаратов этого типа позволяет осуществить значительную экономию охлаждающей воды, уменьшить количество сточных вод, исключает необходимость очистки наружной поверхности теплообменных труб. Эти аппараты используются в качестве конденсаторов и холодильников.

Сравнительно низкий коэффициент теплоотдачи со стороны потока воздуха [30–90 Вт/(м²·К)], характерный для этих аппаратов, компенси-

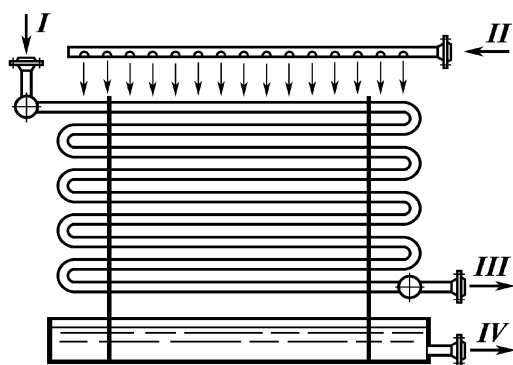
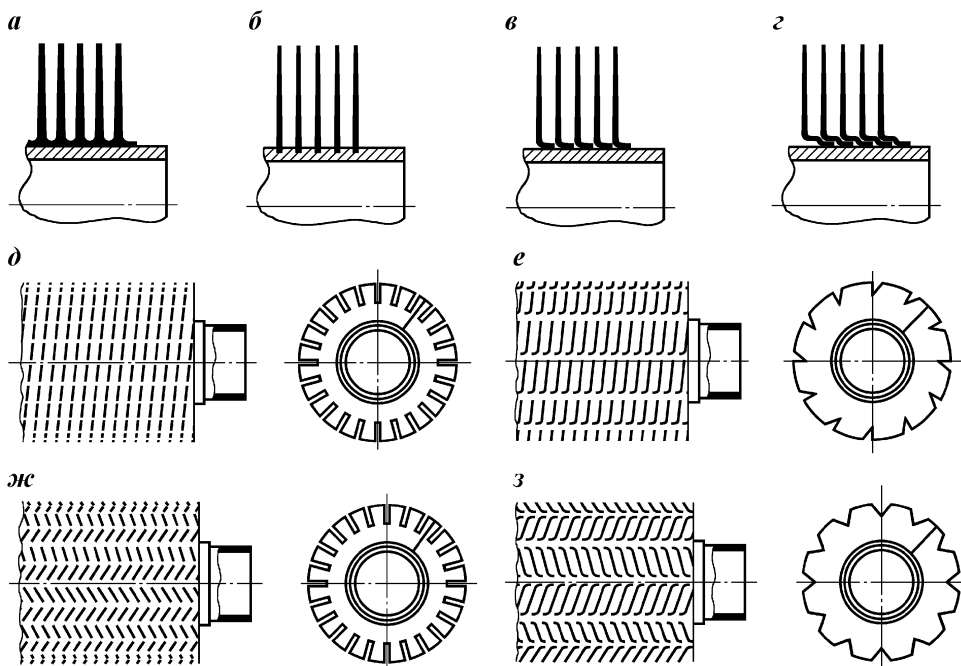


Рис. XXII-21. Схема оросительного коллекторного конденсатора-холодильника:

Потоки: I — охлаждаемый нефтепродукт; II — холодная вода; III — охлажденный нефтепродукт; IV — нагретая вода

Рис. XXII-22. Трубы с поперечным оребрением:

a — накатанным; б — завальцованным; в — L-обертка; г — двойная ступенчатая L-обертка; д — накатанным с разрезными ребрами; е — накатанным с разрезными ребрами формы «полуинтеграл»; ж — накатанным с разрезными ребрами зигзагообразной формы; з — накатанным с разрезными ребрами формы «интеграл»



руется значительным оребрением наружной поверхности труб, а также сравнительно высокими скоростями движения потока воздуха.

Поперечное оребрение труб (рис. XXII-22) выполняют глубокой спиральной накаткой слоя деформируемого алюминиевого сплава (см. рис. XXII-22, а), завальцовкой алюминиевой ленты в спиральную канавку на трубе (см. рис. XXII-22, б), оберткой трубы алюминиевой лентой, имеющей форму L (см. рис. XXII-22, в) или — двойной ступенчатой L (см. рис. XXII-22, г). В отечественной промышленности наиболее широко применяются биметаллические трубы с накатанным оребрением, у которых в зависимости от коррозионной активности и температуры окружающей среды внут-

ренную трубу выполняют из углеродистой или легированной стали либо из латуни.

Коэффициент оребрения, равный отношению поверхности оребренной трубы к наружной поверхности гладкой трубы по основанию ребер, изменяется от 5,8 до 22,6.

Повышение тепловой эффективности аппаратов воздушного охлаждения можно обеспечить за счет применения оребренных труб, оснащенных турбулизаторами воздушного потока (рис. XXII-22, $\% - з$). Наличие турбулизаторов прерывает развитие пограничных слоев на боковой поверхности оребрения, обеспечивает возникновение мелких вихрей, проникающих в межреберную полость и увеличивающих интенсивность теплообмена. Например, средняя теплоотдача трубчатого пучка с ребрами «полуинтеграл» и «интеграл» (см. рис. XXII-22, $e, з$) по сравнению с неразрезными ребрами увеличилась на 22 и 29 % соответственно, при росте гидравлического сопротивления примерно на 60 %.

Аппараты воздушного охлаждения различного типа изготавливаются по соответствующим стандартам, в которых предусмотрены большие диапазоны по значению поверхности, степени оребрения и виду конструкционного материала, используемого для их изготовления (сталь различных марок, латунь, алюминиевые сплавы, биметалл).

Аппараты воздушного охлаждения подразделяются на следующие типы:

Горизонтальные	АВГ
Зигзагообразные	АВЗ
Малопоточные	АВМ
Для вязких продуктов	АВГ – В
Для высоковязких продуктов	АВГ – ВВ

На рис. XXII-23 приведены конструкции аппаратов воздушного охлаждения с расположением трубных секций зигзагообразно, горизонтально и в виде шатра. Размещение трубных секций зигзагообразное и в виде шатра позволяет иметь большую поверхность теплообмена при той же занятой площади.

В конструкциях аппаратов воздушного охлаждения необходимо предусматривать меры для регулирования режима работы в связи с сезонным и суточным изменением температуры воздуха. Работу аппаратов воздушного охлаждения можно регулировать изменением частоты вращения колеса вентилятора; изменением угла наклона лопастей вентилятора; жалюзийными устройствами, дросселирующими поток воздуха; отключением части или всех вентиляторов (в зимнее время года); рециркуляцией части воздуха и дренированием в атмосферу; увлажнением воздуха (в жаркое летнее время) за счет впрыска химически очищенной воды. Применение жалюзийных устройств, рециркуляция и дренирование воздуха не обеспечивают экономию электроэнергии и менее выгодны, чем другие способы.

Для подачи охлаждающего воздуха применяют осевые вентиляторы пропеллерного типа с диаметром колеса от 0,8 до 7 м. Вентилятор приводится во вращение через редуктор или клиноременную передачу, а при использовании тихоходных электродвигателей колесо вентилятора крепится непосредственно на валу электродвигателя.

Аппараты воздушного охлаждения размещают на металлоконструкциях, железобетонных опорах или непосредственно на верху ректификационной колонны (рис. XXII-24). В последнем случае обеспечивается меньшее

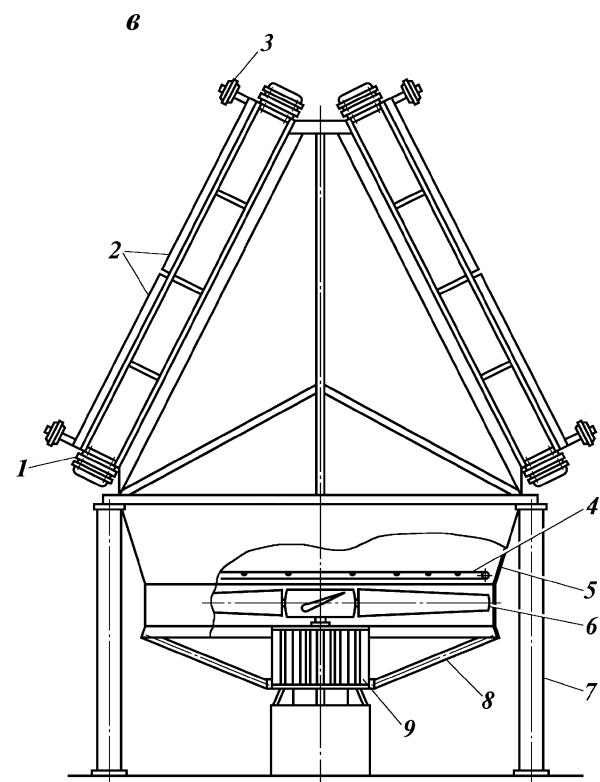
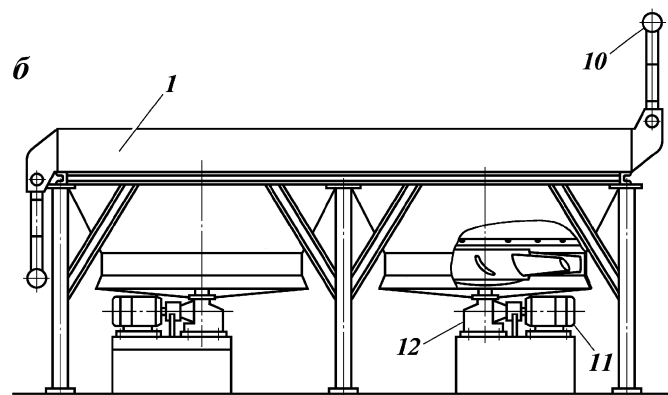
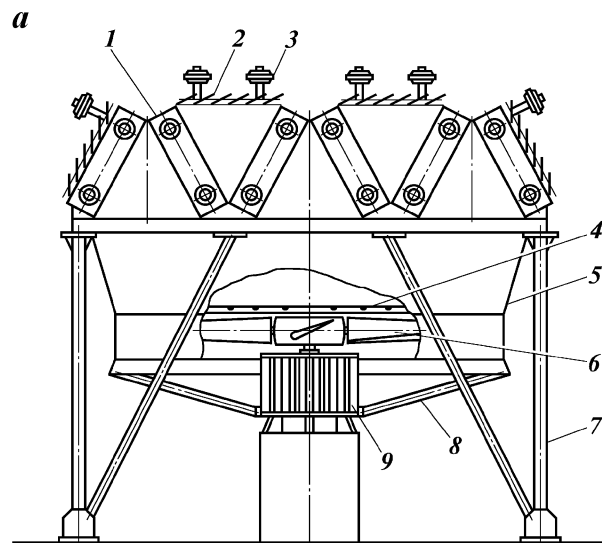


Рис. XXII-23. Аппараты воздушного охлаждения:

а — зигзагообразный; *б* — горизонтальный коллекторного типа; *в* — шатровый; *1* — секция трубная; *2* — жалюзи; *3* — механизм дистанционного поворота жалюзей с пневматическим приводом; *4* — коллектор впрыска химически очищенной воды; *5* — диффузор; *6* — колесо вентилятора; *7* — металлическая несущая конструкция; *8* — стяжка; *9* — тихоходный электродвигатель; *10* — коллектор подачи природного газа; *11* — электродвигатель; *12* — редуктор

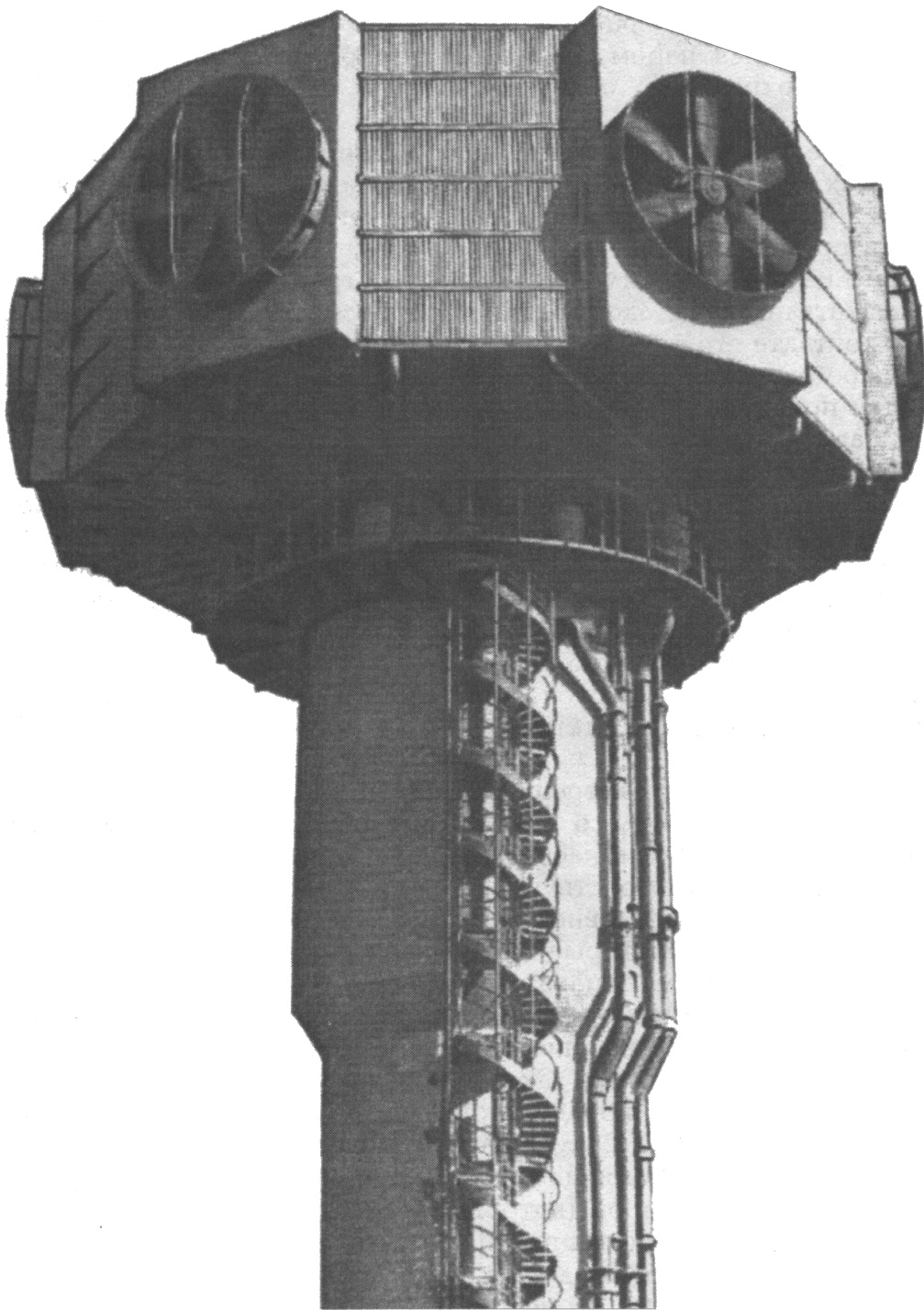


Рис. XXII-24. Парциальный конденсатор воздушного охлаждения фирмы GEA.

гидравлическое сопротивление для потока паров, поступающих на конденсацию с верха колонны.

Теплообменные аппараты смешения. В теплообменных аппаратах смешения тепло передается от одной среды к другой путем непосредственного контакта теплообменивающихся потоков. Такой метод передачи тепла позволяет значительно сократить расход металла на изготовление аппаратов. Однако применять этот способ можно только в тех случаях, когда допустимо смешение потоков. Например, воду можно нагреть за счет использования тепла водяного пара при их прямом смешении; тепло, выделяемое конденсирующимся паром, непосредственно воспринимается водой. Применение поверхностного аппарата в таких случаях является неоправданным.

Непосредственно смешивать теплообменивающиеся потоки можно и в тех случаях, когда они взаимно не реагируют, не растворяются и в дальнейшем хорошо разделяются; такой случай имеет место в бензиновых конденсаторах смешения.

Часто целесообразным является нагрев гранулированного твердого материала (катализатора, адсорбента, теплоносителя и т.д.) при непосредственном контакте его с нагретыми газами и парами.

Теплообменные аппараты смешения классифицируются по следующим основным признакам.

В зависимости от агрегатного состояния смешиваемых потоков теплообмен может осуществляться между средами, находящимися в парообразном (газообразном), жидком или твердом состоянии. Возможны различные случаи — теплообмен между несколькими газами (парами), газом и жидкостью, газом и твердым телом, жидкостью и жидкостью и т.д. В результате теплообмена может измениться состояние теплообменивающихся сред, например, пары частично или полностью сконденсируются, жидкость частично или полностью испарится и т.д.

В зависимости от способа смешения потоков оно может быть одно- или многоступенчатым при прямоточном или противоточном движении смешивающихся сред.

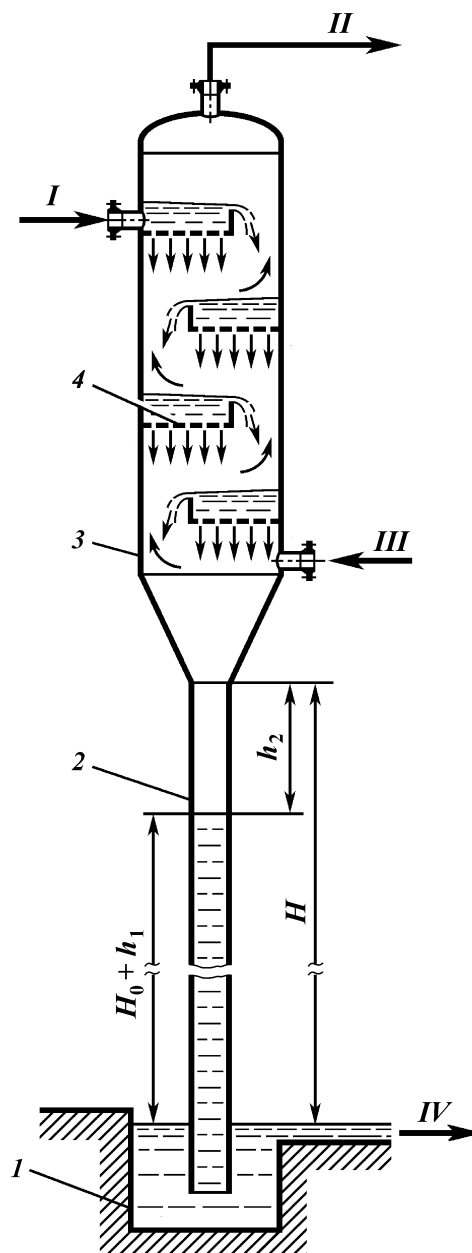
В зависимости от внутреннего устройства, обеспечивающего смешение, аппараты могут быть со специальными распыливающими и распределительными устройствами; каскадные, снабженные специальными полками или перегородками (способствующими смешению); насадочные, в которых контакт происходит в основном на поверхности насадки.

Ниже описаны некоторые аппараты смешения.

К теплообменным аппаратам смешения относятся барометрические конденсаторы вакуумных колонн, предназначенные для конденсации водяных паров с целью уменьшения нагрузки вакуумсоздающего оборудования (вакуум-насосов, эжекторов). Схему включения и принципиальное устройство барометрического конденсатора рассмотрим на примере полочного конденсатора (рис. XXII-25). В барометрический конденсатор поступает смесь газов и паров, состоящая из воздуха, продуктов разложения нефтяного сырья, водяных паров (которые были поданы в ректификационную колонну для технологических целей) и относительно небольшого количества нефтяных паров. Для конденсации и охлаждения этой смеси подается холодная вода, стекающая по перфорированным полкам при большом числе струй. Воздух в барометрический конденсатор попадает через неплотности аппаратуры и трубопроводов, находящихся под вакуумом, частично

Рис. XXII-25. Схема барометрического конденсатора:

1 — колодец; 2 — барометрическая труба; 3 — корпус конденсатора; 4 — распределительные полки. Потoki: I — холодная вода; II — пары и газы к вакуумсоздающему оборудованию; III — смесь паров и газов; IV — нагретая вода



вместе с водяным паром, а также вследствие частичной деаэрации воды, поступающей в конденсатор.

Полки занимают около $\frac{2}{3}$ сечения конденсатора и размещаются таким образом, что струи с вышележащих полок попадают на нижележащие. Часть воды проходит через отверстия в полках, часть перетекает через боковые поперечные планки полок, образуя на них определенный уровень воды.

Охлаждаемая газопаровая смесь, поднимаясь снизу вверх, встречает на своем пути большое число струй, а также водяную завесу. Таким образом, в барометрическом конденсаторе создается большая поверхность контакта охлаждаемой смеси с водой. В результате газопаровая смесь охлаждается, а содержащиеся в ней водяные и нефтяные пары в большей своей части конденсируются.

Конденсат вместе с охлаждающей водой стекает по барометрической трубе в приемный колодец. При переработке сернистого сырья в отходящей воде содержится значительное количество сероводорода. Сверху из барометрического конденсатора отсасываются газы вместе с частью водяных паров, количество которых предопределяется давлением насыщенных паров воды при температуре верха конденсатора.

Чем ниже температура воды, поступающей в конденсатор, тем ниже температура газов, уходящих с верха конденсатора, и тем меньше количество водяных паров, уходящих вместе с газами.

Барометрический конденсатор должен быть установлен на высоте H , обеспечивающей непрерывный сток воды через барометрическую трубу в колодец для предотвращения заполнения конденсатора водой. Высота H_0 уравнивает в статическом состоянии разность между атмосферным давлением и давлением в барометрическом конденсаторе. С учетом потери напора при движении жидкости в барометрической трубе h_1 и запаса высоты h_2 на случай колебания режима работы конденсатора можно определить высоту установки конденсатора H .

Применяют барометрические конденсаторы различных конструкций, различающиеся по устройствам приспособлений для распределения воды. Чаще всего используются аппараты полочного типа; обычно устанавливают 4–7 полок с диаметром отверстий 1–7 мм.

Применение барометрических конденсаторов на нефтеперерабатывающих заводах ведет к значительному загрязнению сточных вод (сероводород, нефтепродукты), что требует проведения специальных дорогостоящих мероприятий по очистке.

В этой связи на ряде заводов для конденсации паров, отходящих из верха вакуумной колонны, вместо барометрического конденсатора используют поверхностные аппараты.

В практике работы нефтеперерабатывающих установок эффективно применяется теплообмен «горячей струей» (рис. XXII-26). Например, на установках для перегонки нефти, отбензиненная нефть из низа колонны направляется в атмосферную колонну через трубчатую печь. Вместе с основным потоком отбензиненной нефти через печь проходит поток нефти, циркулирующий между колонной и печью и направляемый в низ колонны в качестве «горячей струи». Циркулирующий поток в печи воспринимает тепло, нагреваясь от температуры t_1 до температуры t_2 , и затем отдает это тепло в нижней части колонны, охлаждаясь от t_2 до t_1 .

На высокопроизводительных установках первичной перегонки нефти АТ-6 и АВТ-6 для организации «горячей струи» предусмотрена отдельная печь, а нагрев основного потока отбензиненной нефти осуществляют в трех печах вертикально-факельного типа.

Часто за счет циркулирующей «горячей струи» осуществляется подвод тепла в низ ректификационной колонны. В этом случае «горячей струей» сообщается тепло в специальной трубчатой печи или отдельном змеевике печи.

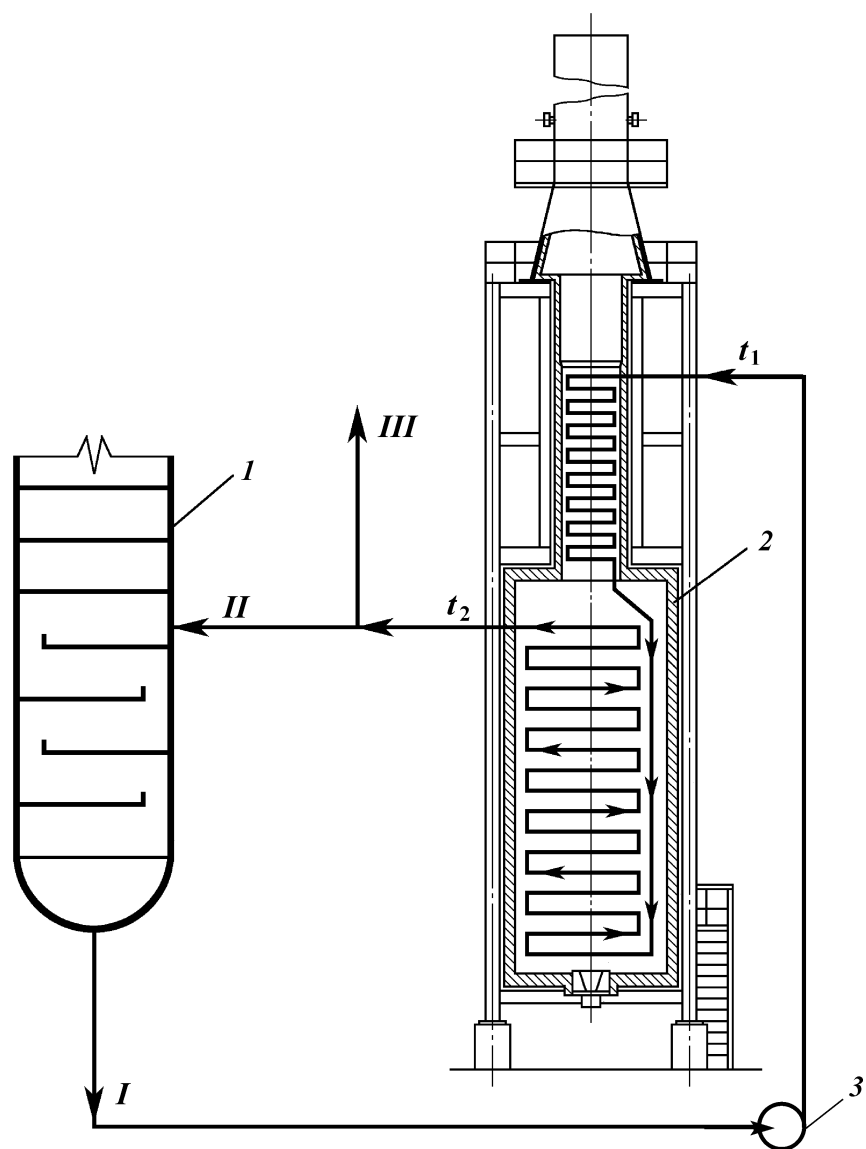


Рис. XXII-26. Схема нагрева «горячей струей»:

1 — отбензинивающая колонна (предварительный эвапоратор); *2* — трубчатая печь; *3* — насос. Потoki: *I* — отбензиненная нефть; *II* — горячая струя; *III* — отбензиненная нефть в атмосферную колонну

Другим примером осуществления теплообмена смешением является нагрев воздуха в топках под давлением (установки каталитического крекинга, коксования, сушки отбеливающих глин и т.д.).

В топке под давлением (рис. XXII-27) сжигается жидкое или газообразное топливо, а образующиеся дымовые газы смешиваются с подлежащим нагреву воздухом, нагнетаемым в этот аппарат. По сравнению с использо-

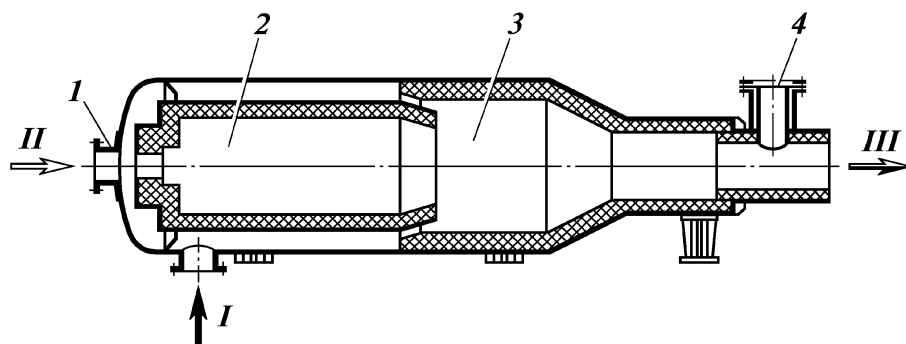


Рис. XXII-27. Схема топки под давлением:

1 — штуцер для форсунки; 2 — камера сгорания; 3 — камера смешения; 4 — предохранительный клапан. Потоки: I — холодный воздух; II — воздух на горение; III — нагретый воздух

ванием поверхностных аппаратов такой способ нагрева воздуха проще и не требует больших затрат; однако недостатком его является снижение концентрации кислорода в воздухе за счет разбавления воздуха дымовыми газами.

Широко применяется в промышленной практике охлаждение газов путем впрыска в поток воды. Охлаждение газов этим методом может быть осуществлено в трубопроводе или любом соответствующем аппарате, через который проходит газ. Воду впрыскивают через специальные распыляющие форсунки. Высокая степень дисперсности воды облегчает ее испарение и позволяет завершить охлаждение газа в аппарате небольшого объема. Вследствие высокой скрытой теплоты испарения воды ее расход на охлаждение газов невелик.

Подобные методы охлаждения газов возможны в тех случаях, когда конечная температура их охлаждения выше или равна температуре насыщения водяными парами. Метод неприменим, если увлажнение газов недопустимо.

В связи с широким распространением в нефтеперерабатывающей промышленности контактных процессов (каталитический крекинг, коксование, каталитическая переработка газов, адсорбционная очистка) широко распространены процессы теплообмена непосредственным смешением паров или жидкости при контакте с твердым материалом.

Процессы теплообмена смешением газопаровых или жидких потоков с твердым материалом могут быть классифицированы по следующим основным признакам.

1. Теплообмен со стационарным и нестационарным потоками тепла. При стационарном потоке тепла температурный режим в любых сечениях теплообменивающихся сред не меняется во времени. При нестационарном потоке тепла, имеющем место в случае периодического нагрева или охлаждения твердого материала, температурный режим с течением времени меняется.

2. Теплообмен в противотоке, прямотоке и при однократном смешении.

3. Теплообмен в движущемся слое. В зависимости от характера дви-

в теплообменной аппаратуре можно достигнуть, применяя конденсирующий теплоноситель с более высокой температурой кипения.

В промышленной практике применяют такие теплоносители, как смесь дифенила и дифенилоксида, известную под названием даутерма, ртуть и др. Температура кипения даутерма при атмосферном давлении равна 257 °С, а при температуре 350 °С абсолютное давление насыщенных паров даутермы составляет приблизительно 0,6 МПа. Однако скрытая теплота его конденсации значительно ниже, чем для водяного пара и составляет 251 кДж/кг при атмосферном давлении. При нагреве до температуры выше 400 °С находит применение смесь азотнокислых и азотистокислых солей натрия и калия. Так, смесь солей, состоящая из NaNO_2 (40 %), NaNO_3 (7 %) и KNO_3 (53 %) имеет теплоту плавления 81,6 кДж/кг, температуру плавления 142 °С, теплоемкость 1,6 кДж/(кг·К) и вязкость при 260 °С, равную 4 мПа·с, а при 538 °С — 1,0 мПа·с. В частности, такой теплоноситель применялся на установке каталитического крекинга с неподвижным слоем катализатора.

На нефтеперерабатывающих заводах в качестве теплоносителя для нагрева до температуры выше 200 °С часто используются высококипящие нефтепродукты. В этом случае теплоноситель нагревают в трубчатой печи, транспортируют к месту его использования, а после охлаждения возвращают в печь для нагрева.

Иногда в качестве теплоносителя применяют дымовые газы или горячий воздух, нагреваемый в топках под давлением. Недостатками такого теплоносителя являются низкий коэффициент теплоотдачи к теплообменной поверхности [обычно не выше 58 Вт/(м²·К)] и малая теплоемкость 1,05—1,26 кДж/(кг·К). Низкий коэффициент теплоотдачи может быть несколько скомпенсирован созданием более высокого температурного напора, что в случае использования дымовых газов не представляет затруднений.

В некоторых отраслях промышленности в качестве теплоносителя используют перегретую воду при температуре 350—360 °С, которая циркулирует в системе под давлением выше 20 МПа.

В некоторых контактных процессах нефтепереработки применяют твердые теплоносители, в качестве которых используют катализатор, кокс, малоактивный материал и др. Применение этих теплоносителей обычно связано с особенностями технологических процессов. Теплоносителями являются также все получаемые на нефтеперерабатывающих установках высокотемпературные потоки, тепло которых может быть использовано для нагрева сырья в регенераторах тепла.

Помимо топлива источником тепла может служить также электроэнергия. Применение электроэнергии в качестве источника тепла в нефтеперерабатывающей промышленности ограничено.

Охлаждающие агенты. Наиболее распространенным и дешевым охлаждающим агентом является вода, используемая для охлаждения до 30—35 °С. В процессе эксплуатации систем водоснабжения и канализации на нефтегазоперерабатывающих заводах происходит загрязнение сточных вод, зависящее от состава перерабатываемой нефти, профиля завода, состояния технологического оборудования, правильности подключения установок к системам канализации. Для уменьшения количества вредных веществ, которое сбрасывается в водоем со сточными водами на нефтегазоперерабатывающих заводах организуется проточное или так назы-

ваемое оборотное водоснабжение. При оборотном водоснабжении нагретая вода повторно используется после ее охлаждения путем частичного испарения в градирнях или специальных бассейнах. Иногда температура воды понижается при частичном ее испарении под вакуумом.

Воду широко применяют в качестве охлаждающего агента вследствие ее доступности и относительно высокого коэффициента теплоотдачи к поверхности.

Вместе с тем необходимо отметить, что в связи с интенсивным развитием промышленности применение воды в качестве охлаждающего агента для многих районов является фактором лимитирующим. Кроме того, использование воды промышленными предприятиями часто является источником загрязнения водоемов и требует осуществления комплекса мероприятий по очистке воды перед ее сбросом. Важнейшим элементом по охране окружающей среды является такая организация водоснабжения, при которой осуществляется замкнутый цикл, т.е. отсутствуют стоки воды в водоемы.

Следует также отметить, что использование воды в качестве охлаждающего агента связано с загрязнением наружной поверхности холодильников и конденсаторов, вследствие отложения накипи и других возможных загрязнений, содержащихся в воде. Это обстоятельство приводит к снижению коэффициента теплопередачи, а также ухудшению условий охлаждения и требует сравнительно трудоемкой периодической очистки поверхности охлаждения.

Важность и необходимость сокращения расхода воды на нефтегазоперерабатывающих и нефтехимических заводах вытекает также из того, что расход воды на этих предприятиях высок и составляет от 30 до 150 м³ на 1 т нефти, а затраты на сооружение системы водоснабжения и канализации составляют 9–12 % стоимости всего завода.

Одним из важнейших мероприятий, позволяющих существенно снизить расход воды, является применение воздуха в качестве охлаждающего агента. В этом случае атмосферный воздух при помощи мощных вентиляторов нагнетается в аппараты воздушного охлаждения. Затраты энергии на привод вентиляторов во многих случаях меньше затрат энергии на водяное охлаждение, в которые входят затраты как на подъем воды из водоемов, так и на перемещение воды при оборотном водоснабжении. Если учесть еще затраты, связанные с созданием и эксплуатацией системы канализации, а также ущерб, нанесенный вследствие загрязнения водоемов, то, как это показано многими технико-экономическими расчетами, применение воздуха в качестве охлаждающего агента является важным мероприятием для развития российской промышленности.

Достоинством воздуха как охлаждающего агента, является его доступность. Он практически не приводит к загрязнению наружной поверхности охлаждения. К недостаткам этого агента по сравнению с водой можно отнести сравнительно низкий коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, который можно скомпенсировать значительным увеличением наружной поверхности теплообменных труб; сравнительно низкая теплоемкость [1,0 кДж/(кг·К)], вследствие чего массовый расход воздуха в 4 раза превышает расход воды; существенные колебания начальной температуры воздуха, обуславливаемые географическим местом расположения установки, временем года, а также временем суток. В стандартных аппаратах воздушного охлаждения предусматривается возможность частичного (на несколь-

ко градусов) снижения начальной температуры воздуха путем его увлажнения, за счет впрыскивания химически чистой воды с помощью форсунок.

При необходимости охлаждения до низких температур (ниже 10–15 °С) применяют специальные хладагенты — испаряющийся аммиак, пропан, этан и другие сжиженные газы. В нефтепереработке подобные охлаждающие агенты используются при депарафинизации масел, низкотемпературном сернокислотном алкилировании изобутана олефинами, при производстве некоторых высоковязких присадок и др. При испарении сжиженных газов скрытая теплота, необходимая для превращения жидкости в пар, отнимается от охлаждаемого потока. Образующиеся пары хладагента подвергаются компрессии или абсорбции, вновь сжижаются и возвращаются в процесс.

Температура испаряющегося агента легко регулируется изменением давления, при котором происходит испарение. Зависимость температуры испарения жидкого аммиака (T) от давления насыщенных паров аммиака характеризуется следующими данными:

T , К	P , МПа
273	0,43
253	0,19
233	0,07

При охлаждении до температур ниже 238 К аммиак и пропан в качестве охлаждающих агентов обычно не используют и применяют этан.

2.2.2. Расчет теплообменников

Для расчета поверхностных теплообменных аппаратов составляют тепловой баланс, т.е. определяют количество тепла Q_1 , выделяемого охлаждающимся потоком, и количество тепла Q_2 , получаемого нагреваемым потоком. При наличии тепловых потерь

$$Q_2 = \eta Q_1,$$

где η — коэффициент использования тепла (обычно $\eta = 0,92 \div 0,98$).

При расчете холодильников и конденсаторов рекомендуется тепловые потери не учитывать, т.е. принимать $Q_2 = Q_1$. В этом случае расчет дает некоторый запас по расходу воды (воздуха) и поверхности охлаждения.

При расчете регенеративных теплообменников необходимо учитывать тепловые потери, так как в противном случае вычисленная поверхность нагрева может оказаться недостаточной.

Величины Q_1 и Q_2 определяются из следующих выражений:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= G_1(h_{t_1} - h_{t_2}); \\
 Q_2 &= G_2(h_{t_4} - h_{t_3}),
 \end{aligned}
 \tag{XXII.1}$$

где G_1 и G_2 — соответственно количество охлаждающегося и нагревающегося потоков; h_{t_1} и h_{t_2} — энтальпия охлаждающегося потока соответственно при начальной t_1 и конечной t_2 температурах, кДж/кг; h_{t_3} и h_{t_4} — эн-

тальпия нагревающегося потока соответственно при температурах входа t_3 и выхода t_4 из аппарата, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса может быть представлено следующим образом:

$$G_1(h_{t_1} - h_{t_2})\eta = G_2(h_{t_4} - h_{t_3}). \quad (\text{XXII.2})$$

Это уравнение является общим, если под энтальпией соответствующих потоков подразумевать и явное, и скрытое тепло. Для случая, когда теплообмен сопровождается изменением агрегатного состояния, уравнение (XXII.2) можно представить в развернутом виде.

Так, начальная энтальпия среды, находящейся в перегретом состоянии, будет включать явное тепло нагрева исходного вещества в жидком состоянии от 0°C до температуры кипения t_k этого вещества при данном давлении, скрытой теплоты испарения этого вещества и тепла перегрева от температуры t_k до t , т.е.

$$H_t^n = C_{\text{ж}}t_k + q_{\text{и}} + C_{\text{п}}(t - t_k), \quad (\text{XXII.3})$$

где H_t^n — энтальпия вещества, находящегося в перегретом состоянии, кДж/кг; $C_{\text{ж}}$ и $C_{\text{п}}$ — теплоемкость соответственно жидкости и пара, кДж/(кг·K); $q_{\text{и}}$ — скрытая теплота испарения, кДж/кг.

В случае насыщенных паров третье слагаемое в уравнении (XXII.3) отпадает и энтальпия вещества

$$H_t = C_{\text{ж}}t_k + q_{\text{и}} = h_t + q_{\text{и}},$$

где h_t и H_t — энтальпия соответственно жидкости и паров, кДж/кг.

Для потока, состоящего из смеси жидкости и насыщенных паров, энтальпия при температуре t определяется из уравнения

$$H_t^{\text{см}} = C_{\text{ж}}t + eq_{\text{и}} = (1 - e)h_t + eH_t,$$

где e — массовая доля отгона.

Если процесс теплообмена сопровождается переходом вещества из жидкого состояния в твердое или наоборот, то следует учитывать скрытую теплоту плавления (затвердевания). В этом случае энтальпия потока

$$h_t = C_{\text{ж}}t - rq,$$

где r — доля вещества, перешедшего в твердое состояние; q — теплота плавления или затвердевания, кДж/кг.

Если через теплообменный аппарат проходит поток, состоящий из нескольких веществ с различными тепловыми свойствами (теплоемкость, скрытая теплота), то тепловой баланс составляется для каждого из этих компонентов. Тогда уравнение (XXII.1) может быть представлено следующим образом:

$$Q_1 = g_1h_{1t_1} + g_2h_{2t_1} + \dots + g_nh_{nt_1} - g_1h_{1t_2} - g_2h_{2t_2} - \dots - g_nh_{nt_2}$$

или

$$Q_1 = g_1(h_{1t_1} - h_{1t_2}) + g_2(h_{2t_1} - h_{2t_2}) + \dots + g_n(h_{nt_1} - h_{nt_2}).$$

В тех случаях, когда пары проходят через аппарат без конденсации, разность энтальпий

$$H_{t_1}^n - H_{t_2}^n = \left[C_{ж} t_{ж} + q_{и} + C_{п} (t_1 - t_{к}) \right] - \left[C_{ж} t_{ж} + q_{и} + C_{п} (t_2 - t_{к}) \right] = C_{п} (t_1 - t_2).$$

Коэффициент теплоотдачи. Важнейшей и наиболее трудоемкой частью технологического расчета поверхности теплообменного аппарата является вычисление коэффициентов теплоотдачи. Методы определения этих величин изучаются в специальном курсе теплопередачи, здесь же приводятся ряд формул, которыми и рекомендуется пользоваться при расчете теплообменных аппаратов. Коэффициент теплоотдачи от движущегося жидкого или газообразного потока зависит от режима движения: при ламинарном (струйном) потоке коэффициенты теплоотдачи обычно малы, а при турбулентном потоке более высоки и возрастают с увеличением степени турбулентности.

Режим потока устанавливается в зависимости от значения безразмерного критерия Рейнольдса

$$Re = Wd/\nu,$$

где W — линейная скорость движения потока, м/с; d — диаметр трубопровода, м; ν — кинематическая вязкость, м²/с.

Имея в виду, что $W = u/\rho$ (где u — массовая скорость потока, кг/(м²·с), ρ — плотность потока, кг/м³), получим значение критерия Re , выраженное через массовую скорость

$$Re = ud/\rho\nu.$$

Если $Re \leq 2300$ — движение потока ламинарное, при $2300 < Re < 10\,000$ — режим переходный, а при $Re \geq 10\,000$ — движение турбулентное.

Для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов были проведены испытания, которые показали удовлетворительное соответствие расчетных и измеренных в промышленных условиях коэффициентов теплопередачи и гидравлических сопротивлений. Ниже изложена методика расчета, рекомендованная на основе этих исследований.

Для ламинарного режима рекомендуется зависимость

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} C_r^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25},$$

где $Nu = ad/\lambda$ — критерий Нуссельта; $Pr = \nu C/\lambda$ — критерий Прандтля; $C_r = (gd^3/\nu^2)\beta\Delta t$ — критерий Грасгофа; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ν — кинематическая вязкость, м²/с; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ — плотность потока, кг/м³; C — средняя массовая теплоемкость в интервале температур на входе и выходе потока, кДж/(кг·К); β — коэффициент объемного расширения, К⁻¹; Δt — разность между средними температурами потока и стенки.

Для турбулентного режима предложено уравнение

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}.$$

При переходном режиме коэффициент теплоотдачи можно вычислять по приведенной выше формуле для турбулентного режима, введя поправочный коэффициент f , который вычисляется по формуле

$$f = 1 - 6 \cdot 10^5 Re^{-1}.$$

Во всех приведенных уравнениях физические свойства следует определять при средней температуре потока. В тех уравнениях, где используется значение $Pr_{ст}$ — соответствующие величины вычисляются при средней температуре стенки.

В приведенных уравнениях направление теплового потока (от стенки к продукту или наоборот) учитывается соотношением $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$.

В случае движения теплообменивающегося потока через трубы некруглого сечения в перечисленные уравнения вместо диаметра трубы d следует подставлять эквивалентный диаметр, определяемый из следующего выражения:

$$d_э = 4f/\Pi, \quad (XXII.4)$$

где f — сечение потока; Π — смоченный периметр трубы некруглого сечения.

Согласно уравнению (XXII.4) эквивалентный диаметр $d_э$ для некоторых наиболее распространенных случаев равен:

Для труб кольцевого сечения с диаметром большей трубы D и наружным диаметром меньшей трубы d	$D-d$
Для пучка труб внутри кожуха при внутреннем диаметре кожуха D и наружном диаметре трубок d и их числе n	$\frac{D^2 - nd^2}{D + nd}$
Для труб прямоугольного сечения со сторонами a и b	$\frac{2ab}{a + b}$

Для ребристых труб коэффициент теплоотдачи α может быть определен по следующему уравнению

$$\alpha = \alpha_0 \left(1 + \frac{2h\beta - \delta}{l} \right), \quad (XXII.5)$$

где α_0 — коэффициент теплоотдачи для гладкой трубы, Вт/(м² · К); h — высота ребра, м; δ — толщина ребра, м; l — шаг ребер по окружности (для n ребер эта величина определяется как $l = \pi d_n/n$), м; β — величина, определяемая из табл. XXII.1, в зависимости от произведения mh .

Величина m находится из следующей зависимости:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_0}{\delta\lambda}},$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала ребер, Вт/(м · К).

Движение потока в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменных аппаратов является сложным. Между перегородками направление движения потока по отношению к трубам осуществляется под некоторым углом, в вырезах, отверстиях и зазорах поток движется параллельно трубам. В отдельных местах межтрубного пространства наблюдаются застойные зоны. Примерная схема потоков жидкости в межтрубном про-

Т а б л и ц а XXII.1

mh	β	mh	β
0,0	1,000	1,4	0,632
0,2	0,985	1,6	0,577
0,4	0,950	1,8	0,526
0,6	0,895	2,0	0,482
0,8	0,830	2,2	0,443
1,0	0,762	2,4	0,410
1,2	0,695	—	—

странстве кожухотрубчатых аппаратов с сегментными перегородками показана на рис. XXII-28. Важно отметить, что вследствие наличия зазора между трубной перегородкой и корпусом кожуха наблюдается некоторая утечка жидкости, не соприкасающейся с теплообменными трубами и не участвующей в теплообмене (см. рис. XXII-28, поток I).

Для межтрубного пространства коэффициент теплоотдачи удовлетворительно описывается уравнением:

$$Nu = c Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{v_p}{v_{ст} \rho_{ст}} \right)^{0,14},$$

где Nu , Re и Pr — критерии, определяемые так же, как и в приведенных выше уравнениях;

отношение $\left(\frac{v_p}{v_{ст} \rho_{ст}} \right)$ учитывает направление теплового потока, причем во многих случаях его

величина лежит в пределах 0,98—0,995; и поэтому часто им можно пренебречь; c — коэффициент, характеризующий форму перегородок и расположение труб в пучке (для сегментных перегородок и при расположении труб по треугольнику и квадрату $c = 0,22$).

При определении критерия Re линейная или массовая скорость вычисляется относительно так называемого эффективного сечения S межтрубного пространства, которое определяется из выражения:

$$S_{эф} = \sqrt{S_{пр} S_{поп}},$$

где $S_{пр}$ — площадь проходного сечения в вырезах перегородки (площадь сегмента или сектора за вычетом суммарной площади сечения, проходящих через нее труб); $S_{поп}$ — площадь проходного сечения между перегородками.

Коэффициенты теплопередачи. Для плоской стенки коэффициент теплопередачи определяется из уравнения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (XXII.6)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи с каждой стороны стенки, Вт/(м² · К); δ — толщина отдельных слоев стенки, м; λ — коэффициент теплопроводности слоев стенки, Вт/(м · К).

Уравнение (XXII.6) часто представляют в следующем виде:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}, \quad (XXII.7)$$

где $1/K$ — общее сопротивление потоку тепла; $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ — удельные сопротивления теплоотдачи со стороны первой и второй среды; $\sum \delta/\lambda$ — сумма удельных сопротивлений потоку тепла, оказываемых всеми слоями, составляющими стенку.

Если сопротивление стенки $\sum \delta/\lambda$ незначительно по сравнению с со-

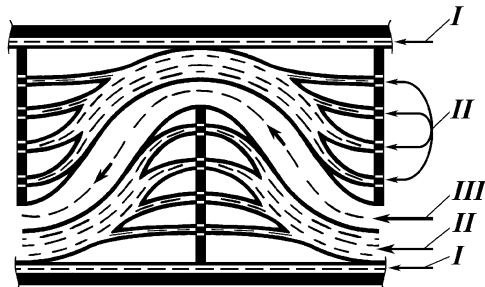


Рис. XXII-28. Схема потоков жидкости в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменного аппарата:

I — утечка жидкости через зазоры между перегородкой и корпусом теплообменника; II — то же, между трубками и перегородками; III — основной желательный поток жидкости

противлением пленок среды, то величиной $\Sigma\delta/\lambda$ без большой погрешности можно пренебречь; в этом случае

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \text{или} \quad K = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Если тепловое сопротивление одной из пленок значительно превосходит тепловое сопротивление другой пленки и стенки, то коэффициент теплопередачи будет практически равен наименьшему из коэффициентов теплоотдачи. Так, если α_1 во много раз превосходит α_2 ($\alpha_1 \gg \alpha_2$), то $K \approx \alpha_2$, и, наоборот, если $\alpha_1 \ll \alpha_2$, то $K \approx \alpha_1$.

Часто для приближенных расчетов или когда нет достаточно точных методов расчета коэффициентов теплоотдачи α значение коэффициента теплопередачи K находят по практическим данным или по приближенным эмпирическим формулам и графикам.

Некоторые рекомендуемые для приближенных расчетов практические значения коэффициента теплопередачи K (в Вт/(м² · К)) приведены ниже:

Трубчатые жидкостные теплообменники.....	70—290
Паровой трубчатый нагреватель:	
нагрев жидкого нефтепродукта.....	115—350
нагрев газа низкого давления.....	10—60
Пародистиллятный трубчатый теплообменник.....	115—290
Водяной конденсатор:	
паров бензина в присутствии газа.....	115—235
паров узких бензиновых фракций.....	235—465
Кипятильник, обогреваемый:	
конденсирующимся водяным паром.....	290—870
жидким нефтепродуктом.....	140—350
Конденсаторы-испарители.....	235—580
Кристаллизаторы парафина.....	45—115

Значение теплового сопротивления стенки и загрязнений определяют из уравнений (XXII.6) и (XXII.7) как сумму отношения толщины стенки и загрязняющего отложения δ к значению их коэффициента теплопроводности λ .

Ниже приведены значения коэффициентов теплопроводности λ (в Вт/(м · К)) для некоторых материалов, используемых при изготовлении теплообменников, а также для отложений, загрязняющих поверхность:

Сталь, чугун.....	47
Нержавеющая сталь.....	23
Свинец.....	35
Латунь.....	87
Алюминий.....	204
Медь.....	350
Накипь.....	1,7
Окалина.....	1,2
Сернистое железо.....	7,6
Кокс.....	0,8
Лед.....	2,3

Ниже приводятся средние значения тепловых сопротивлений отложений, δ/λ (в м² · К/Вт), появляющихся на поверхности теплообмена; эти практически найденные значения тепловых сопротивлений загрязнений рекомендуются учитывать при расчете коэффициента теплопередачи по уравнению (XXII.6).

Водяной пар.....	0,00006
Водяной пар, содержащий следы масла.....	0,00009
Вода очищенная.....	0,00017
Вода умягченная.....	0,0002
Вода жесткая.....	0,0003
Бензин.....	0,0004
Газойль.....	0,0007
Нефть обессоленная.....	0,0003—0,0007
Нефть необессоленная.....	0,0003—0,001
Гудрон.....	0,005—0,01
Слой парафина или кокса.....	0,061

Поверхность теплообмена. При известных количествах переданного тепла Q , средней разности температур между теплообменивающими средами $\Delta t_{\text{ср}}$ и коэффициенте теплопередачи K поверхность теплообмена определяется из уравнения

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (\text{XXII.8})$$

Уравнение справедливо для плоской стенки, а также для труб, если толщина стенки мала по сравнению с диаметром. Этим же уравнением следует пользоваться и для труб с относительно большой толщиной стенки, но в этом случае поверхность теплообмена должна вычисляться по среднему диаметру d_m , который определяется из уравнения

$$d_m = \frac{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2}}.$$

Если коэффициент теплопроводности стенки трубы λ достаточно высок (стенка металлическая), а коэффициенты теплоотдачи $\alpha < 1000$, то величину среднего диаметра определяют из уравнения

$$d_m = \frac{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

Наконец, если один из коэффициентов теплоотдачи значительно превосходит другой, то средний диаметр d_m практически равен внутреннему или наружному диаметру трубы. Так, если $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то, пренебрегая величинами $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_1 d_1$, получаем, что $d_m \approx d_2$; аналогично, если $\alpha_1 \ll \alpha_2$, получаем, что $d_m \approx d_1$.

Температура стенки трубы теплообменной поверхности. Эта температура вычисляется из уравнений

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{Q}{F \alpha_1}; \quad (\text{XXII.9})$$

$$t_{\text{ст2}} = t_2 - \frac{Q}{F \alpha_2}. \quad (\text{XXII.10})$$

Величина Q/F есть тепловая напряженность поверхности нагрева, которая при большой толщине стенки трубы будет неодинакова для наружной и внутренней поверхностей труб, что и должно быть учтено при пользовании уравнениями (XXII.9) и (XXII.10).

Средний температурный напор. В большинстве производственных процессов тепло передается при переменных температурах одного или обоих теплообменивающихся потоков. Очевидно, в этом случае разность температур, или температурный напор, пропорционально которому передается тепло, также будет величиной переменной, меняющейся вдоль поверхности нагрева. В связи с этим возникает необходимость определения средней разности температур (среднего температурного напора) между теплообменивающимися средами. Это среднее значение температурного напора, естественно, зависит от характера изменения температур потоков вдоль поверхности теплообменного аппарата, который может быть различным. К наиболее характерным случаям относятся: прямоток, противоток, перекрестный ток и смешанный ток. Основные схемы движения потоков, соответствующие этим случаям, представлены на рис. XXII-29.

Сопоставление температурных режимов работы теплообменных аппаратов при прямотоке и противотоке (см. рис. XXII-29, *a*, *б*) позволяет отметить, что при прямотоке максимальный температурный напор наблюдается у входа в теплообменный аппарат; затем этот напор уменьшается, достигая своего минимального значения у выхода из аппарата. В противоположность этому при противотоке температурный напор более равномерно распределяется вдоль поверхности. Вследствие такого распределения температурного напора при прямотоке поверхность теплообмена в тепловом отношении загружена неравномерно; при противотоке тепловая нагрузка является более равномерной.

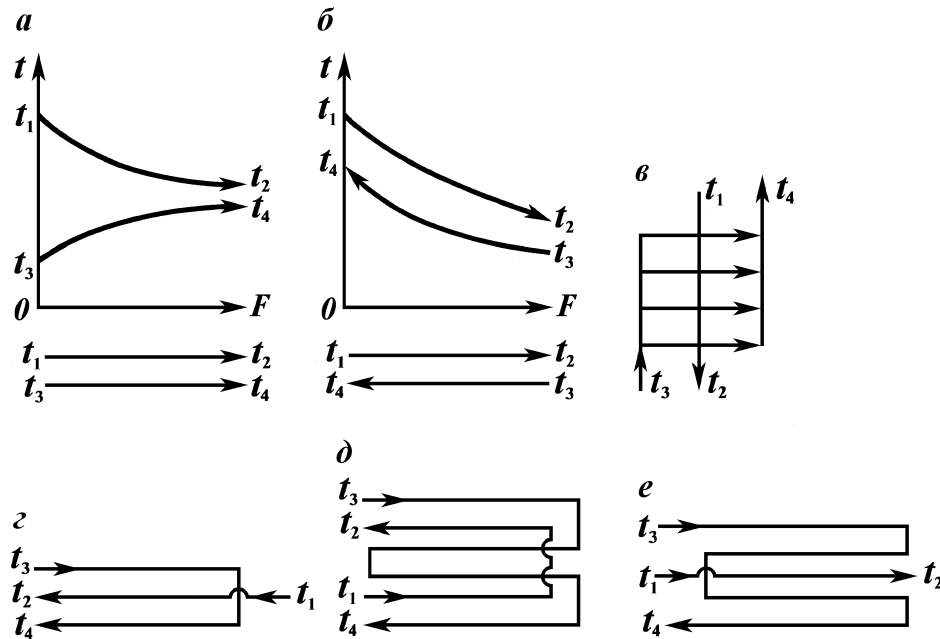


Рис. XXII-29. Основные схемы движения потоков при теплообмене:
a — прямоток; *б* — противоток; *в* — перекрестный ток; *г* — два хода в трубном пространстве и один ход в межтрубном пространстве; *д* — четыре хода в трубном пространстве и два хода в межтрубном пространстве; *е* — четыре хода в трубном пространстве и один ход в межтрубном пространстве

Из графика (см. рис. XXII-29, б) видно еще одно важное достоинство противотока: конечная температура нагреваемой среды может быть выше конечной температуры охлаждающей среды. Это обстоятельство позволяет при регенерации тепла обеспечить более высокий подогрев нагреваемой среды, а при охлаждении снизить расход охлаждающего агента и при том же его расходе понизить конечную температуру охлаждаемого продукта.

Таким образом, обеспечение противотока в теплообменном аппарате является желательным, однако часто с целью упрощения конструкции аппарата и по некоторым другим причинам приходится применять и другие схемы теплообмена.

При прямотоке или противотоке средний температурный напор определяется из следующего уравнения:

$$t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (\text{XXII.11})$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ — соответственно большая и меньшая разности температур, равные

при прямотоке

$$\Delta t_{\text{б}} = t_1 - t_3 \text{ и } \Delta t_{\text{м}} = t_2 - t_4;$$

при противотоке

$$\Delta t_{\text{б}} = t_1 - t_4 \text{ и } \Delta t_{\text{м}} = t_2 - t_3.$$

При противотоке большая и меньшая разности температур могут быть и на противоположных сторонах теплообменника, т.е.

$$\Delta t_{\text{б}} = t_2 - t_3 \text{ и } \Delta t_{\text{м}} = t_1 - t_4.$$

Если $\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}} \leq 2$, то с ошибкой, не превышающей 4 %, средний температурный напор может быть вычислен как средняя арифметическая величина:

$$t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}} / 2.$$

Если в межтрубном пространстве теплоноситель делает один ход, а в трубном два (см. рис. XXII-29, а), или в межтрубном пространстве два хода, а в трубном четыре (см. рис. XXII-29, б), или, наконец, в межтрубном пространстве один ход, а в трубном четыре (см. рис. XXII-29, в), то средняя разность температур может быть вычислена также по уравнению (XXII.11) с той лишь разницей, что величины $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ будут иметь другие значения.

Согласно исследованиям проф. Н. И. Белокопя, в этом случае

$$\Delta t_{\text{б}} = \theta_{\text{ат}} + \frac{1}{2} \Delta T;$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \theta_{\text{ат}} - \frac{1}{2} \Delta T,$$

где ΔT — характеристическая разность температур,

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4p\Delta t\Delta \tau},$$

$$\Delta t = t_1 - t_2; \Delta \tau = t_4 - t_3;$$

$\theta_{ат}$ — средняя арифметическая разность температур охлаждающегося и нагревающегося потоков,

$$\theta_{ат} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2};$$

p — индекс противоточности, определяющий долю противоточной части поверхности нагрева; для различных случаев теплообмена принимается справочное значение этой величины.

В частности, для схем (см. рис. XXII-29) индекс противоточности p равен: 0,5 для схемы \tilde{a} ; 0,9 для схемы \tilde{a} ; 0,45 для схемы e ; 0,98 для схемы \tilde{a} .

При определении средней разности температур для смешанного и перекрестного токов можно использовать уравнение

$$\Delta t_{cp} = \epsilon \Delta t_{пр},$$

где $\Delta t_{пр}$ — вычисляется по уравнению (XXII.11) для схемы противотока; ϵ — коэффициент, зависящий от схемы движения теплоносителя и определяемый по графикам и методике, изложенным в справочной литературе.

АУАІ В È ÐÀС×ÀÒ ÑÈÑÒÀÌ Û ÐÀААІ АÐÀÒÈÈ ÐАІ ÈÀ І АÒÒАІ АÐАÐААÀÒÛААР Û ÈÕ ÓÑÒАІ І АІ È

При расчете регенерации тепла на нефтегазоперерабатывающей установке необходимо выбрать предел выгодности регенерации тепла и распределить поверхность теплообмена между отдельными потоками, тепло которых используется.

Общие соображения, которые при этом следует принимать во внимание, сводятся в основном к следующему:

1. При повышении степени регенерации тепла для нагрева исходного сырья увеличивается его температура на входе в трубчатую печь (если она входит в состав установки), в связи с чем сокращается расход топлива и уменьшаются размеры трубчатой печи. Однако при повышении температуры сырья, поступающего в печь, увеличивается температура уходящих дымовых газов, в результате чего коэффициент полезного действия печи снижается.

Для использования тепла уходящих дымовых газов и в особенности при повышенной их температуре широко применяются котлы-утилизаторы, служащие для получения водяного пара.

Экономически оправданная степень регенерации тепла зависит от стоимости и дефицитности топлива: чем выше стоимость топлива, тем более оправданным является повышение степени регенерации тепла.

2. При усилении регенерации тепла необходимо увеличить поверхность теплообменных аппаратов, причем не пропорционально количеству регенерированного тепла, а прогрессивно. Это объясняется тем, что при более полной регенерации тепла снижается средний температурный напор; при этом иногда уменьшается и коэффициент теплопередачи, что является следствием большой вязкости потока, тепло которого регенерируется.

Из практики эксплуатации теплообменных аппаратов на нефтегазоперерабатывающих заводах следует, что экономически оправдано осуществлять нагрев сырья в теплообменниках при тепловой напряженности до 2300 Вт/м², что соответствует минимальному температурному напору $\Delta t_m = 15-20$ °С.

При увеличении регенерации тепла сокращается потребная поверхность холодильников, а в некоторых случаях можно обойтись без их применения.

Использование тепла паров, особенно конденсирующихся при сравнительно высоких температурах, в тепловом отношении целесообразно. Однако во многих случаях установка пародистиллятных теплообменников является неоправданной вследствие интенсивной коррозии этих аппаратов. Использовать тепло жидких потоков целесообразно в тех случаях, когда температура и количество потока достаточно велики, т. е. имеется большой запас тепла, обеспечивающий экономически оправданный температурный напор в теплообменном аппарате. В ряде случаев и особенно на установках, обладающих высокой производительностью, выгодно осуществлять нагрев сырья в теплообменниках двумя-тремя параллельными

потоками. Это позволяет более полно использовать тепло продуктов переработки и обеспечить гидравлическое сопротивление потокам теплообменивающихся сред в экономически оправданных пределах.

Регенерация тепла остатков, сильно загрязненных взвешенными частицами, нецелесообразна в тех случаях, когда эти частицы вследствие низкой скорости потока или по другим причинам отлагаются на поверхности теплообмена, что снижает тепловую эффективность аппарата.

Таким образом, экономичность регенерации тепла зависит от большого числа факторов, учесть которые однозначно не представляется возможным. Поэтому расчетное решение этой задачи обычно сводится к проработке нескольких возможных вариантов с последующим выбором оптимального на основе технико-экономических показателей.

Для регенерации тепла используется теплообменная аппаратура различных типоразмеров, соответствующая действующим ГОСТам.

При расчете регенерации тепла необходимо, используя технико-экономические показатели, обосновать не только выбор стандартной конструкции аппарата и его размеры, но и гидродинамический режим работы. Необходимо учесть, что повышение скорости теплообменивающихся потоков, обеспечиваемое выбором соответствующего аппарата или увеличением числа ходов в нем, позволяет иметь высокие коэффициенты теплопередачи, уменьшить поверхность теплообмена, а следовательно, и затраты на приобретение и сооружение теплообменников, но при этом возрастает гидравлическое сопротивление, что увеличивает расход электроэнергии на перемещение потоков через аппарат, т.е. увеличиваются эксплуатационные затраты.

Экономия капитальных затрат, обусловливаемых уменьшением поверхности теплообмена, оправдана только в том случае, когда она не превышает возросших затрат на электроэнергию. Экономически обоснованный выбор теплообменного аппарата возможен только при использовании метода сравнения приведенных затрат $Z_{пр}$. Для решения такой задачи рекомендуется следующая методика определения приведенных затрат:

$$Z_{пр} = C_{\phi} \Phi_{п} + Z_{э.в} + Z_{э.н}$$

где C_{ϕ} — коэффициент, учитывающий размер амортизационных отчислений, затраты по текущему ремонту и плату за производственные фонды (обычно принимают $C_{\phi} = 0,428$); $\Phi_{п}$ — первоначальная стоимость основных фондов по теплообменным аппаратам в рублях, включающая стоимость самого аппарата, транспортно-заготовительные расходы и стоимость монтажных работ; $Z_{э.в}$ и $Z_{э.н}$ — годовые затраты на электроэнергию, расходуемую для преодоления гидравлических сопротивлений через соответственно трубное и межтрубное пространства.

Î ÑÎ ÁÁÍ Í Î ÑÒÈ ÐÀÑ×ÀÒÀ ÊÎÍ Î ÁÁÍ ÑÀÒÎ ÐÎ Á-
 ÔÎ ÊÎ ÄÈËÛÎ ÈÊÎ Á, Î ÌÐÎ ÄÈÑÒÈËËÒÎ ÛÕ
 ÐÁÁÁÍ ÁÐÀÒÎ ÐÎ Á È ÊÐÈÑÒÀËËËËËÒÎ ÐÎ Á

Выше были изложены общие положения по расчету поверхностных теплообменных аппаратов, на основе которых рассмотрены некоторые особенности расчета перечисленных аппаратов. Этими особенностями являются своеобразное изменение температуры потока и условий теплоотдачи (различие в коэффициенте теплоотдачи α) вдоль поверхности теплообмена в зависимости от того, происходит ли на данном участке охлаждение паров, их конденсация или охлаждение конденсата.

Рассмотрим особенности расчета этих аппаратов для некоторых наиболее типичных и распространенных в практике нефтеперерабатывающей промышленности случаев, которые дают возможность уяснить общие приемы решения подобных задач.

В общем случае в конденсатор-холодильник поступают пары в перегретом состоянии. При этом в аппарате имеются три различные зоны, в которых происходят следующие процессы: *Зона I*. Перегретые пары охлаждаются до температуры начала конденсации. *Зона II*. Пары конденсируются. *Зона III*. Охлаждение конденсата.

Если конденсирующие пары представляют собой индивидуальное вещество, а перепад давления в зоне конденсации невелик, то температура

конденсирующихся паров останется постоянной до их полной конденсации.

Если же конденсирующиеся пары представляют собой многокомпонентную смесь или перепад давления существенен, то в зоне конденсации будет наблюдаться понижение температуры вдоль поверхности теплообмена.

Подобный характер изменения температуры в конденсаторах-холодильниках характеризуется графиком (рис. XXII-30), из которого следует, что изменение температур различно, поэтому для более точного расчета надо определять средний температурный напор для каждой зоны в отдельности.

Различны также и условия теплообмена: обычно для зоны I, где охлаждаются перегретые пары, коэффициент теплопередачи имеет более низкое значение, чем в зоне, где пары конденсируются. Коэффициент теплопередачи в зоне III имеет обычно промежуточное значение.

В связи с различием в температурном напоре и коэффициенте теплоотдачи расчет поверхности конденсатора-холодильника необходимо вести для каждой зоны в отдельности, используя для этого общее уравнение теплопередачи

$$F_I = \frac{Q_I}{K_I \Delta t_{срI}}; F_{II} = \frac{Q_{II}}{K_{II} \Delta t_{срII}}; F_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \Delta t_{срIII}},$$

где K_I , K_{II} и K_{III} — коэффициенты теплопередачи соответственно для I, II и III зон; $\Delta t_{срI}$, $\Delta t_{срII}$ и $\Delta t_{срIII}$ — средние температурные напоры для этих же зон.

Общая поверхность аппарата

$$F = F_I + F_{II} + F_{III}.$$

Количество тепла, отводимого в каждой зоне, определяется из выражений

$$Q_I = G(H_{t_1} - H_{t_{н.к}}) = GC_{п}(t_1 - t_{н.к});$$

$$Q_{II} = G(H_{t_{н.к}} - h_{t_{п.к}});$$

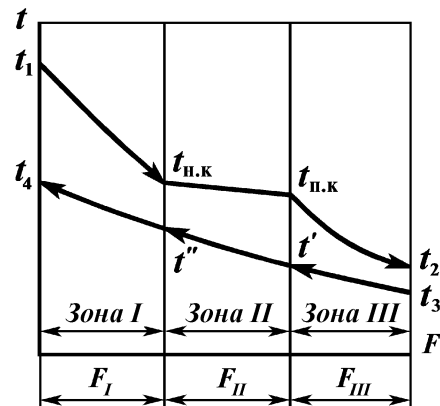


Рис. XXII-30. График температурного режима конденсатора-холодильника

$$Q_{III} = G(h_{t_{п.к}} - h_{t_2}) = GC_{ж}(t_{п.к} - t_2).$$

Общее количество отводимого тепла

$$Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III}.$$

Способы определения температуры начала конденсации паров $t_{п.к}$ и полной их конденсации $t_{п.к}$ рассмотрены в предшествующих главах.

Температура охлаждающего агента (воды) в начале и конце зоны II определяется из общих уравнений теплового баланса:

$$t' = t_3 + \frac{Q_{III}}{G_B};$$

$$t'' = t' + \frac{Q_{II}}{G_B} = t_4 - \frac{Q_I}{G_B}.$$

Общий расход воды в конденсаторе-холодильнике

$$G_B = \frac{Q}{t_4 - t_3}.$$

Средний температурный напор в каждой зоне определяется по уравнению (XXII.11). Для каждой зоны определяются также и коэффициенты теплопередачи.

Для конденсаторов-холодильников, в которые поступают пары в насыщенном состоянии, рассматривают только две зоны — конденсации и охлаждения конденсата. Для конденсаторов газа, находящегося под давлением своих насыщенных паров, будет отсутствовать зона III, где происходит охлаждение конденсата. Она исключается также для конденсаторов-холодильников при неполной конденсации исходного потока (например, смесь паров бензина и газа установок каталитического крекинга).

На нефтеперерабатывающих заводах большое распространение получили конденсаторы-холодильники, в которые поступает смесь нефтяных и водяных паров, причем нефтяные пары находятся в насыщенном состоянии, а водяные пары — в перегретом. Для таких конденсаторов-холодильников различают следующие основные зоны: *Зона I*. Частичная конденсация нефтяных паров до температуры, соответствующей началу конденсации водяных паров. *Зона II*. Совместная конденсация нефтяных и водяных паров. *Зона III*. Охлаждение конденсатов.

В зоне I по мере конденсации нефтяных паров температура потока понижается и парциальное давление водяных паров повышается вследствие уменьшения общего количества паров за счет частичной конденсации нефтяных паров. Это обстоятельство необходимо иметь в виду при определении температуры начала конденсации водяных паров.

Температурный режим такого конденсатора-холодильника должен определяться на базе общепринятых методов.

При использовании практических данных по коэффициентам теплоотдачи для конденсаторов-холодильников поверхность теплообмена может быть рассчитана без ее подразделения на отдельные зоны по общему уравнению теплопередачи, однако такой расчет менее точен.

Заслуживают внимания также особенности расчета пародистиллятных

В зоне I нагреваемая среда находится только в жидком состоянии, при этом ее температура изменяется от начального значения t_3 до температуры начала однократного испарения $t_{н.и.}$ Для этой зоны характерно более резкое повышение температуры потока. В зоне II жидкость испаряется и поэтому температура повышается медленнее. Помимо различия в характере изменения температур, эти зоны отличаются также по условиям теплообмена. В зоне I коэффициент теплоотдачи от стенок к нагреваемой жидкости будет, как правило, меньше, чем в зоне II, в связи с более интенсивным теплообменом при испарении жидкости. Что касается характера изменения температур греющего потока от t_1 до t_2 , то в данном случае он однороден на протяжении всей поверхности теплообмена, так как на любом участке аппарата происходит только конденсация паров.

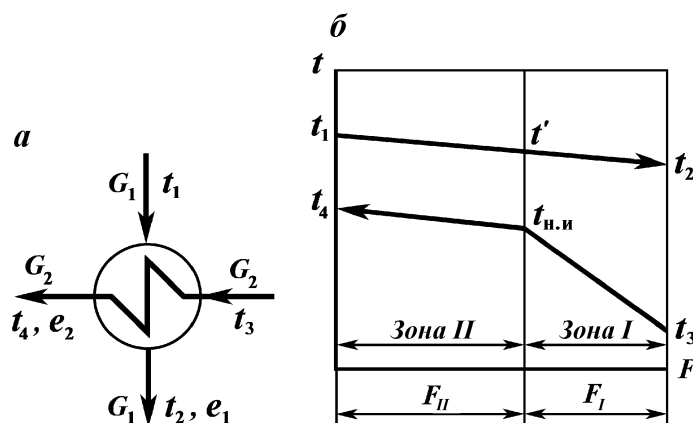


Рис. XXII-31. Схема (а) и график температурного режима (б) пародистиллятного теплообменного аппарата

Иногда с целью увеличения температурного напора со стороны греющего потока искусственно поддерживают повышенное давление и этим повышают температуры t_1 и t_2 .

Перейдем к составлению теплового баланса для всего аппарата и для каждой зоны в отдельности. Количество тепла, выделяемого при охлаждении потока G_1 от температуры t_1 до t_2 и частичной конденсации паров, определяется из уравнения

$$Q_1 = G_1(H_{t_1} - H_{t_2}^{\text{см}}) = G_1[H_{t_1} - e_1 H_{t_2} - (1 - e_1)h_{t_2}],$$

где e_1 — доля несконденсировавшихся паров на выходе из теплообменного аппарата при температуре t_2 ; H_{t_1} , H_{t_2} и h_{t_2} — соответственно энтальпии паров и жидкости при температурах t_1 и t_2 ; $H_{t_2}^{\text{см}}$ — энтальпия смеси паровой и жидкой фаз.

Количество тепла, воспринимаемого нагреваемым потоком,

$$Q_1 = G_2(H_{t_4}^{\text{см}} - h_{t_3}) = G_2[e_2 H_{t_4} + (1 - e_2)h_{t_4} - h_{t_3}],$$

где e_2 — доля паров, образовавшихся на выходе из теплообменного аппарата при температуре t_4 ; H_{t_4} , h_{t_4} и h_{t_3} — соответственно энтальпии паров и жидкости при температурах t_4 и t_3 .

С учетом потерь тепла общий тепловой баланс выражается следующим уравнением:

$$Q_1 \eta = Q_2$$

или

$$G_1[H_{t_1} - e_1 H_{t_2} - (1 - e_1)h_{t_2}] \eta = G_2[e_2 H_{t_4} + (1 - e_2)h_{t_4} - h_{t_3}]. \quad (\text{XXII.12})$$

При расчете теплообменного аппарата обычно известны количества теплообменивающихся потоков G_1 и G_2 и их начальные температуры t_1 и t_2 . В результате расчета должны быть определены конечные температуры t_2 и t_4 и соответствующие им значения e_1 и e_2 . Порядок решения приведенного выше уравнения теплового баланса сводится к следующему. Задаются одной из конечных температур t_2 или t_4 , определяют соответствующие этой температуре и рабочему давлению в теплообменном аппарате значения e_1 или e_2 , подставляют их в уравнение теплового баланса (XXII.12) и определяют из него энтальпию потока соответственно при температуре t_4 (если задавались температурой t_2):

$$H_{t_4}^{\text{см}} = e_2 H_{t_4} + (1 - e_2)h_{t_4}$$

или при температуре t_2 (если задавались температурой t_4):

$$H_{t_2}^{\text{см}} = e_1 H_{t_2} + (1 - e_1)h_{t_2}.$$

По найденному значению энтальпий $H_{t_4}^{\text{см}}$ или $H_{t_2}^{\text{см}}$ определяют соответствующую температуру t_4 или t_2 . Искомая температура t_4 или t_2 не может быть найдена однозначно, так как значение энтальпии зависит как от температуры, так и от доли отгона e . В связи с этим подобную задачу удобно решать графическим путем. Для этого задаются двумя или тремя значения-

ми искомой температуры, при этих температурах определяют долю отгона и энтальпию, учитывающую как явное, так и тепло испарения или конденсации при данной доле отгона e .

По полученным значениям строят график энтальпий как функции температуры. Пользуясь найденным ранее значением $H_{t_4}^{cm}$, по графику находят искомую температуру t_4 .

Однако в отдельных случаях, произвольно задавшись температурой t_2 , в результате подобного расчета можно получить нереальную величину t_4 , равную или превышающую значение t_1 .

Это свидетельствует о том, что в данных условиях количество тепла, выделяющегося при охлаждении потока G_1 от температуры t_1 до температуры t_2 , не может быть воспринято потоком G_2 , т.е. температурный потенциал потока G_1 недостаточен для передачи выделенного количества тепла.

Подобное явление может наблюдаться в следующих случаях:

масса потока G_1 значительно превосходит массу потока G_2 ;

теплоты конденсации паров G_1 существенно превышают скрытые теплоты испарения потока G_2 ;

доля отгона e_2 не может достигнуть сравнительно большого значения вследствие повышенного давления, под которым находится поток G_2 ;

содержание испаряющихся компонентов в потоке мало.

Если в результате расчета получено нереальное значение температуры t_4 , то необходимо произвести пересчет, задавшись другим значением конечной температуры t_2 или t_4 .

Выбрав таким образом температурный режим для всего теплообменного аппарата, переходят к составлению уравнения теплового баланса для отдельных зон. Для этого прежде всего определяется температура начала однократного испарения нагреваемого потока G_2 . В соответствии с уже принятыми обозначениями количество тепла, воспринятого в зоне I, составит

$$Q_{2I} = G_2(h_{н.и} - h_{t_3}),$$

а количество тепла, отдаваемого в этой же зоне охлаждающимся потоком:

$$Q_{1I} = G_1(H_{t'}^{cm} - H_{t_2}^{cm}) = Q_{2I} / \eta.$$

Из последнего уравнения определяется значение $H_{t'}^{cm}$, а затем искомая температура t' находится графическим способом, как это было показано выше.

Для зоны II количество тепла, воспринятое нагревающимся потоком и отданное охлаждающимся потоком, найдется соответственно по разности

$$Q_{2II} = Q_2 - Q_{2I}, \quad Q_{1II} = Q_1 - Q_{1I} = Q_{2II} / \eta.$$

Дальнейший расчет поверхности теплообмена для зон I и II, а следовательно, и для всего аппарата, не представляет трудности, так как количество тепла и температурный напор известны:

$$F_I = \frac{Q_{2I}}{K_I \Delta t_{срI}}.$$

и

$$F_{II} = \frac{Q_{2II}}{K_{II} \Delta t_{cpII}},$$

где K_I и K_{II} — коэффициенты теплопередачи соответственно для I и II зон;
 Δt_{cpI} и Δt_{cpII} — средние температурные напоры для этих же зон.

Общая поверхность аппарата

$$F = F_I + F_{II}.$$

Так же, как и в случае конденсаторов-холодильников, при использовании опытных значений коэффициентов теплопередачи для приближенных расчетов поверхности теплообмена может быть применено общее уравнение теплопередачи (XXII.8).

Расчет поверхности кристаллизаторов выполняется по уравнению теплопередачи, но при этом необходимо учесть некоторые особенности, обуславливаемые тем, что в процессе кристаллизации образуются и растут кристаллы твердой фазы (например, кристаллы парафиновых углеводородов в кристаллизаторах процесса депарафинизации масел).

Перечислим эти особенности:

1. При определении количества тепла, отводимого от охлаждаемого продукта или его раствора, должно быть учтено скрытое тепло кристаллизации.

2. При выборе скорости движения охлаждаемого потока следует учитывать, что с увеличением скорости повышается коэффициент теплоотдачи, а следовательно, коэффициент теплопередачи, однако высокая скорость препятствует росту кристаллов или приводит к их измельчению, что является нежелательным.

3. При выборе температуры охлаждающего агента и размеров кристаллизатора необходимо обеспечить благоприятную для кристаллизующегося раствора скорость охлаждения, учитывая, что при высокой скорости охлаждения образуются мелкие кристаллы, отделить которые от раствора на фильтре затруднительно. Оптимальная скорость охлаждения, обеспечивающая благоприятный рост кристаллов и хорошую последующую фильтруемость, зависит от природы раствора; так, например, при охлаждении в растворе кетонов рекомендуется скорость охлаждения, составляющая до 100 °С/ч.

4. При расчете коэффициента теплопередачи должно учитываться тепловое сопротивление слоя кристаллов парафина, отлагающегося на внутренней поверхности стенки кристаллизатора.

Î ÑÎ ÁÁÍ Í Î ÑÒÈ ÐÀÑ×ÀÒÀ ÀÏ Î ÀÐÀÒÎÎ Â Î ÕËÀÆÄÄÍ Èß

Расчет аппаратов воздушного охлаждения включает определение поверхности охлаждения, обеспечивающей отвод требуемого количества тепла, выбор в соответствии с ГОСТом типового аппарата, наиболее целесообразного для данных условий и изготавливаемого машиностроительными заводами, а также определение расхода энергии на привод вентиляторов, нагнетающих воздух вдоль оребренной поверхности аппаратов. Расчет необходимой поверхности выполняется по уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}},$$

где Q — количество тепла, отводимого от конденсируемого или охлаждаемого продукта; K — коэффициент теплопередачи; Δt_{cp} — средний температурный напор.

Вследствие применения в этих аппаратах оребренных труб поверхность охлаждения обычно принято определять по полной наружной оребренной поверхности (хотя эта величина может измеряться и по внутренней гладкой поверхности или по гладкой поверхности наружной трубы, отнесенной к диаметру трубы у основания ребер).

Коэффициент теплопередачи будет иметь различное значение в зависимости от того, какая из величин поверхности охлаждения принята. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности оребренной трубы, определяется из уравнения

$$K_{н.п} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_{п}}{F_{вн}} + r_3 \frac{F_{п}}{F_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{н}} + r_{3, вн} \frac{F_{п}}{F_{вн}} + r_{3, н}},$$

где $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны продукта внутри трубы, Вт/(м²·К); $F_{п}$ — полная поверхность оребренной трубы, м²; $F_{вн}$ — поверхность трубы наружная (по диаметру трубы у основания ребер), м²; r_3 — эквивалентное тепловое сопротивление металла стенок труб и контактной поверхности (в биметаллических трубах), м²·К/Вт; $F_{ср}$ — поверхность трубы по среднему диаметру, м²; $\alpha_{н}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, отнесенный к полной поверхности оребренной трубы, Вт/(м²·К); $r_{3, вн}$ — тепловое сопротивление загрязнений со стороны продукта, м²·К/Вт; $r_{3, н}$ — тепловое сопротивление загрязнений со стороны воздуха, м²·К/Вт.

По данным обследования ряда действующих аппаратов воздушного охлаждения, коэффициент теплопередачи $K_{н.п} = 17 \div 70$ Вт/(м²·К).

В стандартах на аппараты воздушного охлаждения принято называть отношение $F_{п}/F_{вн} = \psi$ коэффициентом увеличения поверхности, а отношение $F_{п}/F_{н} = \varphi$ коэффициентом оребрения, где $F_{н}$ — поверхность труб по наружному диаметру основания ребер. Тепловое сопротивление загрязнений со стороны воздуха $r_{3, н} \approx 0$.

Для определения коэффициента теплопередачи со стороны воздуха используют графики, позволяющие определять этот коэффициент в зависимости от значения средней скорости движения воздуха.

Коэффициент теплопередачи $\alpha_{н.п}$, определяемый по этим графикам, учитывает также эквивалентное сопротивление металла стенки труб и контактной биметаллической поверхности, т.е. при принятых выше обозначениях имеем

$$r_3 = \frac{F_{п}}{F_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{н}} = \frac{1}{\alpha_{н.п}},$$

где $\alpha_{н.п}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, учитывающий термическое сопротивление металла стенок и поверхности контакта.

С учетом отмеченного расчетное уравнение для определения коэффициента теплопередачи примет вид

$$K_{н.п} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_{п}}{F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{н.п}} + r_{3, вн} \frac{F_{п}}{F_{вн}} + r_{3, н}}.$$

Средний температурный напор определяется так же, как это было показано ранее. Важнейшим условием расчета этой величины является

достаточно обоснованный выбор начальной температуры воздуха, которая обеспечивает требуемую температуру охлаждаемого продукта в наиболее жаркий период года для данной местности. При этом рекомендуется выбирать в качестве расчетной среднюю температуру сухого воздуха в 13 часов для наиболее жаркого месяца в году.

Снижение расчетной температуры воздуха может привести к понижению производительности технологических установок в летнее время. Однако чрезмерное завышение расчетной температуры воздуха значительно увеличивает капитальные затраты, особенно в тех случаях, когда по условиям производства допустимы более низкие расчетные температуры.

Для эффективной круглогодичной работы желательно делать расчет и для зимнего времени, в том числе и для наименьшей возможной температуры.

Как уже отмечалось ранее, при необходимости начальная температура нагнетаемого вентилятором воздуха может быть несколько снижена путем его увлажнения за счет впрыска воды. В результате расчета должна быть выявлена целесообразность использования конкретного стандартного одного или нескольких аппаратов, значение поверхности которых зависит от скорости движения воздуха.

$$\begin{aligned} & \Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} \\ & \Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} \end{aligned}$$

Важнейшей составной частью расчета поверхностных теплообменных аппаратов является расчет гидравлических сопротивлений потоку теплообменивающихся сред. Только на основе теплового и гидравлического расчетов может быть выбран оптимальный режим работы теплообменных аппаратов. Высокие скорости движения теплообменивающихся сред обеспечивают высокий коэффициент теплопередачи и уменьшение необходимой поверхности аппарата. Однако с повышением скорости резко возрастают гидравлические сопротивления, а следовательно, и расход энергии на их преодоление, что обычно и лимитирует значение скорости движения потока.

Общее сопротивление теплообменного аппарата равно сумме сопротивлений трения $\Delta p_{\text{тр}}$ и всех местных гидравлических сопротивлений $\Delta p_{\text{м}}$, обусловливаемых изменением направления потока, расширением или сужением струи и т.д.

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}.$$

Сопротивления $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{м}}$ рассчитывают при помощи соответствующих уравнений гидравлики:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}i} \frac{l}{d_i} \frac{w_i^2}{2} \rho$$

и

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^n \xi_{\text{м}i} w_i^2,$$

где $\xi_{\text{тр}i}$ — коэффициент гидравлического трения в i -м сечении; l — длина

Таблица XXII.2

Значения коэффициентов местных сопротивлений в теплообменных аппаратах

Вид местного сопротивления	ξ_{m_i}
Проход потока через штуцер	1,5
Вход (выход) в распределительную камеру и поворот на 90°	1,5
Поворот на 180°:	
между ходами или секциями	2,5
через колено в секционных аппаратах	2,0
около перегородок в межтрубном пространстве	1,5
в U-образной трубке	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в межтрубное пространство	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
Выход из межтрубного пространства	1,0

канала, м; $d_s = 4f/\Pi$ — эквивалентный диаметр канала, м; f — площадь поперечного сечения канала, м²; Π — смоченный периметр канала, м; w_i — скорость потока в i -м сечении, м/с; ρ — плотность потока при средней температуре, кг/м³; ξ_{m_i} — коэффициент местного сопротивления в i -м сечении.

К местным сопротивлениям ξ_i относят вход потока в канал и выход из него, резкие сужения и расширения каналов, отводы, колена, тройники, запорные и регулирующие устройства (краны, вентили, задвижки, клапаны и т.п.). При прохождении потока через указанные устройства кроме потерь энергии, связанных с трением, возникают дополнительные необратимые потери энергии, обусловленные местными искривлениями линии тока, изменением поперечного сечения потока, отрывом транзитной струи от стенок канала. В табл. XXII.2 приведены коэффициенты местных сопротивлений ξ_{m_i} , наиболее часто встречающихся на практике.

Гидравлическое сопротивление определяют для аппарата известной конструкции и размеров. При этом расчет, например, кожухотрубчатого аппарата значительно отличается от аппарата воздушного охлаждения, пластинчатого или спирального теплообменника. В специальной литературе для каждого типа теплообменных аппаратов приводится методика гидравлического расчета, учитывающая специфику их устройства и работы. Иногда на основе обработки экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению теплообменников приводятся эмпирические уравнения, которые имеют ограниченное применение и пригодны только для аппаратов данного типа.