

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Казанский национальный исследовательский технологический университет
Бугульминский филиал**

И.А. Мутугуллина

**УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ
АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
(АВО)**

Учебное пособие

**Бугульма
2017**

УДК 621
ББК 30.11
М 64

Составитель зав.кафедрой И.А. Мутугуллина

Устройство и расчет аппаратов воздушного охлаждения (АВО): учебное пособие /
И.А. Мутугуллина. – Бугульма:, 2017. – 80 с.

Составлены в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению 15.03.02 «Технологические машины и оборудование».

Представлены основные типы и конструкции аппаратов воздушного охлаждения. Особое внимание уделено конструктивным особенностям теплообменников. Рассмотрены аппараты воздушного охлаждения общего и специального назначения. Приведен пример теплового, гидродинамического, аэродинамического и прочностного расчетов аппарата воздушного охлаждения зигзагообразного типа.

Предназначено для студентов всех форм обучения технических специальностей, изучающих дисциплину «Теплообмен», «Машины и аппараты нефтегазопереработки». Может оказаться полезным аспирантам и преподавателям.

Подготовлены на кафедре технологических машин и оборудования БФ ФГБОУ ВО «КНИТУ».

Печатаются по решению методической комиссии Бугульминского филиала

Рецензенты:

к.т.н., заведующий кафедрой ХТОМ БФ ФГБОУ ВО «КНИТУ» Хасаншина Э.М.

к.т.н., доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» ФГБОУ ВО «КГЭУ» Костылева Е.Е.

© Мутугуллина И.А.

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты предназначены для проведения процессов теплообмена при необходимости нагревания или охлаждения технологической среды с целью ее обработки или утилизации теплоты.

Теплообменная аппаратура составляет весьма значительную часть технологического оборудования в химической и смежных отраслях промышленности. Удельный вес на предприятиях химической промышленности теплообменного оборудования составляет в среднем 15-18%, в нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности – 50%. Значительный объем теплообменного оборудования на химических предприятиях объясняется тем, что почти все основные процессы химической технологии (выпаривание, ректификация, сушка и др.) связаны с необходимостью подвода или отвода теплоты.

В химической и особенно нефтехимической промышленности большую часть теплообменных аппаратов составляют конденсаторы и холодильники. Использование для этих целей аппаратов водяного охлаждения, например кожухотрубчатых или оросительных, связано со значительными расходами воды и, следовательно, с большими эксплуатационными затратами. Для этих целей применяются специальные теплообменные установки – аппараты воздушного охлаждения (АВО).

Аппараты воздушного охлаждения в основном используются там, где применение других систем охлаждения технически не возможно или не целесообразно с экономической точки зрения. Крупные производственные предприятия различных отраслей промышленности, расположенные вдали от природных источников воды, нуждаются в охлаждении технологических жидкостей, паров и газов. Как правило, стоимость аппаратов воздушного охлаждения выше, чем у теплообменников, которые охлаждаются водой. Однако при охлаждении воздухом отсутствуют проблемы с коррозией и

загрязнением, связанные с применением охлаждающей воды, а также отсутствует вероятность смешивания воды с охлаждаемой технологической жидкостью.

Применение аппаратов воздушного охлаждения в качестве холодильников-конденсаторов имеет ряд преимуществ: исключаются затраты на подготовку и перекачку воды; снижаются трудоемкость и стоимость ремонтных работ; иногда требуется мойка труб от пыли; упрощается регулирование процесса охлаждения и т.п.

Автор выражает благодарность рецензентам и главному конструктору конструкторско-технологической службы Бугульминского механического завода ПАО «Татнефть» Маякину К.Ю. за ценные замечания и предложения.

1. ВИДЫ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ (АВО)

Аппарат воздушного охлаждения (рис. 1.1.) состоит из одной или нескольких теплообменных секций, установленных на металлоконструкции, вентиляторов, которые прокачивают потоки воздуха через теплообменник и приводов вентиляторов (электродвигателей). Вентиляторы устанавливаются в специальных диффузорах, которые предназначены для повышения эффективности и направления воздушного потока. Диффузор вентилятора представляет собой обечайку цилиндрической формы, внутри которой размещен сам вентилятор. Теплообменная секция состоит из оребренных трубок, через которые протекает охлаждаемая среда, и коллекторов, к которым подключаются подающий и отводящий трубопроводы и которые распределяют охлаждаемую среду равномерно по трубкам теплообменника. Технологическая среда, которую требуется охладить, поступает в трубки теплообменника. Тепло передается от жидкости к трубкам, а от трубок к ребрам и далее к воздуху, который отводит тепло от теплообменника в окружающую среду.

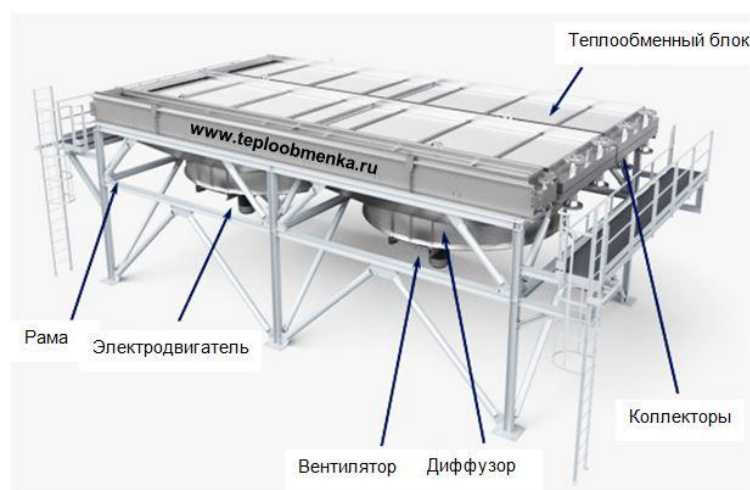


Рисунок 1.1 – Схема АВО

Существует два исполнения аппаратов воздушного охлаждения

- аппараты с естественной конвекцией воздуха через теплообменник
- аппараты с принудительной циркуляцией воздуха, которая осуществляется с помощью вентиляторов.

Аппараты воздушного охлаждения с принудительной циркуляцией воздуха применяются значительно чаще, т.к. их эффективность намного выше. Теплообменники с естественной конвекцией применяются в специальных случаях, где технологические процессы требуют обеспечения небольших скоростей воздуха, например в некоторых типах холодильных камер.

По способу принудительной подачи охлаждающего воздуха на теплообменную поверхность аппараты подразделяют на два вида:

- нагнетательный;
- вытяжной.

Вентиляторы нагнетают воздух на теплообменник

Взаимное расположение теплообменника и вентиляторов обеспечивает нагнетание воздушных масс на теплообменную секцию. При этом достигается высокая турбулентность воздушного потока на входе в теплообменник и как следствие более эффективная теплопередача. При горизонтальном исполнении обеспечивается легкий доступ к электромотору и вентилятору для проведения технического обслуживания, а также исключается влияние нагретого воздуха на данные элементы.

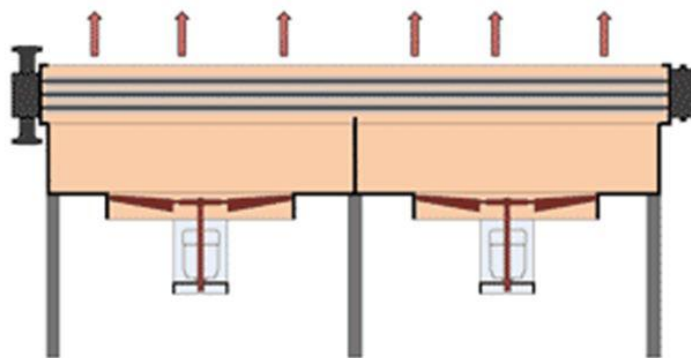


Рисунок 1.2 – Схема нагнетания воздуха

Однако из-за относительно небольшой скорости воздушных масс на выходе повышается вероятность рециркуляции теплого воздуха, из-за которой производительность аппарата снижается. Таким образом, для достижения необходимой производительности требуется применение более мощных вентиляторов или увеличение теплообменных поверхностей. Также важной проблемой горизонтального исполнения является незащищенность теплообменной секции и вентиляторов от воздействия природных факторов (снег, град), что ограничивает его применение в некоторых климатических зонах.

Вентиляторы протягивают воздух через теплообменник

Расположение вентиляторов обеспечивает протягивание воздуха через теплообменную секцию, что обеспечивает высокие скорости воздуха на выходе и исключает вероятность рециркуляции нагретых воздушных масс. У аппаратов с горизонтальным исполнением достигается хорошая защищенность теплообменной секции от воздействия природных факторов, т.к. теплообменник расположен под кожухом и вентиляторами.

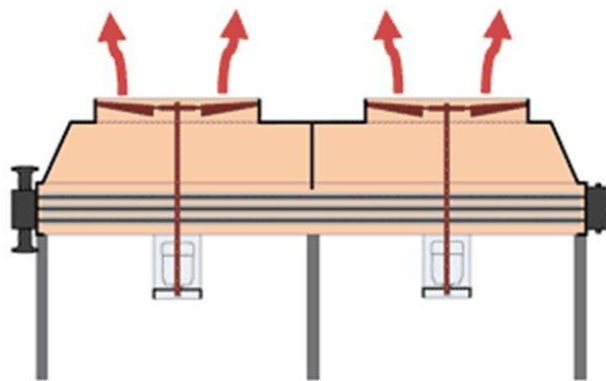


Рисунок 1.3 – Схема протягивая воздуха

При протягивании вентилятором воздуха через теплообменник требуется больше энергии, чем при нагнетании на теплообменник, т.к. объемный расход нагретого воздуха выше. Однако данный недостаток

компенсируется благодаря более равномерному распределению воздушного потока по площади теплообменника.

По расположению теплообменных секций в пространстве аппараты подразделяют на: горизонтальные, вертикальные, зигзагообразные и дельтаобразные.

По условиям эксплуатации аппараты могут быть снабжены дополнительными устройствами, обеспечивающими рециркуляцию нагретого в теплообменных секциях воздуха, для предотвращения переохлаждения продукта в зимнее время. По этому признаку аппараты подразделяют следующим образом:

- а) без рециркуляции (рис. 1.4);
- б) с внутренней рециркуляцией через соседний вентилятор (рис. 1.5);
- в) с внешним коробом для рециркуляции (рис. 1.6).

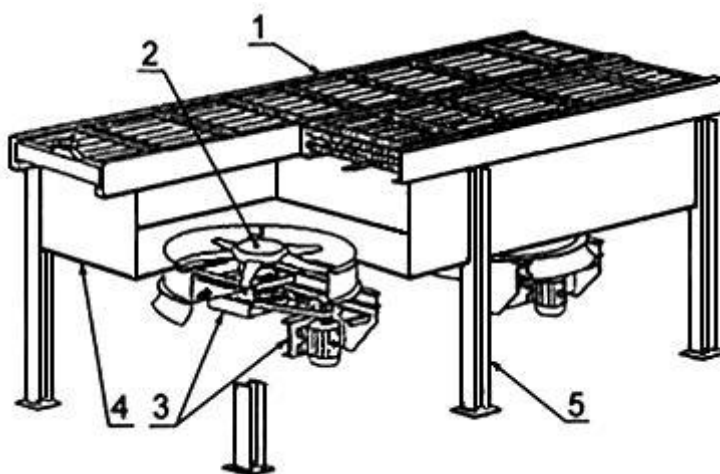


Рисунок 1.4 – Аппарат воздушного охлаждения без рециркуляции

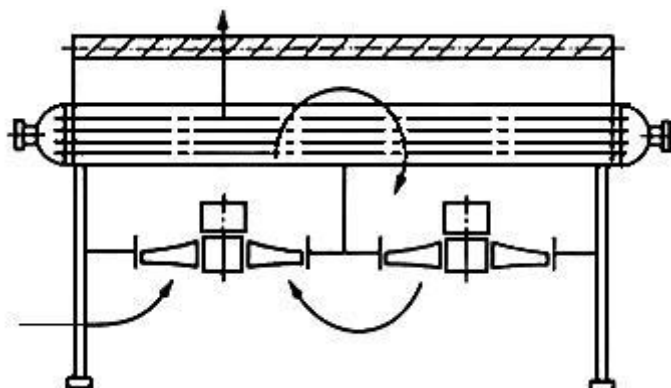


Рисунок 1.5 – Аппарат воздушного охлаждения с внутренней рециркуляцией

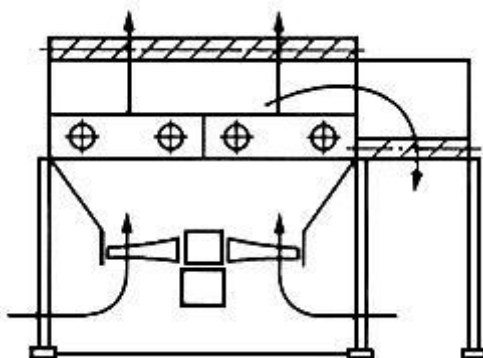


Рисунок 1.6 – Аппарат воздушного охлаждения с внешней рециркуляцией

В зависимости от конструкции камер теплообменных секций аппараты могут быть:

- с разъемными камерами на давление до 6,3 МПа;
- с цельносварными камерами с пробками на давление до 10 МПа;
- с трубчатыми камерами на давление свыше 10 МПа.

Основные типы камер приведены на рисунке 1.7.

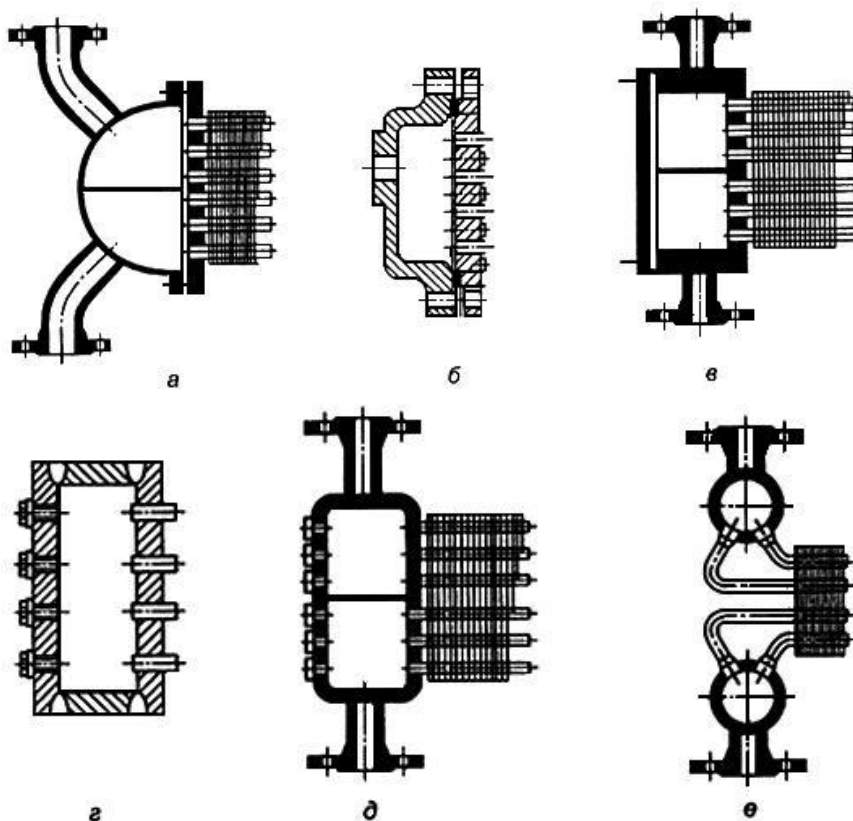


Рисунок 1.7 - Основные типы камер теплообменных секций

На рисунке 1.7 буквами обозначены: а, б, в - разъемные камеры на давление до 6,3 МПа; г, д - цельносварные камеры с пробками на давление до 10,0 МПа; е - трубчатые камеры на давление свыше 10,0 МПа

Дополнительно аппараты могут быть оснащены:

- увлажнителем воздуха, необходимым для снятия пиковых нагрузок в летнее время;

- подогревателем воздуха, устанавливаемым перед теплообменной секцией в потоке воздуха;

- подогревателем продукта типа «труба в трубе», конструктивно объединенным с трубным пучком теплообменной секции;

- жалюзийным устройством;

- приводами изменения угла наклона лопаток жалюзи и лопастей вентилятора.

Аппараты воздушного охлаждения общего назначения предназначены для конденсации, охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред с температурой от -40 до 300 °С, давлением до 6,4 МПа. Стандартизованные АВО общего назначения делятся на три основных типа:

- аппарат воздушный горизонтальный – АВГ;
- аппарат воздушный зигзагообразный – АВЗ и АВЗ-Д;
- аппарат воздушный малопоточный – АВМ.

Кроме аппаратов общего назначения промышленностью серийно выпускаются нормализованные аппараты специального назначения: АВГ-Т - трехконтурные; АВГ-В - для охлаждения вязких продуктов; АВГ-ВВ - для охлаждения высоковязких продуктов; АВОВ - для охлаждения воды; АВГ-160, АВГ-125, АВГП-160 - для охлаждения природного газа.

В последние годы все более широкое применение получают блочно-модульные АВО: АВГ-БМ. Преимущества данного типа заключается в конструкции, состоящей из отдельных модулей: блок опорной металлоконструкции, блок вентиляторный, блок секции теплообменной.

Применение менее мощных подвесных электродвигателей в сочетании с отсутствием необходимости сложной сборки аппарата на месте монтажа дают значительные преимущества данному типу.

Конструкция аппаратов, их основные параметры и размеры, а также условное обозначение должны соответствовать нормативной и конструкторской документации.

Контрольные вопросы

1. Назначение аппаратов воздушного охлаждения.
2. Основные элементы конструкции АВО.
3. На какие два вида подразделяют АВО по способу принудительной подачи охлаждающего воздуха на теплообменную поверхность?
4. На какие аппараты подразделяют АВО по расположению теплообменных секций в пространстве?
5. Какими дополнительными устройствами, обеспечивающими рециркуляцию нагретого в теплообменных секциях воздуха, могут быть снабжены АВО?
6. Виды АВО в зависимости от конструкции камер теплообменных секций.
7. Чем дополнительно могут быть оснащены аппараты АВО?
8. Типы АВО общего назначения.
9. Типы АВО специального назначения.
10. Преимущества блочно-модульных АВО.

2. ЭЛЕМЕНТЫ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ (АВО)

2.1 Теплообменные секции

Основным элементом аппаратов охлаждения являются теплообменные секции, теплообменную поверхность которых составляют из оребренных труб, закрепленных в трубных решетках в четыре, шесть либо восемь рядов и т.д. Трубы обычно располагают по вершинам равностороннего треугольника, так как коридорное расположение обеспечивает намного более низкую теплоотдачу. К трубным решеткам присоединены крышки, внутренняя полость которых служит для распределения охлаждаемого потока жидкости по трубам. По сторонам секций установлены боковые стенки, которые удерживают трубы, трубные решетки и крышки в определенном положении. Секции располагают горизонтально, вертикально или наклонно, что определяет тип АВО.



Рисунок 2.1 – Теплообменные секции АВО

Секции изготавливаются:

- по применению в аппаратах воздушного охлаждения: горизонтальные (типа АВМ-Г, АВГ, АВГ-В, АВГ-Т); вертикальные (типа АВМ-В) и зигзагообразные (типа АВЗ);

- по количеству рядов труб в секции: четырех-, шести- и восьмирядные;

- по числу ходов в трубном пространстве: одно-, двух-, трех-, четырех-, шести- и восьмиходовые;

- теплообменные трубы изготавливаются способом поперечно-винтового накатывания ребер на алюминиевой трубе, надетой на несущую трубу (латунную, стальную, жаропрочную, нержавеющей), с образованием биметаллической оребренной трубы. Коэффициент оребрения $\varphi = 7,8; 9; 14,6; 20$;

- по длине труб: 1,5; 3; 4; 6; 8 и 12 м.

При изготовлении по индивидуальному техническому проекту возможно применение и другого количества рядов, ходов и длин труб.

Охлаждение различных жидких теплоносителей осуществляется за счет теплообмена с воздухом. Процесс достаточно интенсивный, так как используются оребренные трубы, оснащенные турбулизаторами воздушного потока (рисунок 2.2), площадь наружной поверхности которых в 10 - 25 раз больше площади их внутренней поверхности.

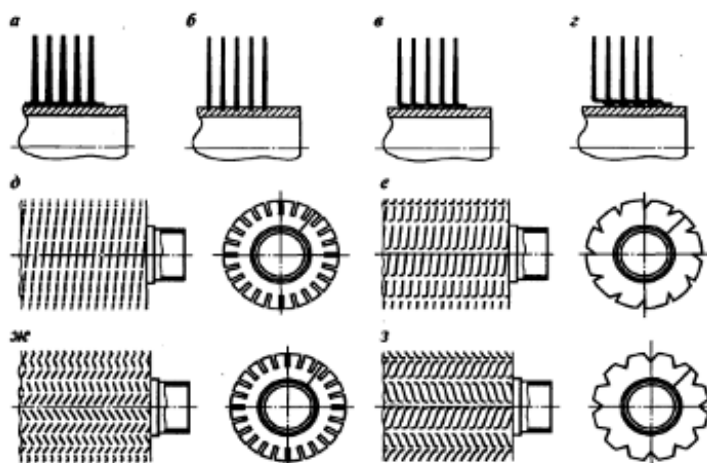


Рисунок 2.2 – Оребренные трубы

Буквами на рисунке 2.2 обозначены: а – трубы с накатанным оребрением;

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

Поперечно-винтовое накатывание ребер на алюминиевой трубе, напрессованной на гладкую латунную или стальную несущую трубу, с образованием биметаллической оребренной трубы применяют при исполнениях теплообменной секции.

Оребренная труба – сложная конструкция, каждый элемент которой выполняет особую функцию: внутренняя трубка функционирует как несущий элемент, который устойчив к воздействию избыточного давления и коррозии, а внешние ребра из алюминия, из-за своей развитой поверхности, создают хорошую теплопередачу от продукта к окружающему воздуху.

Трубы для стандартизованных отечественных аппаратов воздушного охлаждения имеют наружное оребрение двух типов исполнения. Это:

- биметаллическая труба, состоящая из внутренней гладкой (стальной или латунной) и наружной (алюминиевой) с накатанным винтовым ребром исполнение Б;



Рисунок 2.3. - Трубы оребренные биметаллические
ЛАТУНЬ+АЛЮМИНИЙ

- монометаллическая труба с накатанным винтовым (спиральным) ребром исполнение М.



Рисунок 2.4 - Трубы оребренные монометаллические МЕДЬ

2.2 Вентилятор

Вторым необходимым элементом любого типа АВО является вентилятор (рис. 2.5), который, вращаясь в полости коллектора, нагнетает воздух через межтрубное пространство секций. Значительные расходы воздуха в аппаратах воздушного охлаждения при сравнительно небольших статических напора (100 - 400 Па) обеспечиваются осевыми вентиляторами с числом лопастей 4, 6 и 8 и диаметром 0,8 - 6,0 м. Лопастей вентилятора закрыты цилиндрическим коллектором, служащим для лучшей организации движения воздушного потока. Коллектор соединяется с теплообменными секциями посредством диффузора, форма которого способствует выравниванию потока воздуха по сечению теплообменной секции. Диффузор и коллектор вентилятора крепятся к раме, на которой установлены теплообменные секции. Осевой вентилятор с приводом смонтирован на отдельной раме.

В связи с переменным характером нагрузки аппарата, зависящей от технологического режима, температуры и влажности воздуха, вентиляторы

должны иметь возможность регулирования расхода воздуха в широком диапазоне.



Рисунок 2.5 – Вентилятор АВО

Система регулирования должна обеспечивать требования технологии независимо от изменения режима работы вентилятора. Регулирование расхода воздуха производится несколькими способами:

- 1) изменением расхода охлаждающего воздуха, подаваемого в теплообменные секции;
- 2) подогревом воздуха (в зимний период) на входе в АВО;
- 3) перепуском части технологического потока по байпасным линиям через регулирующие клапаны;
- 4) увлажнением охлаждающего воздуха и поверхности теплообмена, позволяющим снизить температуру охлаждающего воздуха при высокой его температуре в летний период.

Наиболее распространенным способом регулирования является изменение расхода охлаждающего воздуха, которое осуществляется:

- путем использования двухскоростных электродвигателей, что позволяет иметь две локальные величины расхода воздуха и третью -

минимальную величину при остановленном вентиляторе (в зимний период при низкой температуре окружающего воздуха аппарат может работать с отключенным вентилятором, при этом охлаждение продукта происходит за счет естественной конвекции). Данный способ является наиболее практичным и экономичным;

- путем плавного регулирования скорости вращения вентилятора применением электродвигателя с переменным числом оборотов, гидропривода, гидромуфт, вариатора, коробки скоростей и т.д.;

- путем регулирования угла поворота лопасти вентилятора. Изменение угла производится вручную при остановленном вентиляторе переустановкой каждой лопасти отдельно или автоматически при использовании пневматического или электромеханического привода. Ступенчатое изменение угла поворота лопастей с остановкой вентилятора предусматривают для сезонного регулирования. Автоматическое регулирование позволяет поддерживать выходную температуру охлаждаемого продукта с точностью до $\pm 1^{\circ}\text{C}$;

- установкой специальных жалюзийных устройств, располагаемых как до вентилятора, так и после теплообменных секций. Жалюзийные устройства могут снабжаться ручным или пневматическим приводом. При повороте жалюзийных элементов уменьшается расход воздуха и увеличивается диапазон рабочих режимов, но при этом такое регулирование сопровождается снижением КПД вентилятора.

В современных конструкциях АВО применяют совместное регулирование несколькими способами, сочетание которых дает возможность обеспечить экономию электроэнергии и стабилизацию выходной температуры.

Вентиляторы могут быть оснащены следующими видами приводов:

- непосредственный (колесо вентилятора установлено на вал электродвигателя с использованием шпоночного соединения);

- с клиноременной передачей;
- редукторный.

Типы приводов приведены на рисунках 2.6 и 2.7.

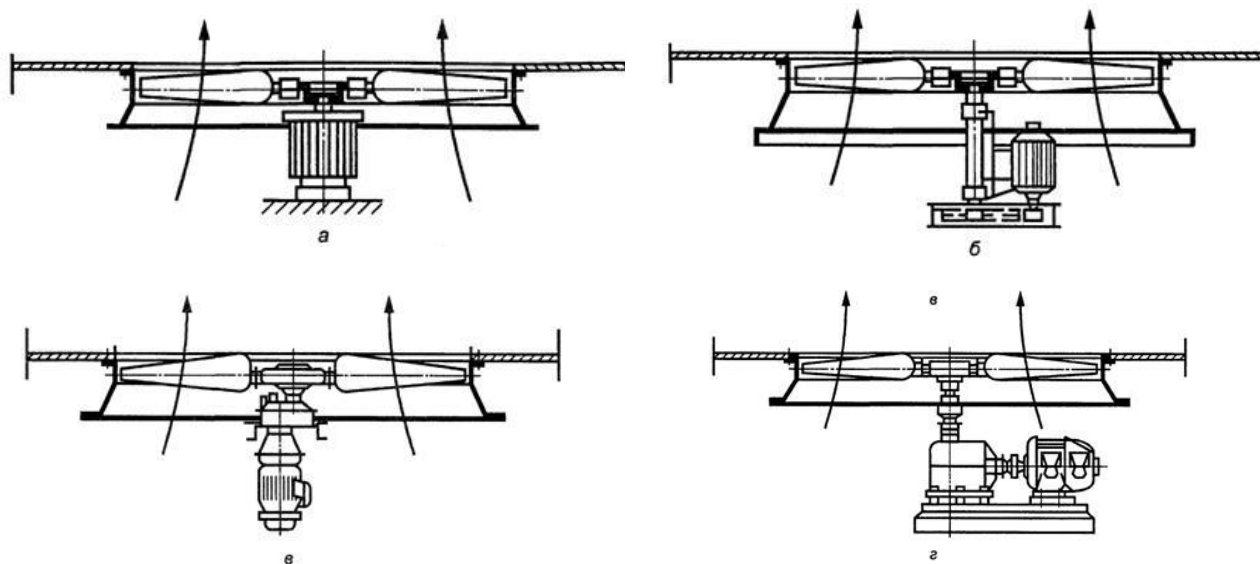


Рисунок 2.6 – Приводы аппаратов нагнетательного вида:

- а - непосредственный; б - клиноременный;
- в - редуктор с параллельными валами;
- г - редуктор с перпендикулярными валами

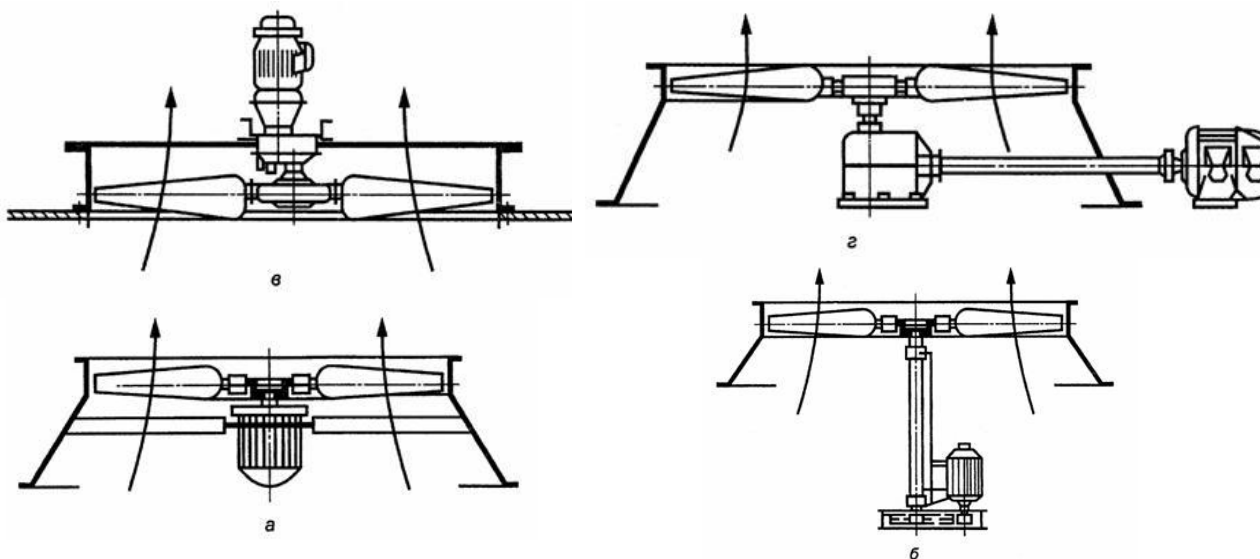


Рисунок 2.7 – Приводы аппаратов вытяжного вида:

- а - непосредственный; б - клиноременный;
- в - редуктор с параллельными валами;
- г - редуктор с перпендикулярными валами

2.3 Опорные конструкции

Опорные конструкции, на которых монтируются элементы аппарата, выполняются металлическими или железобетонными. Они включают продольные и поперечные опорные балки, выполняемые, как правило, из стандартных двутавров, стойки (обычно отрезки стандартных труб на опорных пластинах), косынки и ребра жесткости. Стойки смонтированы на фундаменте и закреплены на нем анкерными болтами.

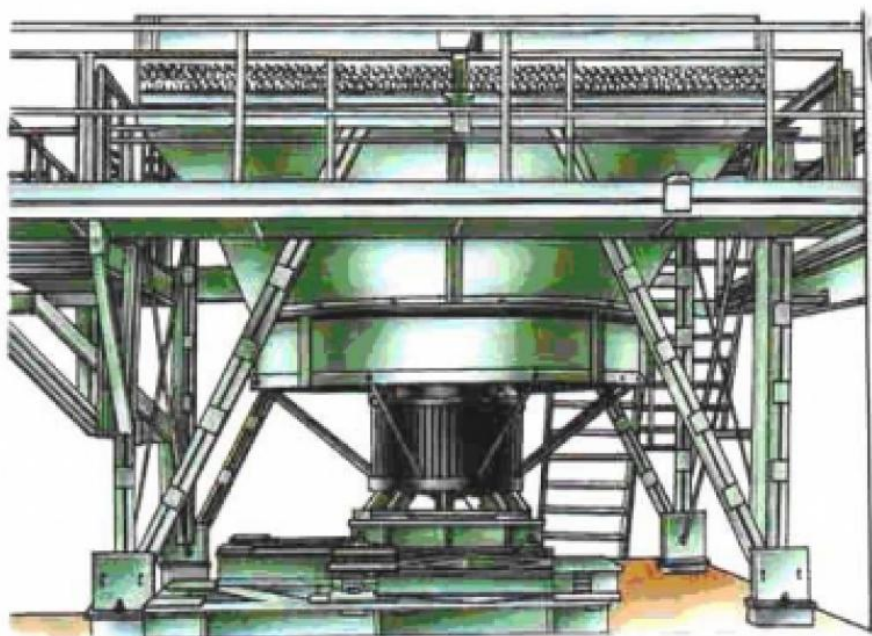


Рисунок 2.8 – Опорные металлоконструкции АВО

2.4 Дополнительные элементы АВО

Жалюзи. Аппараты воздушного охлаждения по желанию заказчика могут быть дополнительно оборудованы системой жалюзи. Жалюзи АВО (рисунок 2.9) выпускают и с ручной регулировкой, и с пневмоприводом поворота заслонок. Аппараты с системой рециркуляции, состоят из панелей, жалюзи верхних, боковых и переточных. Также, в зависимости от аппарата,

жалюзи АВО могут комплектоваться устройствами с ручным или пневматическим приводом поворота заслонок, а также увлажнителем и подогревателем воздуха.

Жалюзи предназначены для регулирования работы аппаратов в режиме естественной конвекции с применением регулировки поворота лопаток.



Рисунок 2.9 – Жалюзи АВО

Технические требования к жалюзи соответствуют ГОСТ Р 51364.

Нередко жалюзи АВО используются на объектах газодобычи, где влажность газа остается некоторое время высокой. Для защиты от гидратообразования помогает оборудование, оснащенное жалюзи АВО. Путем изменения положения жалюзи, а также частоты вращения вентиляторов осуществляется защита от гидратообразования. Также жалюзи помогают плавно и точно регулировать температуру газообразных и других веществ на выходе.

Алюминиевые жалюзийные устройства (рис. 2.10) аппаратов воздушного охлаждения (АВО) представляют собой металлоконструкцию, изготовленную из алюминия, удерживающую лопатки жалюзи и обеспечивающую их синхронное перемещение. Жалюзи не являются взрывопожароопасным изделием и не работают под давлением, в процессе работы не вызывают искрообразование.



Рисунок 2.10 – Алюминиевые жалюзийные устройства

В качестве преимуществ алюминиевых жалюзийных устройств следует отметить следующие:

- полностью алюминиевая конструкция значительно увеличивает срок службы жалюзийных устройств, а также их безотказную работу на протяжении всего срока эксплуатации;
- изготовление каркаса и лопаток из прессованных алюминиевых профилей обеспечивает жесткость всей конструкции и позволяет сохранить геометрические размеры, необходимые для эффективной работы устройства, даже под воздействием снеговой нагрузки и деформаций во время монтажа и эксплуатации;
- в отличие от обычных жалюзи, предлагаемые алюминиевые жалюзи не требуют покраски и соответственно, кроме эстетического эффекта, значительно упрощают их обслуживание во время эксплуатации за счет

экономии средств и времени на обновление защитного лакокрасочного покрытия.

Система рециркуляции воздуха (Р) предназначена для регулирования потоков охлаждающего воздуха при помощи принудительной и естественной конвекции воздуха. Система рециркуляции воздуха состоит из рециркуляционных и переточных камер и жалюзийных решеток, обеспечивающих организацию режимов циркуляции (движения) нагретого в теплообменных секциях воздуха, и служит для предотвращения переохлаждения продукта в зимнее время посредством изменения угла наклона лопаток жалюзи.

Подогреватели воздуха предназначены для предварительного подогрева воздуха, поступающего в теплообменные секции с целью предупреждения переохлаждения продукта в аппаратах АВГ, 2АВГ, АВГ-В. Подогреватели продукта служат для подогрева продукта, находящего в трубах секции аппаратов АВГ-ВВ.

Вибропреобразователи колебаний предназначены для преобразования механических колебаний в электрические и передачи электрических колебаний на щит управления аппарата к датчику вибрации. Частотный преобразователь (ЧП), предназначен для дистанционного регулирования скорости вращения колес вентиляторов. Тип ЧП устанавливается в зависимости от технических характеристик электродвигателя.

2.5 Основные параметры аппаратов воздушного охлаждения

Основными параметрами при выборе и проектировании АВО являются:

- производительность,
- расчетное давление,
- расчетная температура,
- материал труб теплообменника (зависит от теплоносителя).

Также при выборе АВО значение имеют такие параметры как:

- объем внутреннего контура (объем заправки),
- площадь поверхности теплопередачи,
- диаметр и тип подключений теплоносителя,
- массогабаритные характеристики.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные элементы аппаратов воздушного охлаждения.
2. Какие трубы используют в АВО?
3. Как располагают теплообменные секции АВО?
4. На какие виды подразделяются теплообменные секции АВО по применению? По количеству труб в секции? По числу ходов в трубном пространстве?
5. Каким способом изготавливают теплообменные трубы?
6. Трубы для стандартизованных отечественных аппаратов имеют наружное оребрение двух типов исполнения. Назовите эти типы.
7. Какими способами происходит регулирование расхода воздуха?
8. Перечислите типы приводов вентилятора, охарактеризуйте каждый тип
9. Поясните элементы опорных металлоконструкций
10. Чем дополнительно могут быть оснащены АВО?
11. Назначение и принцип работы жалюзи?
12. Преимущества алюминиевых жалюзи.

3. ОБЗОР ОСНОВНЫХ ТИПОВ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

3.1 Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные (АВГ)

Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные АВГ (рис. 3.1) предназначены для конденсации и охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред, применяемых в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической и смежных отраслей химической промышленности.

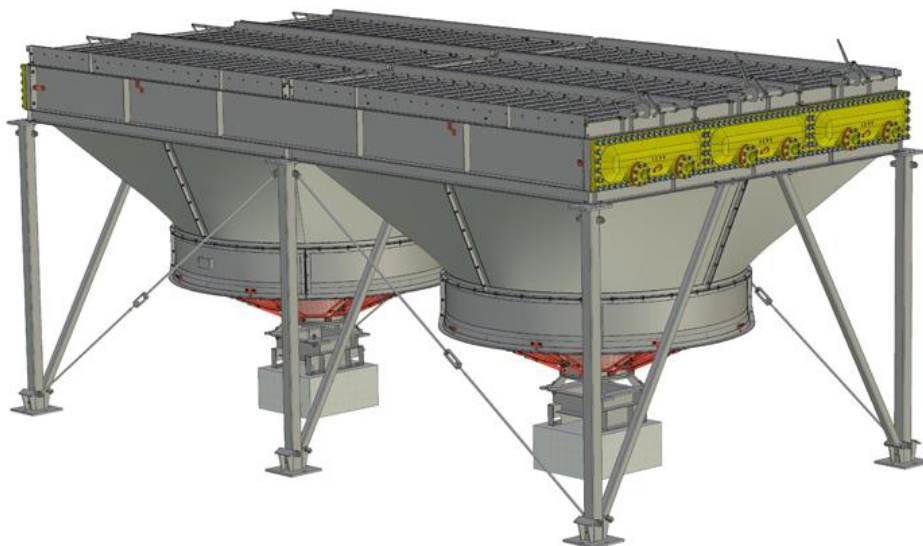


Рисунок 3.1 – Общий вид горизонтального АВО

Принцип действия аппаратов типа АВГ состоит в охлаждении рабочей среды, циркулирующей по трубным секциям, за счет воздуха, проходящего сквозь секции и нагнетаемого специальными мощными вентиляторами.

В аппаратах АВГ применяются биметаллические оребренные трубы длиной 4, 8 или 12 м, которые способствуют максимальному теплообмену с охладителем, то есть воздухом.

Трубные секции (3 шт.), которые группируют по 4, 6 или 8 рядов труб, устанавливаются на металлический каркас на опорах, высота которых позволяет размещать снизу промышленные приводные вентиляторы. Лопasti вентилятора, изготовленный из алюминия или композитного материала, вращаются внутри воздушного коллектора и, тем самым, нагнетают воздух в пространство между секциями.

3.1.1 Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные 2АВГ

Аппараты воздушного охлаждения 2АВГ (рис. 3.2) предназначены для охлаждения жидких и парообразных сред в нефтеперерабатывающих производствах, нефтехимических и в производствах смежных отраслей.

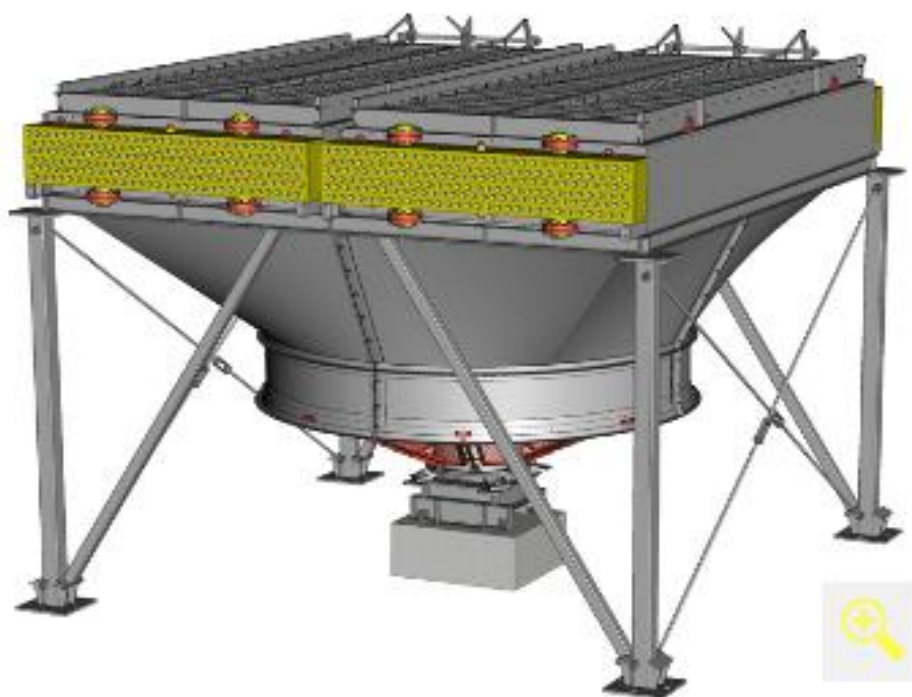


Рисунок 3.2 – Аппарат воздушного охлаждения 2 АВГ

При необходимости аппараты могут быть снабжены блоком рециркуляции нагретого воздуха (для предотвращения переохлаждения продукта). Аппарат воздушного охлаждения 2АВГ состоит из двух трубных

секций, собранных из оребренных биметаллических труб со сварными камерами. Оребрение получают навивкой, как правило, алюминиевой ленты на трубы, причем навивка может осуществляться с натягом ленты или в предварительно накатанную канавку глубиной до 0,5 мм и подвальцовкой основания ленты металлом несущей трубы для большей жесткости и уменьшения термического сопротивления.

Секции расположены горизонтально, смонтированы на металлической конструкции. Колесо вентилятора с приводом размещается на отдельной раме в нижней части аппарата. Поток воздуха, образуемый при вращении колеса вентилятора, проходит через межтрубное пространство секций, охлаждая продукт. Аппарат по требованию заказчика комплектуется САУ.

3.2.2 Аппарат воздушного охлаждения АВГ-В

Аппарат воздушного охлаждения 1АВГ-В (рис. 3.3) предназначен для охлаждения высоковязких продуктов (с вязкостью на выходе более 2-10-4 м²/с, или 200 сСт) в нефтеперерабатывающей, нефтехимической и смежных отраслях промышленности.



Рисунок 3.3 – Аппарат воздушного охлаждения 1 АВГ-В

Аппарат состоит из трех горизонтально расположенных трубных секций, составленных из оребренных биметаллических труб. Конструктивной особенностью аппарата является пониженный коэффициент оребрения $\phi=7,8$ при диаметре несущей трубы 38 мм. Секции монтируются на металлической конструкции. Привод колеса вентилятора размещается на отдельной раме. Колесо вентилятора, вращаясь в полости коллектора, прогоняет воздух через межтрубное пространство, охлаждая продукт.

Агрегаты типа АВГ-В могут быть укомплектованы:

- жалюзи с ручным или электроприводом;
- системой внутренней и внешней рециркуляции нагретого воздуха;
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем.

3.1.3 Аппарат воздушного охлаждения АВГ-ВВ

Аппарат типа АВГ-ВВ (рис. 3.4) представляет собой змеевик с трубками увеличенного проходного сечения. Если для стандартных койлов используются трубки диаметром 6...16 мм, то для охлаждения сверхвязких продуктов необходимо применения трубок проходным диаметром от 20 мм и выше.

Однако здесь также необходимо соблюдать баланс. При повышении диаметра трубок, снижается их концентрация в пакете ламели, что приводит к снижению теплообменной поверхности, и падению теплосъема с агрегата. С другой стороны, пониженный диаметр приводит к неоправданно увеличенным потерям давления в самом теплообменнике, что приводит к необходимости использовать насосы повышенного напора, и повышенной стоимости. На объектах средних и больших мощностей может получиться так, что выгода от использования трубок меньшего диаметра будет в несколько раз меньше, чем потери на увеличение стоимости дорогостоящего насосного оборудования

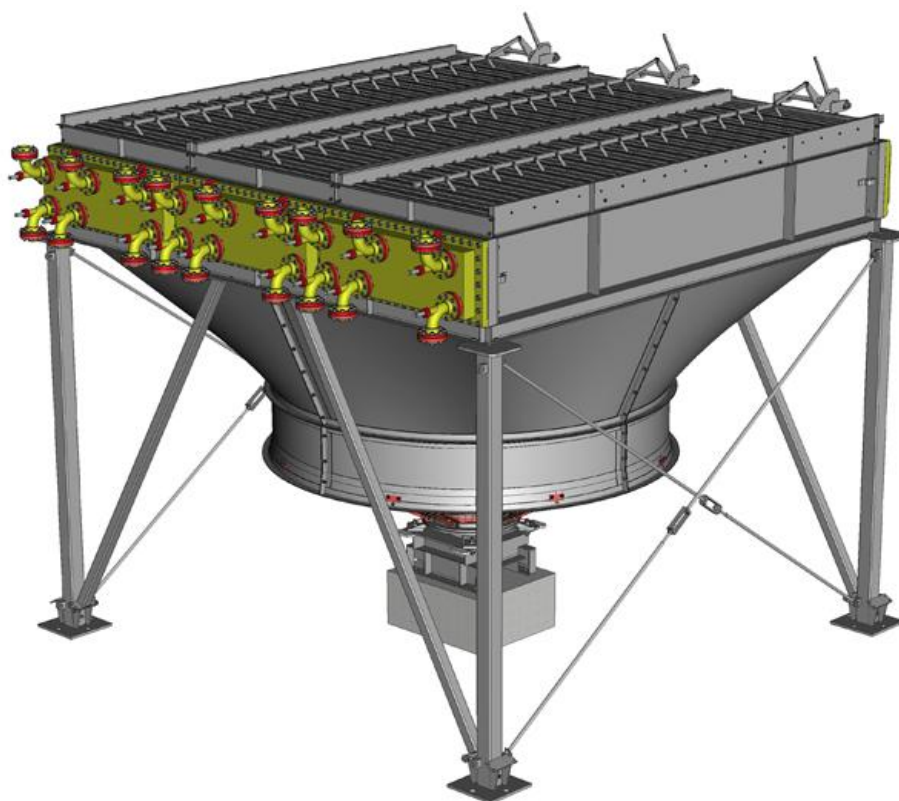


Рисунок 3.4 – Конструкция АВО высоковязких продуктов АВГ-ВВ

Такие теплообменные агрегаты позволяют охлаждать высоковязкие жидкости кинематической вязкостью порядка 250 сСт, а иногда и выше. В специальном термостойком исполнении данные АВО работают при повышенных давлениях и температурах, вплоть до плюс 350⁰С, что позволяет использовать такое оборудование во всех отраслях нефтеперерабатывающей и химической промышленности.

3.1.4 Аппарат воздушного охлаждения газа АВГ-160Г

Аппараты воздушного охлаждения газа АВГ-160Г предназначены для охлаждения природного газа и конденсации жидких углеводородов. Конструкция АВГ-160Г представлена на рисунке 3.5.

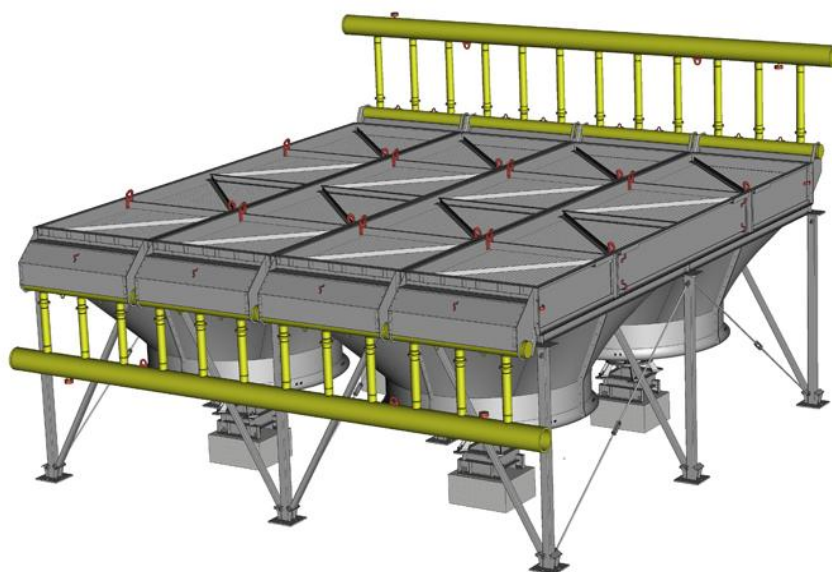


Рисунок 3.5 – Конструкция АВГ-160Г

В зависимости от применяемых материалов агрегаты АВГ-160Г могут быть использованы при температуре среды до плюс 300° С и давлении до 16 МПа (160 кгс/см²)

Принцип действия аппаратов воздушного охлаждения 1АВГ-160 заключается в подаче воздуха под наддувом между трубами. Проходя в межтрубном пространстве, воздух забирает часть тепла, тем самым охлаждая и конденсируя газ.

Агрегаты воздушного охлаждения предназначены для работы в макроклиматических районах со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 40°С (исполнение У) и со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 50° С (исполнение УХЛ), с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району. Типовая комплектация аппаратов состоит из металлического каркаса, трубных секций и вентиляторов. По требованию Заказчика возможна дополнительная поставка подогревателей и увлажнителей воздуха, ручных или пневматических жалюзи, рекуператора паров.

Агрегаты типа АВГ-160Г могут комплектоваться:

- жалюзи с ручным или электроприводом;
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем;
- площадками обслуживания.

3.1.5 Аппарат воздушного охлаждения АВГ-БХ

Аппараты воздушного охлаждения АВГ-БХ (рис. 3.6) применяются в различных отраслях промышленности для охлаждения жидких и парообразных сред при помощи воздуха.

Аппараты АВГ-БХ характеризуются наличием двух цельносварных трубных секций - камер, состоящих из биметаллических труб, по которым циркулирует рабочий продукт. В каждой камере размещается по 6 или 8 рядов труб.

Секции закрепляются на металлической рамной конструкции. В нижней части располагаются вентиляторы, которые нагоняют воздух в межтрубное пространство, за счет чего происходит охлаждение и конденсация жидкости или пара

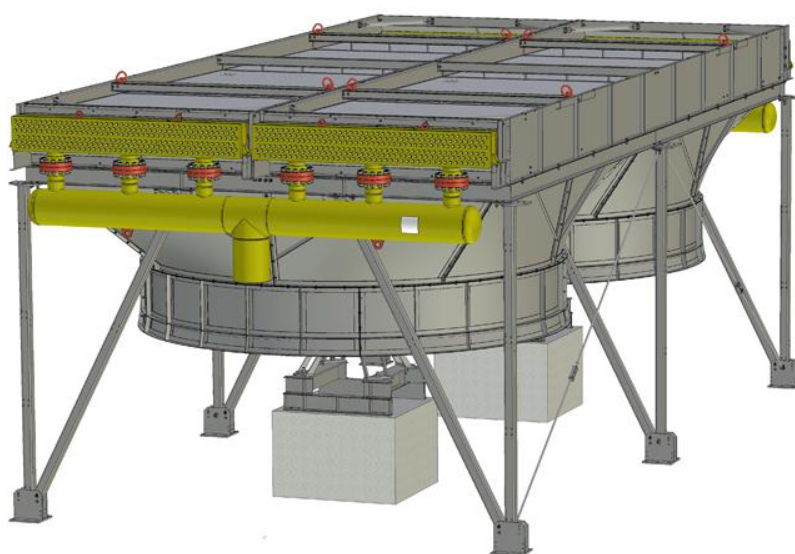


Рисунок 3.6 – Конструкция АВГ-БХ

В конструкцию аппаратов серии АВГ-БХ могут входить пневматические или ручные жалюзи, а также:

- увлажнитель воздуха,
- подогреватель воздуха,
- рекуператор паров.

3.1.6 Аппарат воздушного охлаждения масла (АВО-М)

Аппарат АВО-М (рис. 3.7) предназначен для охлаждения и конденсации газообразных, парообразных и жидких продуктов в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической, газовой и смежных отраслях промышленности. Область применения – охлаждение масла низкого давления на компрессорных станциях магистральных газопроводов. Предназначены для замены аппаратов воздушного охлаждения масла венгерского производства с горизонтальным расположением теплообменных секций, установленных на опорных металлоконструкциях.

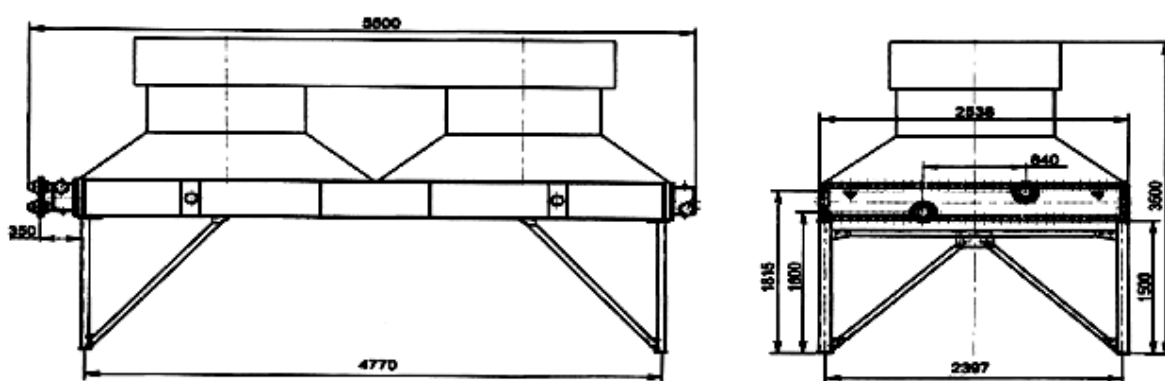


Рисунок 3.7 – Схема АВО-М

Аппарат АВО-М представляет собой усовершенствованную конструкцию существующих АВО. Однако ряд усовершенствований качественно улучшают его эксплуатационные характеристики. Главным отличием нового аппарата является наличие теплообменной

монометаллической алюминиевой оребренной трубы, то есть, трубы, изготовленной из одного алюминия. Это позволяет улучшить процесс теплообмена, повысить ресурс работы аппарата, значительно уменьшить коррозию, снизить массу аппарата, что все приводит к уменьшению его себестоимости.

Аппарат оснащен блоком рециркуляции нагретого воздуха, экономичными электродвигателями, расположенными над теплообменной секцией.

Аппараты предназначены для установки в районах с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району. АВО-М разработан ОАО «ВНИИИНЕФТЕМАШ» и соответствует всем требованиям, предъявляемым к изготовлению и эксплуатации АВО, пригоден как при строительстве новых объектов, так и для замены существующих АВО и секций.

3.2 Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразные

Аппарат воздушного охлаждения «АВЗ» зигзагообразного типа (рис. 3.8) подходит для охлаждения газообразных веществ.



Рисунок 3.8 – Аппарат воздушного охлаждения «АВЗ»

Используются такие устройства только в нефтехимической отрасли. Их отличие заключается в наличии шести секций (рис. 3.9). Сделаны они из биметаллических труб. Как видно из названия, они имеют форму зигзага. При этом угол получается довольно острым. Для фиксации секций предусмотрены специальные горизонтальные упоры. Нижняя платформа довольно прочная. Привод вентилятора монтируется на отдельной раме. Колесо устройства вращается в коллекторе. В некоторых случаях такие аппараты могут оснащаться системой рециркуляции. При этом жалюзи находятся в верхней, а также в боковых частях устройства. В таком случае предотвращается переохлаждение вещества. Особенно это актуально в зимнее время года. Непосредственно вентиляторы также могут устанавливаться разные. Некоторые производители выпускают их из композитных материалов. В таком случае они более долговечны. Площадь теплообмена составляет 2650 на 8480 кв. м. Давление держится на уровне 5 МПа. Вентилятор установлен диаметром 5 м. Мощность электродвигателя колеблется в районе от 30 до 70 кВт. Всего в конструкции предусмотрено одно колесо. Его средняя скорость вращения - 200 оборотов в минуту. В среднем секция состоит из четырех труб. Жалюзи выдерживают давление только до 0.6 МПа. Длина труб составляет 4 м.

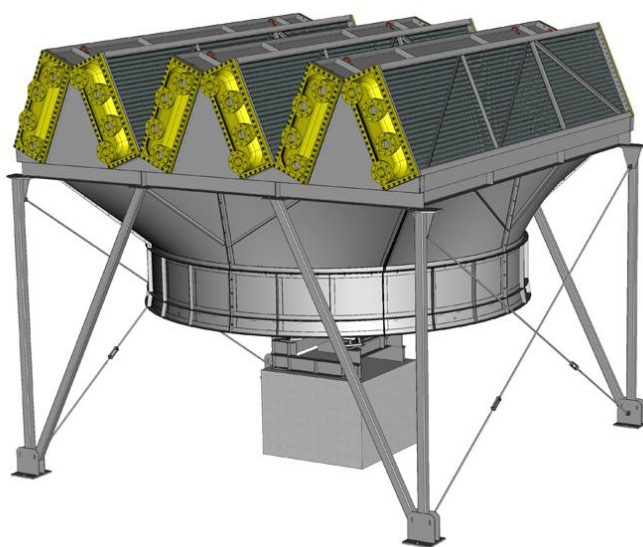


Рисунок 3.10 - Конструкция АВЗ

Агрегаты типа АВЗ могут быть укомплектованы:

- жалюзи с ручным приводом или электроприводом;
- системой внешней рециркуляции воздуха;
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем.

3.2.1 Аппарат воздушного охлаждения зигзагообразный АВЗ-Д

Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразные типа АВЗ-Д (рис. 3.11) предназначены для конденсации и охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред, применяемых в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической и смежных отраслей химической промышленности.

В зависимости от применяемых материалов агрегаты АВЗ-Д могут быть использованы при температуре среды до плюс 300° С и давлении до 6,3 МПа (63 кгс/см²), в том числе под вакуумом до 655 Па (5 мм рт.ст.).

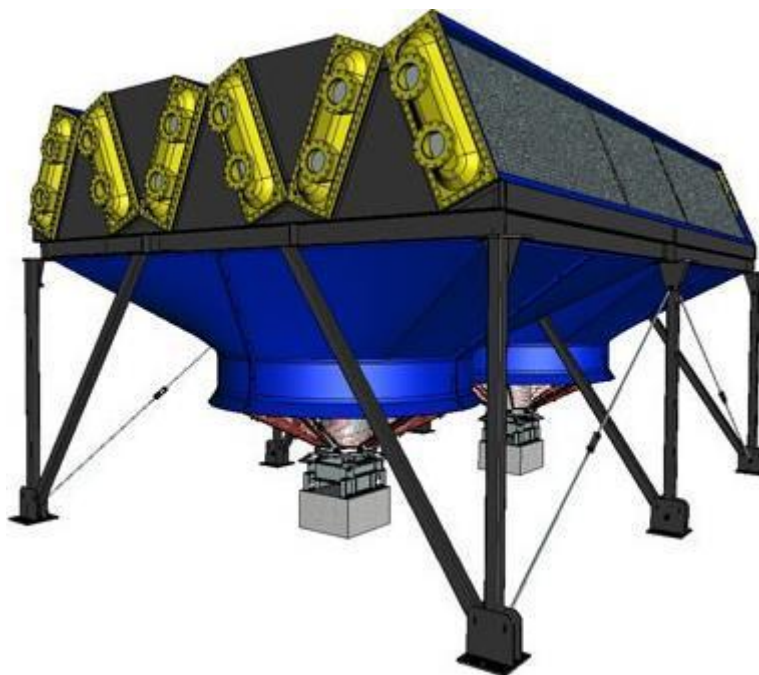


Рисунок 3.11- Конструкция теплообменника АВЗ-Д

Агрегаты типа АВЗ-Д могут быть укомплектованы:

- жалюзи с ручным или электроприводом;
- системой внутренней и внешней рециркуляции нагретого воздуха;
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем.

3.2.2 Аппарат воздушного охлаждения зигзагообразный АВЗ-ПГС

Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразные типа АВЗ-ПГС предназначены для охлаждения парогазовой смеси в унифицированных агрегатах производства аммиака АМ-76. На рисунке 3.12 представлена конструкция агрегата типа АВЗ-ПГС.

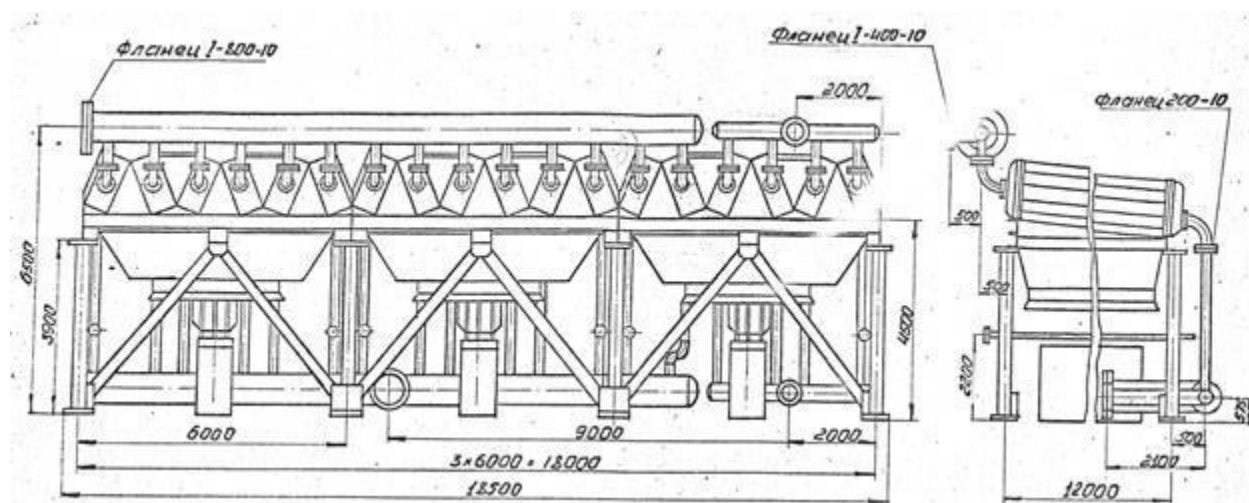


Рисунок 3.12 – Внешний вид АВЗ-ПГС

В зависимости от применяемых материалов агрегаты АВЗ-ПГС могут быть использованы при температуре среды до плюс 300°C и давлении до 0,6 МПа (6 кгс/см²). Агрегаты воздушного охлаждения предназначены для работы в макроклиматических районах со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 40°C (исполнение У) и со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 50°C

(исполнение УХЛ), с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району.

Агрегаты типа АВЗ-ПГС могут быть укомплектованы:

- жалюзи с ручным приводом или электроприводом;
- системой внутренней рециркуляции нагретого воздуха (жалюзи, короб рециркуляции, ветрозащитная юбка);
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем.

3.3 Аппарат воздушного охлаждения блочно-модульного типа БМГ

Данные агрегаты предназначены для конденсации и охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред, применяемых в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической и смежных отраслей химической промышленности. На рисунке 3.13 представлена конструкция БМГ.



Рисунок 3.13 – Конструкция БМГ

В зависимости от применяемых материалов агрегаты БМГ могут быть использованы при температуре среды до плюс 300° С и давлении до 6,3 МПа (63 кгс/см²), в том числе под вакуумом до 655 Па (5 мм рт.ст.). Секции агрегатов воздушного охлаждения предназначены для охлаждения жидкости с вязкостью на выходе до 5×10^{-5} м²/с (50 сСт). Агрегаты типа БМГ предназначены для работы в макроклиматических районах со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 40°С (исполнение У) и со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 50°С (исполнение УХЛ), с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району.

Агрегаты типа БМГ могут быть укомплектованы:

- жалюзи с ручным приводом или электроприводом;
- системой внутренней рециркуляции нагретого воздуха (жалюзи, короб рециркуляции, ветрозащитная юбка);
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем;
- площадками обслуживания.

3.3.1 АВО блочно-модульного типа БМР-100

Аппараты воздушного охлаждения блочно-модульные с внешней рециркуляцией воздуха БМР-100 предназначены для конденсации и охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред, применяемых в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической и смежных отраслей химической промышленности. На рисунке 3.14 представлена конструкция БМР-100.

В зависимости от применяемых материалов аппараты БМР-100 могут быть использованы при температуре среды до плюс 300°С и давлении до 10 МПа (100 кгс/см²), в том числе под вакуумом до 655 Па(5 мм рт.ст.).

Секции агрегатов воздушного охлаждения предназначены для охлаждения жидкости с вязкостью на выходе до $5 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ (50 сСт).

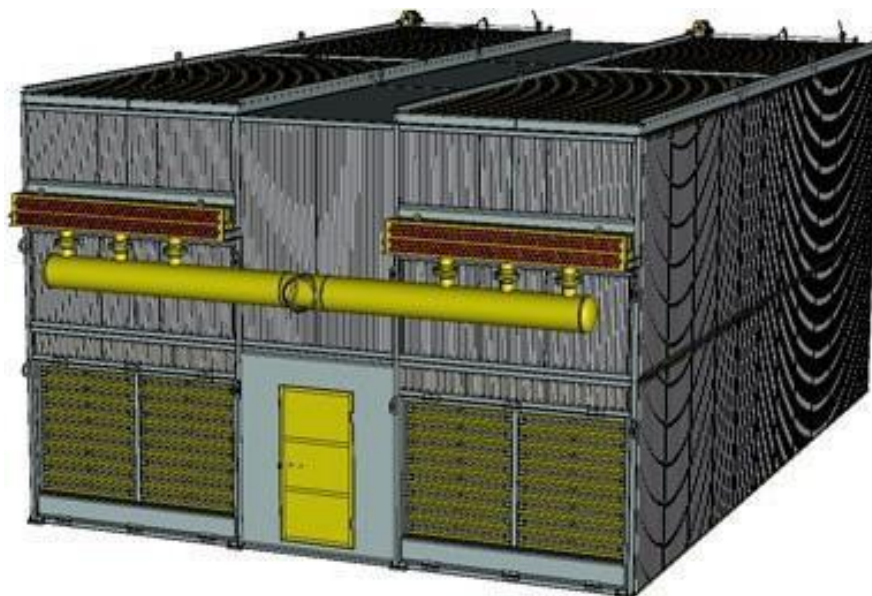


Рисунок 3.14 – Конструкция БМР-100

Агрегаты типа БМР-100 предназначены для работы в макроклиматических районах со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 40°C (исполнение У) и со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 50°C (исполнение УХЛ), с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району.

Агрегаты типа БМР-100 могут быть укомплектованы:

- жалюзи с ручным или электроприводом;
- системой внутренней рециркуляции нагретого воздуха (жалюзи, короб рециркуляции, ветрозащитная юбка);
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем;
- площадками обслуживания.

3.3.2. АВО газа блочно-модульного типа АВГ-БМ-160

Они предназначены для охлаждения газа в технологических процессах нефтегазоперерабатывающей промышленности. На рисунке 3.15 представлена конструкция АВО газа типа АВГ-БМ-160. В зависимости от применяемых материалов агрегаты АВГ-БМ-160 могут быть использованы при температуре среды до плюс 300°С и давлении до 16 МПа (160 кгс/см²). Агрегаты воздушного охлаждения предназначены для работы макроклиматических районах со средней холодной пятидневки не ниже минус 40°С (исполнение У) и со средней температурой воздуха самой холодной пятидневки не ниже минус 50° С (исполнение УХЛ), с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району.

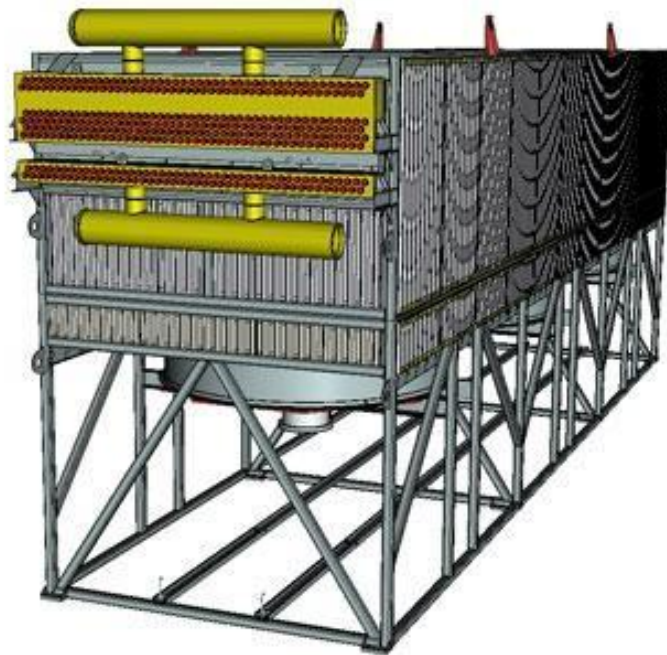


Рисунок 3.15 – Конструкция АВГ-БМ-160

Агрегаты типа АВГ-БМ-160 могут быть укомплектованы:

– жалюзи с ручным или электроприводом;

- системой внутренней рециркуляции нагретого воздуха (жалюзи, короб рециркуляции, ветрозащитная юбка);
- подогревателем воздуха;
- частотным преобразователем;
- площадками обслуживания.

3.4 Аппарат воздушного охлаждения малопоточный АВМ

Данные агрегаты предназначены для охлаждения и конденсирования газообразных, парообразных и жидких сред и применяются в нефтеперерабатывающей, химической, нефтехимической и других смежных промышленности. Внешний вид АВМ представлен на рисунке 3.16.

Агрегат типа АВМ состоит из биметаллических труб, которые собраны в секцию. Эти трубы обдуваются воздушным потоком, который нагнетается осевым вентилятором. Данная конструкция рассчитана для установки в географических районах до семи баллов сейсмичностью.

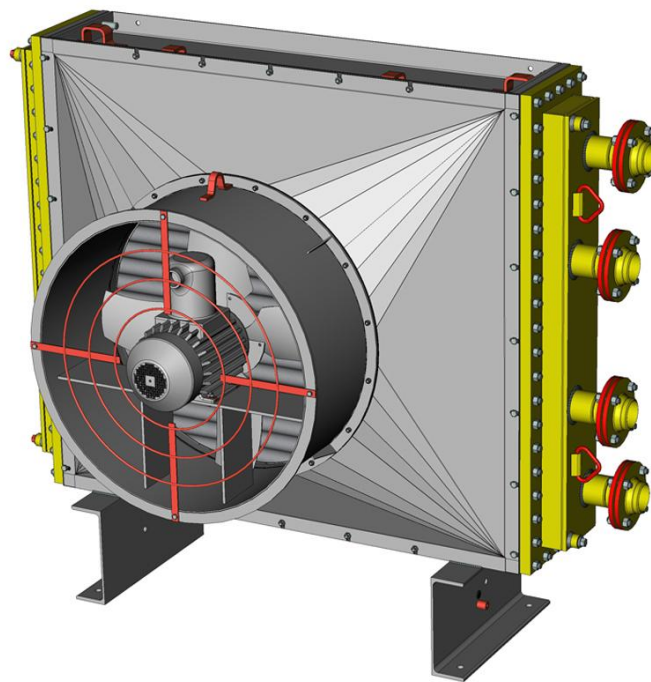


Рисунок 3.16 – Аппарат воздушного охлаждения малопоточный АВМ

АВО типа АВМ может быть изготовлен без опор или с дополнительными сборочными единицами:

- комплектом жалюзи с электро- или ручным приводом;
- увлажнителем воздуха;
- подогревателем воздуха.

В стандартный комплект АВМ входят:

- осевой вентилятор с мотором;
- пучок оребренных труб;
- вентиляторное кольцо;
- жалюзи;
- опорная конструкция;
- камера рециркуляции и другое оборудование, используемое для решения технических заданий.

3.4.1 Аппарат воздушного охлаждения малопоточный АВМ-Г и АВМ-В

ТД САРРЗ поставляет два конструктивных исполнения аппаратов типа АВМ:

- горизонтальные малопоточные аппараты воздушного охлаждения АВМ-Г (рис. 3.17);
- вертикальные малопоточные аппараты воздушного охлаждения АВМ-В (рис. 3.18).

Малопоточные аппараты серии АВМ состоят из одной секции оребренных биметаллических труб, по которым движется рабочая среда. Воздух, нагнетаемый осевым вентилятором, проходит в межтрубном пространстве, за счет чего происходит теплообмен, и рабочий продукт охлаждается. Электродвигатель вентилятора изготовлен во взрывозащищенном исполнении.

По требованию Заказчика количество рядов труб может варьироваться от 4 до 8 шт., а также можно подобрать наиболее оптимальную длину труб (1,5 или 3 м).



Рисунок 3.17 – Внешний вид АВМ –В

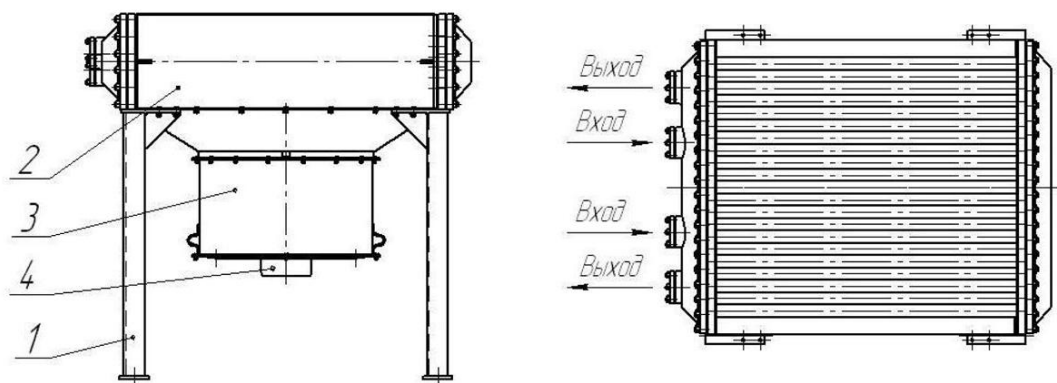


Рисунок 3.18 – Конструкция АВМ – Г:

1 – металлоконструкция, 2 – секция, 3 – вентилятор, 4 -
электродвигатель

Дополнительно АВМ, может быть укомплектован оборудованием:

- ручными или пневматическими жалюзи,
- увлажнителем или подогревателем воздуха,

- системой рециркуляции нагретого воздуха.

3.4.2 Аппарат воздушного охлаждения малопоточный камерный АВМК

Аппараты воздушного охлаждения АВМК - это малопоточные камерные аппараты (рис. 3.20) для воздушного охлаждения жидкостей, паровых и газовых рабочих продуктов в технологических целях на предприятиях нефтяной, газовой и химической промышленности.



Рисунок 3.20 – Внешний вид аппарата воздушного охлаждения АВМК

Аппараты данного типа поставляются в двух конструктивных исполнениях:

- горизонтальные малопоточные камерные аппараты АВМК-Г,
- вертикальные малопоточные камерные аппараты АВМК-В.

Конструкция камерных малопоточных аппаратов серии АВМК представляет собой одну трубную секцию, в которой происходит теплообмен за счет воздуха, подаваемого осевым вентилятором.

Трубная секция состоит из нескольких рядов оребренных биметаллических труб - от 3 до 8 рядов. По трубам циркулирует рабочая среда, которую необходимо охладить.

Охлаждение происходит за счет теплообмена с воздухом, который нагнетается снизу вентиляторами с электродвигателями, изготовленными во взрывозащищенном исполнении.

Контрольные вопросы

1. Назначение горизонтальных аппаратов воздушного охлаждения.
2. Принцип действия горизонтального АВО.
3. Преимущества аппарата 2 АВГ.
4. Назначение аппарата воздушного охлаждения 1АВГ-В.
5. Принцип действия аппарата АВГ-ВВ.
6. Преимущества аппарата АВЗ.
7. Условия использования аппаратов АВЗ-Д.
8. Поясните конструкцию аппаратов АВЗ-ПГС.
9. Назначение и принцип действия блочно-модульных АВО.
10. Особенности аппаратов АВМ-Г и АВМ-В.
11. Преимущества применения малопоточного АВО.

4. ПРИМЕР ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗИГЗАГООБРАЗНОГО ТИПА

Технологический расчет аппарата включает в себя три основных составляющих расчета и ведется по методике, рассмотренной в учебном пособии Павлова К.Ф. П.Г. Романкова, А.А. Носкова «Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии»:

- тепловой расчет, показывающий какое количество тепла необходимо отвести от аппарата при данных значениях температуры и расходов, а также характеристик энергоносителей, определить необходимые параметры аппарата.

- гидравлический расчет, показывающий какие сопротивления возникают на пути движения энергоносителя подбора насоса, если это необходимо.

- аэродинамический расчет, показывающий какие сопротивления возникают на пути воздуха при проходе через секцию, а также построение аэродинамической характеристики для определения расхода проходящего воздуха через аппарат.

4.1 Тепловой расчет

Тепловой расчет аппарата воздушного охлаждения, являющийся рекуперативным поверхностным аппаратом, состоит из совместного решения управления теплового баланса.

Уравнение теплового баланса. Тепловой поток, подаваемый в аппарат воздушного охлаждения, определяется из уравнения теплового баланса. При стандартном тепловом решении для теплообменников непрерывного действия, уравнение теплового баланса в общем виде можно записать в виде:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{пот} \quad (4.1)$$

где Q_1 - количество теплоты, отданными парами нефти, кВт;

Q_2 - количество теплоты, воспринятое охлаждающим воздухом; кВт;

$Q_{пот}$ - потеря теплоты в окружающую среду, кВт;

Уравнение (4.1) перепишем в виде:

$$Q = Q_1 \eta = Q_2 \quad (4.2)$$

где Q - количество теплоты, передаваемое поверхностью теплообмена воздуху;

$\eta = 0,98$ – коэффициент тепловых потерь.

При охлаждении и конденсирующей парогазовой смеси, уравнение баланса записывается в виде:

$$Q = \left[L_1 (h_1' - h_1'') - \Delta G_k * c_k * t_k \right] * \eta = G_2 * c_2 (t_2'' - t_2') \quad (4.3)$$

где L_1 - массовый расход не конденсирующей составляющей, парогазовой смеси, равное 1250 кг/г (по регламенту);

h_1', h_1'' - энтальпии парогазовой смеси на входе в аппарат и выходе из него, отнесенные к 1кг не конденсирующегося газа. Их рассчитывают по уравнению:

$$h = h_{г} \cdot x_{г} + h_{п} \cdot x_{п} \quad (4.4)$$

Энтальпия нефтепродуктов определяется по формуле:

$$h_{п} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{228}^{228}}} (0,762T + 0,0017T^2 - 333,253), \quad (4.5)$$

где ρ_{228}^{228} - относительная плотность сконденсирующих паров при 288К, равная 0,68 (по регламенту);

T - температура сконденсирующих паров равна 45⁰С (по регламенту).

$$h_{п}'' = \frac{1}{\sqrt{0,67}} (0,762 \cdot 318 + 0,0017 \cdot 318^2 - 334,253) = 97,7 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия нефтяных паров определяется по таблице $h_{II}' = 488,54$ кДж/кг

Энтальпия парогазовой смеси на входе в аппарат равно

$$h' = h'_{Г} \cdot x_{Г} + h'_{II} \cdot x_{II} = 488,54 \cdot 0,905 = 442 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия парогазовой смеси на выходе в аппарат равно

$$h'' = h''_{Г} \cdot x_{Г} + h''_{II} \cdot x_{II} = 97,7 \cdot 0,905 = 88 \text{ кДж/кг}$$

где $x_{Г}$ - массовая доля газа в смеси, равна 9,5%;

x_{II} - массовая доля пара в смеси;

ΔG_k - количество выпавшего конденсата, определяющееся по формуле:

$$\Delta G_k = L_1 (x_1' - x_1'');$$

где $x_1' = 1$ – массовая доля пара в газе на входе в аппарат;

$x_1'' = 0,095$ - массовая доля пара в газе на выходе в аппарат.

$$\Delta G_k = 13158(1 - 0,095) = 11908 \text{ кг/ч}$$

t_k - температура конденсата равна 45°C

c_k - удельная теплоемкость конденсата, которая рассчитывается по формуле:

$$c_k = 1,444 + 0,00317t_1'' (2,1 - \rho_{228}^{228}) \quad (4.6)$$

$$c_k = 1,444 + 0,0031745(2,1 - 0,67) = 1,683 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$$

G_2 - массовый расход воздуха, рассчитываемый в аэродинамическом расчете, кг/г;

c_2 - теплоемкость воздуха, кДж/кг.к;

t_2', t_2'' - температура воздуха на входе и на выходе из аппарата, $^{\circ}\text{C}$

В итоге тепловой поток равен: 2043кВт

Уравнение теплопередачи. Для постоянного коэффициента теплопередачи по всей поверхности теплообмена уравнение принимает вид:

$$Q = k \cdot F \Delta t_{cp} \quad (4.7)$$

где k - коэффициент теплопередачи, Вт/м².к;

Δt_{cp} - средний температурный напор, °С;

F - поверхность теплообмена, м²

Из уравнения (4.7) расчетная поверхность теплообмена равна

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}$$

Коэффициент теплоотдачи биметаллических оребренных труб рассчитывается по формуле:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{\varphi d_0}{d_1} + \frac{\varphi d_0}{2\lambda_{св}} \ln \frac{d_i}{d_1} + R_k \frac{\varphi d_0}{d_k} + \frac{\varphi d_0}{d_k} \ln \frac{d_0}{d_i} + \frac{1}{\alpha} \right)^{-1} \quad (4.8)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны трубы, рассчитываемый по формуле: $\alpha_1 = \frac{Nu}{d_1 \lambda}$, где Nu - критерий Нуссельта, рассчитываемый по критериальному уравнению

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_e \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (4.9)$$

где $\varepsilon_e = I$ - поправочный коэффициент;

Re - критерий Рейнольдса, рассчитываемый по формуле:

$$Re = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_1} \quad (4.10)$$

где ω_1 - скорость движения паров нефти, м/с;

$$\omega_1 = \frac{G_1}{0,785 d_1^2 \rho} \quad (4.11)$$

где ρ - плотность нефтяных паров равна 300 кг/м^3 .

$d_1 = 2 \cdot 125 \text{ мм}$ - диаметр входящих патрубков,

$$\omega = \frac{13158}{0,785 \cdot 2 \cdot 0,125^2 \cdot 300 \cdot 3600} \approx 0,5 \text{ м/с},$$

Вязкость паров нефти при температуре $52,5^\circ \text{C}$ равна $1,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$\text{Re} = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 0,125}{1,7 \cdot 10^{-6}} = 73529$$

Pr - критерий Прандтля рассчитываемый по формуле:

$$\text{Pr} = \frac{c_1 \rho_1 V_1}{\lambda_1} \quad (4.12)$$

где c_1 - теплоемкость паров нефти, рассчитанная по формуле и равна $1,723 \text{ кДж/кг}$,

λ_1 - теплопроводность паров нефти рассчитанная по формуле:

$$\lambda = \frac{0,1175}{\rho_{288}^{28}} (1,1472 - 0,00054T) \quad (4.13)$$

$$\lambda_1 = \frac{0,1175}{0,67} (1,1472 - 0,00054 \cdot 325,5) = 0,17 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

Критерий Прандтля равен:

$$\text{Pr} = \frac{1,723 \cdot 300 \cdot 1,7 \cdot 10^{-6}}{0,17} = 0,0051$$

Аналогичным образом рассчитывается критерий Прандтля стенки:

$$\text{Pr}_{c\delta} = \frac{1,583 \cdot 300 \cdot 1,7 \cdot 10^{-6}}{0,171} = 0,005$$

В итоге критерий Нуссельта равен:

$$Nu = 0,021 \cdot 1 \cdot (73529)^{0,8} (0,0051)^{0,43} \left(\frac{0,0051}{0,005} \right)^{0,25} = 16,9$$

Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны трубы:

$$\alpha_1 = \frac{16,9}{2 \cdot 0,125 \cdot 0,17} = 398 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

α - приведенный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, отнесенным к полной поверхности оребрения:

$$\alpha_\kappa = 0,132 \frac{\lambda}{s} c_z c_\psi \beta^m \left(\frac{d_0}{s} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{s} \right)^{-0,14} \text{Re}^{0,73} \quad (4.14)$$

где λ - коэффициент теплопроводности воздуха, равный $2,8 \cdot 10^{-2}$ Вт/м·к;

s - толщина ребра, принимаем 3,5мм;

c_z - поправочный коэффициент на число поперечных рядов в пучке по направлению движения воздуха, равное 0,98 при количестве рядов 4;

c_ψ - поправочный коэффициент на угол атаки ψ потоком воздуха оребренных трубок пучка, равным 1 при $\psi = 90^\circ$;

β - коэффициент формы пучка, рассчитываемый по формуле:

$$\beta = \frac{s_1 - d_0}{s_2 - d_0} \quad (4.15)$$

где s_1 - поперечный шаг труб в пучке принимаем равный 50мм;

s_2 - продольный шаг труб в пучке принимаем равный 58мм;

d_0 - диаметр трубы у основания ребра принимаем равный 28мм

$$\beta = \frac{0,05 - 0,028}{0,058 - 0,028} = 0,733$$

$$m = 0,53 - 0,019\varphi,$$

где $\varphi = 9$ – коэффициент оребрения,

$$m = 0,53 - 0,019 \cdot 9 = 0,359.$$

h - высота ребра оребренных труб равное 10,5мм.

Критерий Рейнольдса для воздуха принимается из аэродинамического расчета. Приведенный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху равен

$$\alpha_k = 0,132 \cdot \frac{2,8 \cdot 10^{-2}}{0,00035} \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 0,733^{0,359} \left(\frac{0,028}{0,00035} \right)^{-0,54} \left(\frac{0,00105}{0,00035} \right)^{-0,14} (6573,7)^{0,73} = 456 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{к})$$

где λ_{cm} - коэффициент теплопроводности материала стенки несущей трубы, равный 45,4 Вт/м·к;

λ_a - коэффициент теплопроводности алюминия, равный 202 Вт/м.к

R_k - термическое контактное сопротивление рассчитываемое по формуле

$$R_k = 0,22 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-6} (t_k - 95)$$

где $t_k = 0,5(t_1 + t_2)$;

t_1 - средняя температура паров нефти равная 52,5⁰С;

t_2 -средняя температура воздуха равная 35⁰С.

$$t_k = 0,5(52,5 + 35) \approx 44^0 \text{ C}$$

$$R_k = 0,22 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-6} (44 - 95) = 0,0925 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \text{к}/\text{ВТ}$$

d_n - наружный диаметр несущей трубы, принятый 0,025м;

d_k - диаметр контактирования поверхности несущей трубы и ребристой оболочки, принятое 0,02 5м;

d_0 - диаметр трубы у основания ребра принят 0,028 м;

d_1 - внутренний диаметр трубы равный 0,021 м.

В результате коэффициент теплоотдачи имеет значение

$$K = \left(\frac{9 \cdot 0,028}{398 \cdot 0,021} + \frac{9 \cdot 0,028}{2 \cdot 45,4} \ln \frac{0,028}{0,021} + 0,0925 \cdot 10^{-3} \frac{9 \cdot 0,028}{0,025} + \frac{9 \cdot 0,028}{2 \cdot 202} \ln \frac{0,028}{0,025} + \frac{1}{456} \right)^{-1}$$

$$K = 150,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Для перекрестно-точных и других более сложных схем движение теплоносителей средний температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{л.прот} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \quad (4.16)$$

$\Delta t_{л.прот}$ - среднелогарифмический температурный напор, рассчитанный для противоточной схемы:

$$\Delta t_{л.прот} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}} \quad (4.17)$$

$$\Delta t_{л.прот} = \frac{30 - 15}{\ln \frac{30}{15}} = 21,64^{\circ} \text{C},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправочный коэффициент учитывающий влияние отклонения схемы движения теплоносителей от противотока, зависящей от безразмерных температурных параметров P и R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{50 - 20}{60 - 20} = 0,75$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{60 - 45}{50 - 20} = 0,5$$

По графику определим $\varepsilon_{\Delta t} = 0,75$. Следовательно, средний температурный напор равен

$$\Delta t_{cp} = 21,64 \cdot 0,75 = 16,23^{\circ} \text{C}$$

В результате из уравнения получим расчетную площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{2043 \cdot 10^3}{16,23 \cdot 150,5} = 836 \text{ м}^2.$$

Так как при расчете уже были заложены такие данные как коэффициент оребрения равный 9, а также число рядов и длина труб, то по каждому можно подобрать аппарат с площадью поверхности оребрения 849 м^2 .

Аппарат с поверхностью оребрения 849 м^2 является 4-х рядный двухходовый с длиной трубы 4м и коэффициентом оребрения 9.

4.2 Гидравлический расчет

Гидравлическое сопротивление в большей мере определяется потерями давления на трении в местных сопротивлениях, зависит от конструкции теплообменника. В общем виде гидравлическое сопротивление при движение паров нефти внутри труб и каналов может быть выражено уравнением

$$\Delta p_1 = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_M + \Delta p_y \quad (4.18)$$

где Δp_{mp} - потери давления на трение, Па;

Δp_M - потери давления от местных сопротивлений, Па;

Δp_y - потери давления от ускорения потока, Па.

Потери давления на трении возникают в безотрывном движении потока внутри гладких труб и рассчитываются по формуле

$$\Delta p_{mp} = \zeta \frac{4}{d_s} \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2} \quad (4.19)$$

где ζ - коэффициент трения - $\zeta = 0,348 \cdot \text{Re}^{-0,25}$

$$\xi=0,348 \cdot 73529^{-0,25}=0,021.$$

L - длина трубы в теплообменной секций, равная 4м

d_e -эквивалентный диаметр, равный внутреннему диаметру трубы 0,021м.

$$\Delta p_{mp} = 0,021 \cdot \frac{4}{0,021} \cdot \frac{300 \cdot 0,5^2}{2} = 150 \text{ Па.}$$

Так как теплообменные секции имеют два хода паров нефти, то суммарное сопротивление трения составляет

$$\sum p_{mp} = \Delta p_{mp} \varepsilon_{ш} \cdot z_x, \quad (4.20)$$

где $\varepsilon_{ш}$ - коэффициент увеличивающий влияния шероховатости стенок и равный 1,11;

z_x - число ходов равное 2.

$$\sum \Delta p_{mp} = 150 \cdot 1,11 \cdot 2 = 333 \text{ Па.}$$

Потери давления от местных сопротивлений, обусловленных внезапным сужением или расширением проходного сечения изменением направлением движения потока, при входе потока в трубы и выходе из них вычисляется по формуле

$$\Delta p_M = \psi \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2}, \quad (4.21)$$

где ψ - коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости ω паров нефти в трубах.

Суммарные потери давления паров нефти от местных сопротивлений

$$\Delta p_M = \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2} \sum \psi \quad (4.22)$$

Значение местных сопротивлений

$\psi_1 = \psi_9$ - местное сопротивление при входе и выходе из камеры теплообменной секции, равное 1,5;

$\psi_2 = \psi_8$ - местное сопротивление при повороте на 90° , равное 2,0;

$\psi_3 = \psi_6$ - местное сопротивление при входе потока в трубы с острыми краями, равное 0,5;

$\psi_4 = \psi_7$ - местное сопротивление при выходе потока из трубы, равное 1,0;

ψ_5 - местное сопротивление при повороте на 180° между ходами теплообменника, равное 2,5

$$\sum \Delta p_M = (1,5 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 0,5 \cdot 2 + 1 \cdot 2 + 2,5) \frac{300 \cdot 0,5^2}{2} = 468,75 \text{ Па.}$$

При охлаждении энергоносителя появляются потери давления от ускорения потока, вызываемые изменением плотности и скорости его, которые рассчитываются по формуле

$$\Delta p_y = \frac{2(t_1'' - t_1')}{273 + t_1} \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2} \quad (4.23)$$

$$\Delta p_y = \frac{2(60 - 45)}{273 + 52,5} \frac{300 \cdot 0,5^2}{2} = 3,46 \text{ Па}$$

В результате гидравлическое сопротивление секции равно

$$\Delta p_1 = 333 + 468,75 + 3,46 = 805,21 \text{ Па}$$

4.3 Аэродинамический расчет

Аэродинамическое сопротивление аппарата воздушного охлаждения представляет потери давления охлаждающего воздуха, равный

$$\Delta p_2 = \Delta p_{II} + \Delta p_y + \Delta p_c \quad (4.24)$$

где Δp_{II} - сопротивление поперечного обтекания пучков труб, Па;

Δp_y - сопротивление от ускорения потока, Па;

Δp_c - сопротивление самотяги, Па.

При поперечном обтекании пучков труб сопротивление рассматривают как сумму последовательно включенных местных сопротивлений от внезапного сужения или расширения потока воздуха при движении его по межтрубному пространству 4-х рядного пакета, поэтому расчетную формулу можно записать как:

$$\Delta p_{II} = \zeta \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2} = \zeta_0 2 \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2} \quad (4.25)$$

где ζ - коэффициент сопротивления пучка;

$\zeta_0 = \zeta/2$ - коэффициент сопротивления, отнесенный к одному поперечному пучку труб;

ρ_2 - плотность охлаждающего воздуха при его средней температуре в пучке, равный $1,165 \text{ кг/м}^3$;

ω_2 - скорость воздуха в проходном сечении.

Учитывая что $Eu = \frac{\Delta p_{II}}{\rho_2 \omega_2^2}$, запишем

$$\Delta p_{II} = Eu \cdot \rho_2 \omega_2^2 = Eu_0 z \cdot \rho_2 \omega_2^2, \quad (4.26)$$

где $Eu_0 = Eu / z$ - число Эйлера отнесенное к одному поперечному ряду пучка труб:

$$Eu_0 = 1,3 \text{Re}_2^{-0,22},$$

где $Re_2 = \frac{\omega_2 l}{\nu_{2y}}$; $\nu_{2y} = 15,06 \cdot 10^{-6}$ - вязкость воздуха, m^2/c ;

l - определяющий размер для числа Рейнольдса, определяется по формуле:

$$l = \frac{F_{mp}}{F} d_1 + \frac{F_p}{F} \sqrt{\frac{F_0}{2n}}, \quad (4.27)$$

где F_{mp} - площадь поверхности межтрубных участков 1м несущей трубы.

$$F_{mp} = F_0 - F_{p0}, \quad (4.28)$$

F_0 - площадь поверхности 1м несущей трубы диаметром d_0

$$F_0 = \pi d_0 \cdot 1 = 3,14 \cdot 0,028 = 0,08792 \text{ м}^2$$

F_{p0} - площадь поверхности 1м несущей трубы занятая ребрами в их основании:

$$F_{p0} = \pi d_0 \cdot \Delta \cdot n = 3,14 \cdot 0,028 \cdot 134 \cdot 0,00075 = 0,00883596 \text{ м}^2$$

$$F_{mp} = F_0 - F_{p0} = 0,08792 - 0,00883596 = 0,07908404 \text{ м}^2$$

F_δ - площадь боковой поверхности ребер на 1м трубы

$$F_\delta = 0,5\pi n(d^2 - d_0^2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 134(0,049^2 - 0,028^2) = 0,34126785 \text{ м}^2$$

F_T - площадь поверхности торцов ребер на 1м трубы

$$F_T = \pi d n \Delta = 3,14 \cdot 0,049 \cdot 134 \cdot 0,00075 = 0,01546293 \text{ м}^2$$

$F = F_{mp} + F_\delta + F_T$ - полная площадь поверхности торцов на 1м трубы

$$F = 0,43581482 \text{ м}^2$$

$F_p = F_\delta + F_T$ - площадь поверхности ребер с учетом торцов,

$$F_p = 0,34126785 + 0,01546293 = 0,3559078 \text{ м}^2.$$

Определяющий размер равен

$$l = \frac{0,07908404}{0,43581482} \cdot 0,021 + \frac{0,3559078}{0,43581482} \sqrt{\frac{0,34126785}{2 \cdot 134}} = 0,033$$

Зададимся скоростью воздуха в сжатом поперечном сечении пучка ω :
3,8 и 12 м/с

Число Рейнольдса воздуха при нормальных условиях:

$$\text{Re}_{21} = \frac{3 \cdot 0,033}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 6573,7$$

$$\text{Re}_{22} = \frac{8 \cdot 0,033}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 17529,9$$

$$\text{Re}_{23} = \frac{12 \cdot 0,033}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 26294,8$$

Потери воздуха при нормальных условиях в 4-х рядном пучке в аппарате:

$$\Delta p_{\bar{l}} = 4,3 \cdot 4 \cdot \text{Re}^{0,22} \rho_{н.о} \cdot \omega_2^2 \quad (\text{Па}) \quad (4.29)$$

$$\Delta p_{\Pi_1} = 4,3 \cdot 4 \cdot (6573,7)^{0,22} \cdot 1,205 \cdot 3^2 = 26,98$$

$$\Delta p_{\Pi_2} = 4,3 \cdot 4 \cdot (17529,9)^{0,22} \cdot 1,205 \cdot 8^2 = 154,55$$

$$\Delta p_{\Pi_3} = 4,3 \cdot 4 \cdot (26294,8)^{0,22} \cdot 1,205 \cdot 12^2 = 318,06$$

Коэффициент загромождения поперечного пучка:

$$x = 1 - \frac{1}{S_1} \left(d_0 \frac{2h\Delta}{S} \right) = 1 - \frac{1}{50} \left(28 + \frac{2 \cdot 10,5 \cdot 0,75}{3,5} \right) = 0,35.$$

Фронтальное сечение аппарата АВГ с длиной трубы 4м:

$$f_{\phi p} = 14,65 \text{ м}^2 [9, \text{ с.123}].$$

Сжатое сечение для прохода воздуха определяется по формуле:

$$f_2 = f_{\phi p} \cdot x = 14,65 \cdot 0,35 = 5,1275 \text{ м}^2$$

Расход воздуха через аппарат определяется по формуле:

$$V_2 = 3600 f_2 \omega_2 \text{ (м}^3/\text{Г)} \quad (4.30)$$

$$V_{21} = 3600 \cdot 5,1275 \cdot 3 = 55377$$

$$V_{22} = 3600 \cdot 5,1275 \cdot 8 = 147672$$

$$V_{23} = 3600 \cdot 5,1275 \cdot 12 = 221508$$

Характеристику $p_{II} = f(V)$ совмещают с аэродинамической характеристикой вентилятора $H = f(V, \beta)$. В точках пересечения кривых получают рабочие точки однозначно определяющие параметры работы вентилятора H, V, N, η_s при нормальных условиях.

Из аэродинамической характеристики аппарата видно, что объемный расход воздуха V в совместных точках работы вентилятора при угле поворота лопастей вентилятора 10, 15 и 20⁰ и секции равно:

$$V_{10} = 162 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_{15} = 198 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_{20} = 230 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Рабочий расход воздуха через секции при угле поворота лопасти вентилятора 20⁰:

$$V_p = \frac{V_{20} \cdot \rho_{n.y}}{\rho} = V_{20} = 230 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{Г}. \quad (4.31)$$

$$\omega = \frac{V}{3600 \cdot f_2} = \frac{230 \cdot 10^3}{3600 \cdot 5,1275} = 12,5 \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{12,5 \cdot 0,033}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 27303$$

$$\Delta p_{II} = 4,3 \cdot 4 \cdot (27303)^{-0,22} \cdot 1,165 \cdot 12,5^2 = 331 \text{ Па}$$

В результате нагревания охлажденного воздуха появляется дополнительное сопротивление от ускорения потока Δp_y вызываемое изменением плотности и скорости воздуха:

$$\Delta p_y = \frac{2(t_2'' t_2')}{273 + t_2} \quad (4.32)$$

$$\Delta p_y = \frac{2(50 - 20)}{273 + 35} = \frac{1,165 \cdot 12,5^2}{2} = 17,7 \text{ Па.}$$

Аппарат воздушного охлаждения по трубному пространству сообщается с атмосферой в следствии чего необходимо учитывать сопротивление самотяги Δp_c из-за разностей плотностей воздуха в теплообменных секциях и окружающей среде:

$$\Delta p_c = (\rho - \rho_{n,y}) H = (1,128 - 1,205) \cdot 3 = 0,23 \text{ Па.}$$

где H - разница уровней входа и выхода воздуха в аппарате воздушного охлаждения, равное 3м.

Потребляемая вентилятором мощность определяется по формуле:

$$N = \frac{V_0 (\Delta p_2 - \Delta p_\delta)}{3600 \cdot 1000 \eta_a} \quad (4.33)$$

где $\Delta p_2 = \Delta p_{II} + \Delta p_c + \Delta p_y$

$$\Delta p_2 = 331 + 17,7 + 0,23 \approx 349 \text{ Па.}$$

Δp_δ - динамический напор воздуха в проходном сечении вентилятора (40...60Па), принимаем 50Па;

η_a - КПД вентилятора, определяется по аэродинамической характеристики, равное 0,65.

$$N = \frac{230(349 - 50) \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 10^{-3} \cdot 0,65} = 28,4 \text{ кВт.}$$

Мощность потребляемая электродвигателем вентилятора определяется по формуле:

$$N_{эл} = \frac{N}{\eta_{II} \cdot \eta_{эл}} \quad (4.34)$$

$$N_{эл} = \frac{28,4}{0,9 \cdot 0,98} \approx 30 \text{ кВт.}$$

В результате подходит электродвигатель ВАСО2-30-14 с номинальной мощностью 30кВт и с частотой вращения 128,6 и КПД 89,7%.

5. ПРИМЕР МЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗИГЗАГОБРАЗНОГО ТИПА

5.1 Расчет камер разъемной конструкции с литыми крышками для секции трубных аппаратов воздушного охлаждения

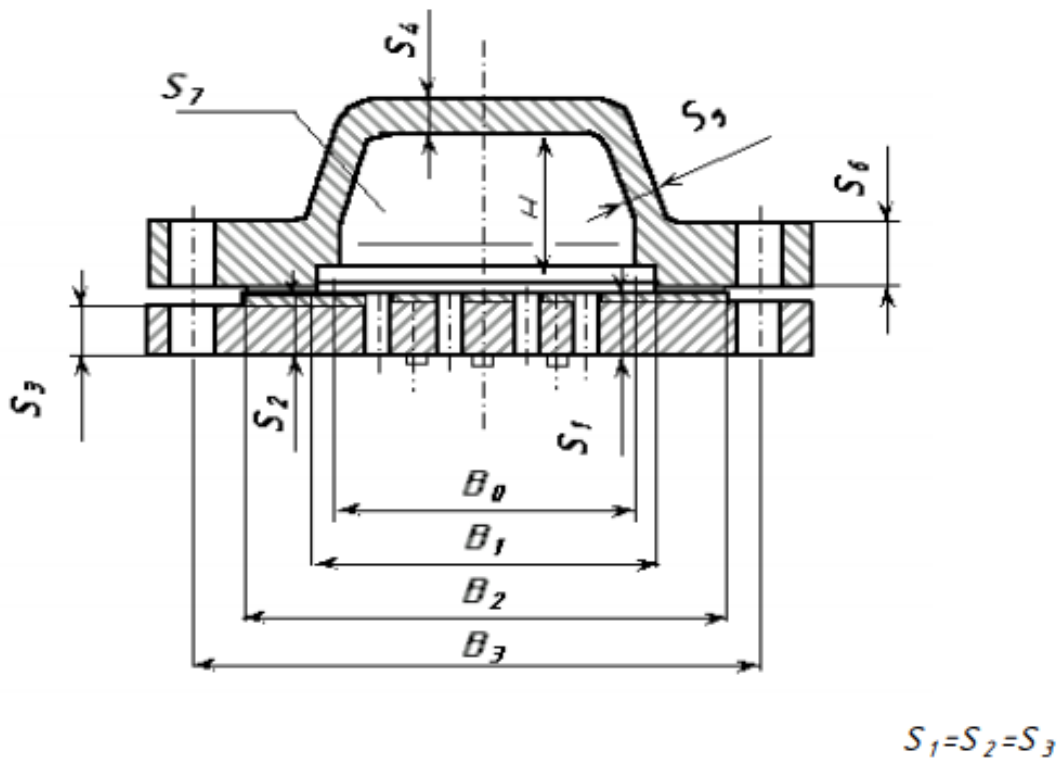


Рисунок 5.1 - Схема соединения решетки с крышкой

Исходные данные:

Расчетное давление, $P_p=1,6$ МПа;

Расчетная температура, $t_p=200$ °С;

Прибавка на коррозию, $C=1$ мм

Таблица 5.1 - Марки сталей и допускаемые напряжения при расчетной температуре

Наименование детали	Марка стали	Допускаемое напряжение, МПа
Трубы теплообменные	10 ГОСТ 1050-88	$[\sigma]_T = 98$
Крышка	20Л ГОСТ 977-88	$[\sigma]_K = 113$
Решетка	16ГС ГОСТ 5520-79	$[\sigma]_P = 123$

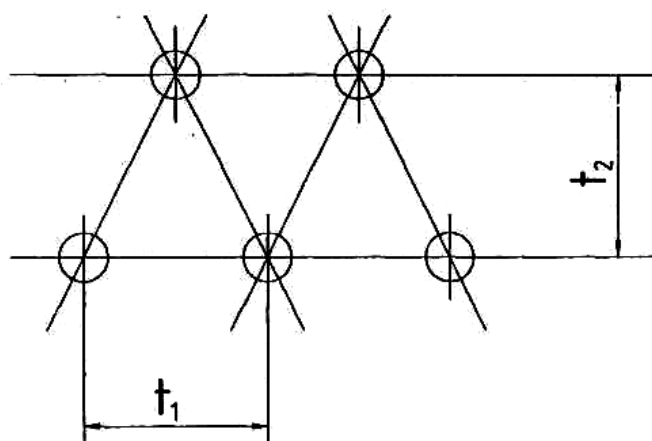


Рисунок 5.2 - Схема размещения отверстий в решетке

Условные обозначения, применяемые в формулах при расчете решетки

t_1, t_2 - шаг отверстий в решетке в продольном и поперечном направлениях, мм;

b_p - ширина прокладки, мм;

b_{pR} - расчетная ширина прокладки, мм;

C - прибавка на коррозию, мм;

d_0 - диаметр отверстий в решетках камер, мм;

d_E - эффективный диаметр отверстия в решетке или задней стенки, мм;

d_T - наружный диаметр трубы, мм;

l_1, l_2 - плечи изгибающих моментов, мм;

l_0 - глубина развальцовки, мм

f_1 - поправочный коэффициент для свободно опертых плит;

f_2 - поправочный коэффициент для защемленной плиты;

m - прокладочный коэффициент;

n - число болтов;

P - расчетное давление, МПа;

P_{np} - давление испытания, МПа

t_1, t_2 - отверстий под трубы в продольном и поперечном направлениях, мм;

$[g]_T, [g]_S$ - допускаемая нагрузка на единицу площадки трубного пучка из условия прочности труб и крепления труб в решетке, МПа;

$[g]_{S_1}$ - допускаемая нагрузка на единицу площади трубного пучка из условия крепления труб развальцовкой, МПа;

S_1 - толщина трубной решетки в пределах перфорации, мм;

S_2 - толщина трубной решетки в месте уплотнения, мм;

S_3 - толщина трубной решетки вне зоны уплотнения, мм;

S_4 - толщина доньшка крышки для камер, мм;

S_5 - толщина стенки в месте присоединения к фланцу, мм;

S_6 - толщина фланца крышки, мм;

S_7 - толщина боковой стенки, мм;

S_T - толщина стенки трубы, мм;

Z - число рядов труб в поперечном направлении;

Z_M, Z_F - коэффициенты;

A_B - расчетная площадь поперечного сечения шпилек, мм²;

B_0 - внутренний размер камеры в поперечном направлении, мм;

B_1 - ширина зоны решетки толщиной s , мм;

B_2 - наружный размер прокладки в поперечном направлении, мм;

B_3 - расстояние между осями шпилек в поперечном направлении, мм;

B_4 - расчетный размер решетки в поперечном направлении, мм;

B_p - расчетный размер решетки в поперечном направлении, мм;

$$B_p = B_2 - b_{pR}$$

B_T - расчетная ширина перфорированной зоны решетки, мм;

E_T - модуль продольной упругости труб, МПа;

F_0 - расчетное усилие в шпильках в условиях монтажа или испытания, Н;

F_B - расчетное усилие в шпильках в рабочих условиях, Н;

H - глубина камеры (крышки), мм;

L - длина труб, мм;

L_0 - внутренний размер камеры в продольном направлении, мм;

L_p - расчетный размер решетки в продольном направлении, мм;

L_2 - наружный размер прокладки в продольном направлении, мм

L_K - приведенная длина труб при продольном изгибе, мм;

λ_p - относительная ширина беструбной зоны решетки;

μ_v - характеристика способа развальцовки;

η, ν - вспомогательные коэффициенты;

η_p - коэффициент податливости фланцевого соединения крышки и решетки;

x_k, x_c - коэффициенты сопротивления фланцевой части крышки;

$[\sigma], [\sigma]_k, [\sigma]_p, [\sigma]_T$ - допускаемые напряжения для материалов камер,

крышек, решеток и труб при расчетной температуре, МПа;

$[\sigma]_B', [\sigma]_B^{20}$ - допускаемые напряжения для материалов шпилек при расчетной температуре, при эксплуатации, монтаже или испытании, МПа;

φ_p - коэффициент ослабления решетки и задней стенки;

φ - коэффициент прочности сварного шва;

φ_T - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения труб при продольном изгибе;

ω - параметр трубного основания;

ψ_k - безразмерная характеристика нагружения крышки давлением, действующим на ее фланцевую часть;

ψ_p - безразмерная характеристика нагружения решетки давлением, действующим на беструбную зону;

Λ_k - безразмерная характеристика нагружения крышки болтовым изгибающим моментом;

Λ_p - безразмерная характеристика нагружения решетки болтовым изгибающим моментом;

Ω - коэффициент несущей способности трубного пучка.

Прокладка

Материал прокладки - ПОН, ПМБ ГОСТ 481-80. $t = 2,5$ - прокладочный коэффициент.

Крепеж

Материал шпилек: сталь 35Х

$[\sigma]^{250}$ - допускаемое напряжение материала шпилек при расчетной температуре, МПа;

$[\sigma]^{250}$ - 222 МПа (ГОСТ Р 52857.4-2007 Таблица Г1).

Условное обозначения, применяемые в формулах при расчете крышки

Модуль продольной упругости материала труб, МПа, при расчетной температуре $E = 1,91 \cdot 10^5$.

5.2 Исходные данные для расчета решетки и крышки

$$t_1 = 52 \text{ мм};$$

$$t_2 = 45 \text{ мм};$$

$$d_o = 25,5 \text{ мм};$$

$$z = 8;$$

$$d_T = 25 \text{ мм};$$

$$S_T = 20 \text{ мм};$$

$$B_2 = 380 \text{ мм};$$

$$L_2 = 1310 \text{ мм};$$

$$B_p = 22 \text{ мм};$$

$$B_0 = 300 \text{ мм};$$

$$B_1 = 350 \text{ мм};$$

$$B_3 = 400 \text{ мм};$$

$$B_4 = 446 \text{ мм};$$

$$H = 100 \text{ мм};$$

$$L = 6000 \text{ мм};$$

$$L_k = 2000 \text{ мм};$$

$$L_0 = 1230 \text{ мм};$$

$$l_0 = 19,0 \text{ мм};$$

$$d_E = d_o - 2 S_T = 21,5 \text{ мм}.$$

Количество шпилек и площадь сечения шпилек

При расчетном давлении 1,6 МПа и диаметре резьбы шпилек М20:

$n = 46$ – количество шпилек;

$f_m = 225 \text{ мм}^2$ площадь поперечного сечения одной шпильки;

$A_B = 10350 \text{ мм}^2$ площадь поперечного сечения шпилек.

5.3 Геометрические характеристики решетки

Расчетная ширина плоской прокладки:

$$b_{pR} = \min \{ b_p : 3,87 \sqrt{22} \} = \min \{ 22 : 3,87 \sqrt{22} \} = 18,15 \text{ мм.}$$

Расчетный размер решетки в поперечном направлении:

$$L_p = L_2 - b_{pR} = 380 - 18,15 = 361,85 \text{ мм.}$$

Расчетная ширина перфорированной зоны решетки:

$$B_T = \min \{ zt_2 : B_p \} = \min \{ 6 \cdot 45 : 361,85 \} = 270 \text{ мм.}$$

Относительная ширина беструбного края решетки:

$$\lambda_p = \frac{B_p - B_m}{B_m} = \frac{361,85 - 270}{270} = 0,34$$

Вспомогательные коэффициенты:

$$\nu = \frac{\pi (d_m - s_m) \cdot (s_m - C)}{t_1 \cdot t_2} = \frac{3,14 (25 - 2) \cdot (2 - 1)}{52 \cdot 45} = 0,031$$

$$\eta = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(d_m - 2s_m)^2}{t_1 \cdot t_2} = 1 - \frac{3,14}{4} \cdot \frac{(25 - 2 \cdot 2,0)^2}{52 \cdot 45} = 0,807$$

Коэффициент ослабления решетки и задней стенки:

$$\varphi_0 = 1 - \frac{d_E}{t_1} = 1 - \frac{21,5}{52} = 0,59$$

где $d_E = d_0 - 2S_T$ - для решеток с трубами, закрепленными на всю толщину решетки

$$d_E = 25,5 - 2 \cdot 2 = 21,5.$$

5.4 Допускаемая нагрузка на единицу площади сечения трубного пучка

Допускаемая нагрузка из условия прочности труб, МПа

$$\begin{aligned}
 [g]_T &= \nu \left(1 - \frac{d_T - S_T}{2 \cdot (S_T - C)} \cdot \frac{P}{[\sigma]_T} \right) \cdot [\sigma]_T = \\
 &= 0,031 \cdot \left(1 - \frac{25 \cdot 2}{2 \cdot (2-1)} \cdot \frac{1,6}{98} \right) \cdot [98] = 1,8
 \end{aligned}$$

Допускаемая нагрузка из условия прочности крепления трубы в решетке для развальцовки

$$[\sigma]_{S_1} = \nu \cdot \mu_v \frac{2l_0}{d_T \cdot S_T} \cdot [\sigma]_T = 0,031 \cdot 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 19}{25 \cdot 2} \cdot 98 = 1,15,$$

где $\mu_v = 0,5$ - для развальцовки в канавку.

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе:

$$\begin{aligned}
 \varphi_T &= \frac{1}{\sqrt{1 + \left\{ 1,8 \cdot \frac{[\sigma]_T}{E_T} \cdot \left(\frac{L_K}{d_T - S_T} \right)^2 \right\}^2}} = \\
 &= \frac{1}{\sqrt{1 + \left\{ 1,8 \cdot \frac{98}{1,91 \cdot 10^{-5}} \cdot \left(\frac{2000}{25 - 2} \right)^2 \right\}^2}} = 0,14
 \end{aligned}$$

Расчетная ширина плоской прокладки, мм

$$b_{pR} = \min \left\{ b_p : 3,87 \cdot \sqrt{b_p} \right\} = \left\{ 22 : 3,87 \cdot \sqrt{22} \right\} = 18,15$$

Плечи изгибающих моментов в камере, мм

$$l_1 = 0,5 \cdot (B_3 - B_p) = 0,5 \cdot (400 - 361,85) = 19,1$$

$$l_2 = 0,5 \cdot (B_3 - B_2) = 0,5 \cdot (400 - 380) = 10$$

5.5 Расчет камер разъемной конструкции

Определение расчетного болтового усилия и проверка на прочность шпилек

Расчетное усилие в шпильках в условиях эксплуатации:

$$F_B = P \left[L_p B_p + 2b_{pR} m (L_p + B_p) \right],$$

где $L_p = L_2 - b_{pR} = 1310 - 18,15 = 1291,85$

Расчетное усилие в шпильках в условиях испытания или монтажа:

$$F_0 = \max \left\{ \frac{P_{np}}{P} \cdot F_B : P_{np} \left[\eta_p L_p B_p + 2b_{pR} m (L_p + B_p) \right] \right\}$$

Коэффициент η_p для фланцевых соединений с эксцентрично расположенной прокладкой в первом приближении принимают $\eta_p = 2$.

Условие прочности шпилек

$$\frac{F_B}{A_B} \leq [\sigma]_B^{200}$$

$$\frac{988046,7}{10350} = 95,5$$

$$95,5 \leq 250$$

$$\frac{F_0}{A_B} \leq [\sigma]_B^f$$

$$\frac{2169970,2}{10350} = 209,7$$

$$209,7 \leq 250$$

5.6 Расчет трубной решетки

Коэффициенты

$$\Lambda_p = \frac{4F_B \cdot B_1}{P(L_p + B_p) B_T^2} = \frac{4 \cdot 988046,7 \cdot 350}{1,6(1291,85 + 361,85) \cdot 270^2} = 7,2$$

$$\psi_p = \lambda_p (\lambda_p + 2) = 0,34(0,34 + 2) = 0,8$$

$$\Omega = \frac{P}{[g]_T + P_\eta} = \frac{1,6}{1,8 + 1,6 \cdot 0,807} = 0,518 - \text{если } P_\eta \leq \varphi_T [g]_T$$

$$1,6 \cdot 0,807 \leq 0,14 \cdot 1,8$$

$$1,35 \leq 0,3$$

$$\Omega = \frac{P^2 + (P_\eta - \varphi_T [g]_T) \cdot \{[g]_T - P(2 - \eta)\}}{P[g]_T(1 + \varphi_T)} =$$

$$\frac{1,6 + (1,6 \cdot 0,807 - 0,14 \cdot 1,8) \cdot \{1,8 - 1,6(2 - 0,807)\}}{1,6 \cdot 1,8 \cdot (1 + 0,14)} = 0,745$$

$$\text{если } P_\eta \geq \varphi_T [g]_T$$

$$1,6 \cdot 0,807 \leq 0,14 \cdot 1,8$$

$$1,35 \leq 0,3.$$

Толщина трубной решетки в пределах зоны перфорации:

$$S_1 \geq 0,71 B_T \sqrt{\frac{P}{\varphi_P [\sigma]_P}} \cdot \sqrt{(\Lambda_P + \psi_P + \Omega) + 1,5 \frac{P}{\varphi_P [\sigma]_P}} + C =$$

$$0,71 \cdot 270 \sqrt{\frac{1,6}{0,59 \cdot 123}} \cdot \sqrt{(7,2 + 0,8 + 0,745) + 1,5 \frac{1,6}{0,59 \cdot 123}} + 1 = 86 \text{ мм.}$$

Толщины трубной решетки в месте уплотнения S_2 и вне зоны уплотнения S_3 :

$$S_1 \geq 0,71 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_P}} \cdot \sqrt{4l_1 + 1,5 \frac{P}{\varphi_P [\sigma]_P}} + C =$$

$$0,71 \sqrt{\frac{1049,75}{123}} \cdot \sqrt{4 \cdot 19,1 + 1,5 \frac{1049,75}{123}} + 1 = 20,95 \text{ мм}$$

Фактическая $S_2 = 21$.

Расчетное усилие:

$$F_1 = \frac{F_0}{L_P + B_P} \cdot \frac{P}{P_{np}} = \frac{2169970,2}{1291,85 + 361,85} \cdot \frac{1,6}{2} = 1049,75$$

$$S_3 \geq 0,71 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_P}} \cdot \sqrt{4l_1 + 1,5 \frac{P}{\varphi_P [\sigma]_P}} + C =$$

$$0,71 \sqrt{\frac{1049,75}{123}} \cdot \sqrt{4 \cdot 10 + 1,5 \frac{1049,75}{123}} + 1 = 16$$

Коэффициенты Z_f и Z_M определяются по чертежу 13 ГОСТ 25822-83 в зависимости от значения ω :

$$\omega = 1,6 \frac{B_T}{S_1} \sqrt[4]{\frac{\nu \cdot S_1}{L}} = 1,6 \frac{270}{86} \sqrt[4]{\frac{0,031 \cdot 85}{6000}} = 0,8$$

$$Z_F = 1$$

$$Z_M = 0$$

$$1,8 \geq 0,31$$

$$[g]_S \geq P [Z_F - \eta + Z_M (\Lambda_P + \psi_P)] = 1,6(1 - 0,807) = 0,31.$$

5.7 Расчет крышки

Коэффициенты

$$\Lambda_K = \frac{4F_B l_1}{P(L_P + B_P) B_0^2} = \frac{4 \cdot 988046,7 \cdot 19,1}{1,6(1291,85 + 361,85) 300^2} = 0,317$$

$$\psi_K = \left[\left(\frac{B_P}{B_0} \right)^2 - 1 \right] \frac{L_0}{L_0 + B_0} - 4 \left(\frac{H}{B_0} \right)^2 =$$

$$= \left[\left(\frac{361,85}{300} \right)^2 - 1 \right] \frac{1230}{1230 + 300} - 4 \left(\frac{100}{300} \right)^2 = -0,08$$

$$f_1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{B_0}{L_0} \right) + \left(\frac{B_0}{L_0} \right)^2} = \frac{1}{1 + \left(\frac{300}{1230} \right) + \left(\frac{300}{1230} \right)^2} = 0,769$$

$$f_2 = 0,5 f_1 = 0,5 \cdot 0,769 = 0,385$$

$$X_R = \frac{0,8}{L_0} \left\{ [1,5(B_3 - B_0) - S_6] \cdot \left(\frac{S_6}{S_4} \right)^2 + [3(H - S_6) + 2S_5] \cdot \left(\frac{S_5}{S_4} \right)^2 \right\} =$$

$$= \frac{0,8}{1230} \left\{ [1,5(400 - 300) - 32,0] \cdot \left(\frac{32,0}{29,0} \right)^2 + [3(100 - 32,0) + 29,0] \cdot \left(\frac{29,0}{29,0} \right)^2 \right\} = 0,2$$

Толщина доньшка крышки, м

$$S_4 \geq 0,71 B_0 \sqrt{\frac{P}{[\sigma]_K}} \cdot \sqrt{\max \left\{ \frac{\Lambda_K + \psi_K + f_1}{1 + X_K}; f_2 \right\}} + 1,5 \frac{P}{[\sigma]_K} + C =$$

$$0,71 \cdot 300 \sqrt{\frac{1,6}{113}} \cdot \sqrt{\max \left\{ \frac{0,317 + (-0,08) + 0,769_1}{1 + 0,2}; 0,385 \right\}} + 1,5 \frac{1,6}{113} + 1 = 24,2$$

Фактическая $S_4 = 25$.

$$X_C = \frac{0,8}{L_P} [1,5(B_3 - B_0) - S_6] \cdot \left(\frac{S_6}{S_5} \right)^2 =$$

$$= \frac{0,8}{1291,85} [1,5(400 - 300) - 32,0] \cdot \left(\frac{32,0}{29,0} \right)^2 = 0,086$$

Толщина стенки крышки в месте присоединения к фланцу, мм

$$S_5 \geq 0,71 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_P}} \cdot \sqrt{\frac{4l_1}{\varphi_P + X_C}} + C = 0,71 \sqrt{\frac{1049,75}{113}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 19,1}{0,7 + 0,086}} + 1 = 22,3$$

Исполненная $S_5 = 23$.

Толщина фланца крышки S_6 определяется по формуле:

$$S_6 \geq 0,71 \sqrt{\frac{F_1}{[\sigma]_K}} \cdot \sqrt{4l_1 + 1,5 \frac{P}{[\sigma]_K}} + C =$$

$$0,71 \sqrt{\frac{1049,75}{123}} \cdot \sqrt{4 \cdot 19,1 + 1,5 \frac{1049,75}{123}} + 1 = 58,6$$

Фактическая $S_6 = 100$.

Толщина боковой стенки крышки должна отвечать условию $S_7 \geq S_5$:

Исполненная $s_7=24$ мм.

5.8 Расчет пробного давления

В соответствии с пунктом 8.11.3 ГОСТ Р 52630-2012 при расчете величины пробного давления принимается минимальное значение отношения допускаемых напряжений материалов, используемых в аппарате.

$[\sigma]^{20}$ - допускаемое напряжение материала при 20 °С, МПа;

$[\sigma]^t$ - допускаемое напряжение материала при расчетной температуре °С, МПа.

Минимальным значением отношений $[\sigma]^{20}/ [\sigma]^t$ является отношение допускаемых напряжений для материала шпилек из стали 20ХН3А.

$[\sigma]^{20} = 230$ МПа;

$[\sigma]^{250} = 222$ МПа.

$[\sigma]^{20}/ [\sigma]^t = 230/222 = 1,036$

Для остальных марок сталей отношение допускаемых напряжений $[\sigma]^{20}/ [\sigma]^t$ более 1,036.

Давление гидроиспытания (пробное давление) для секции теплообменной, МПа:

$$P_{пр} = 1,25 P_p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t} = 1,25 * 1,6 \frac{230}{222} = 2,072 \text{ МПа}$$

Принимаем давление гидроиспытания $P_{пр} = 2,08$ МПа

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. М.: Химия, 1983. 168 с.
2. Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные (АВГ и 2АВГ). Руководство по эксплуатации АВГ-РЭ-2001, Борисоглебск: ОАО «Борхиммаш», 2001.
3. Поникаров И.И. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки. / И.И. Поникаров, М.Г. Гайнуллин. – М.: Химия, 2006. – 605 с.
4. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебное пособие / А.Г. Касаткин. – М.: Альянс, 2005. – 750с.
5. ГОСТ Р 51364-99 (ИСО 6758-80) Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические условия М.: ИПК Издательство стандартов, 2000. – 30 с.
6. <http://fb.ru/article/179677/apparat-vozdushnogo-ohlajdeniya-tipyi-i-opisanie>.
7. Каталог оборудования ООО «СпецМАШСервис»
8. Аппараты воздушного охлаждения на условное давление до 16 Мпа ОАО «Димитровградхиммаш», г. Димитровград, 19 с.
9. Каталог продукции ТД САРРЗ «Аппараты воздушного охлаждения АВО»
10. ГОСТ 14249-89 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность, М.: ИПК издательство стандартов, 84 с.
11. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – Л.: Химия, 1987. – 576с. : ил
12. А.А. Сидягин Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения: учеб. пособие для студентов вузов / А.А. Сидягин, В.М.

Косырев. – Н. Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2009 – 150 с.

13. ГОСТ Р 52857.4-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2009, - 38 с.

14. Танатаров М.А. Технологические расчеты переработки нефти / М.А. Танатаров, М.Н. Ахметшина, Р.А. Фасхутдинов. – М.: Химия, 1987. - 352 с.

15. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико – технологического и природоохранного оборудования: справочник: в 3 т. Т. 2 / А.С. Тимонин. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – 1028 с.

16. Лащинский А.А. Основы конструирования и расчетов химической аппаратуры / А.А. Лащинский, А.Р. Толчинский. - Л.: Машиностроение, 1970г. – 752 с.

17. Кузнецов А.А. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности / А.А. Кузнецов, С.М. Кагерманов, Е.Н. Судаков – Л.: Химия, 1987. - 352 с.

18. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора: Справочник – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983 – 464 с, ил.

19. Вихман Г. Л., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. Учебник для студентов вузов. Изд.2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1978. - 328 с. с ил.

20. Михалев М.Ф., Третьяков Н.П. и др. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи: Учеб. пособие для студентов втузов. Л: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 301 с., ил.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1 ВИДЫ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ (АВО).....	5
Контрольные вопросы.....	11
2. ЭЛЕМЕНТЫ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ (АВО).....	12
2.1 Теплообменные секции.....	12
2.2 Вентилятор	15
2.3 Опорные конструкции.....	19
2.4 Дополнительные элементы АВО.....	19
2.5. Основные параметры аппаратов воздушного охлаждения.....	22
Контрольные вопросы.....	23
3. ОБЗОР ОСНОВНЫХ ТИПОВ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ.....	24
3.1 Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные (АВГ).....	24
3.1.1 Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные 2АВГ.....	25
3.1.2 Аппарат воздушного охлаждения АВГ-В.....	26
3.1.3 Аппарат воздушного охлаждения АВГ-ВВ.....	27
3.1.4 Аппарат воздушного охлаждения газа АВГ-160Г.....	28
3.1.5 Аппарат воздушного охлаждения АВГ-БХ.....	30
3.1.6 Аппарат воздушного охлаждения масла (АВО-М).....	31
3.2 Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразные.....	32
3.2.1 Аппарат воздушного охлаждения зигзагообразный АВЗ-Д.....	34

3.2.2	Аппарат воздушного охлаждения зигзагообразный АВЗ-ПГС.....	35
3.3	Аппарат воздушного охлаждения блочно- модульного типа БМГ.....	37
3.3.1	АВО блочно-модульного типа БМР-100.....	37
3.3.2.	АВО газа блочно-модульного типа АВГ-БМ-160.....	38
3.4	Аппарат воздушного охлаждения малопоточный АВМ.....	40
3.4.1.	Аппарат воздушного охлаждения малопоточный АВМ-Г и АВМ-В.....	41
3.4.2	Аппарат воздушного охлаждения малопоточный камерный АВМК.....	43
	Контрольные вопросы.....	44
4.	ПРИМЕР ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗИГЗАГООБРАЗНОГО ТИПА.....	45
4.1	Тепловой расчет.....	45
4.2	Гидравлический расчет.....	53
4.3	Аэродинамический расчет.....	55
5.	ПРИМЕР МЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗИГЗАГООБРАЗНОГО ТИПА.....	62
5.1	Расчет камер разъемной конструкции с литыми крышками для секции трубных аппаратов воздушного охлаждения.....	62
5.2	Исходные данные для расчета решетки и крышки.....	67
5.3	Геометрические характеристики решетки.....	68
5.4	Допускаемая нагрузка на единицу площади сечения трубного пучка.....	68
5.5	Расчет камер разъемной конструкции.....	69

5.6 Расчет трубной решетки.....	70
5.7 Расчет крышки.....	72
5.8. Расчет пробного давления	74
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	75

Мутугуллина Ирина Александровна

Заведующий кафедрой Технологических машин и оборудования

**УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
(АВО)**

(Кафедра Технологических машин и оборудования БФ «КНИТУ»)

Печатается в авторской редакции