1. **Введение.**

Одним из основных видов технологического оборудования на неф­теперерабатывающих, нефтехимических, химических и смежных с ними производствах является теплообменная аппаратура, которая составляет примерно 30-40 % по весу от всего оборудования. Значительную долю всех теплообменных аппаратов составляет конденсационно-холодильная аппаратура, предназначенная для конденсации паров и охлаждения жид­ких продуктов технологических процессов.

В настоящее время в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности находят все большее применение конденсаторы и хо­лодильники воздушного охлаждения, использующие в качестве охлаж­дающего агента атмосферный воздух. Преимущества этих аппаратов следующие: экономия охлаждающей воды и уменьшение сточных вод; значительное сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсут­ствия накипи, солей; уменьшение расходов, связанных с организацией оборотного водоснабжения технологических установок.

Принцип работы АВО представляет достаточно простую схему действия: внутри оребренных труб движется охлаждаемый продукт, передавая через стенки тепло охлаждающему воздуху. Данное оборудование используют в нефтеперерабатывающей, газоперерабатывающей, химической, металлургической и пищевой промышленностях. Стоимость АВО в основном в несколько раз меньше, чем у других аппаратов для охлаждения теплоносителей с температурой выше 60°С. Экономическая эффективность аппаратов воздушного охлаждения связана с хорошей теплопередачей оребренных труб. Помимо этого, на стоимость АВО влияет потери давления по стороне воздуха, размер теплообменника и интенсивность теплопередачи.

Аппараты воздушного охлаждения в силу своей универсальности и экономичности имеют достаточно широкую область применения. Они работают в установках синтеза аммиака, крекинга и реформинга углеводородов, в производстве метанола, хлорорганических продуктов, в производстве метанола и многих других. В данном случае рассматривается аппарат, используемый в качестве дефлегматора в схеме ректификации уксусной кислоты.

Целью данного курсового проекта является определение необходимой поверхности теплопередачи, выборе типа аппарата и нормализованного варианта конструкции, а также прочностной расчет элементов аппарата и выбор привода.

При выборе теплообменника необходимо учитывать:

- тепловую нагрузку аппарата;

- температуру и давление, при которых должен осуществляться процесс;

- агрегатное состояние и физико-химические свойства теплоносителей;

- условия теплоотдачи;

- возможность загрязнения рабочих поверхностей;

- простота и компактность конструкции;

- расход металла на единицу теплообменной поверхности;

- стоимость изготовления и эксплуатационные расходы.

Грамотный выбор типа и размера каждого теплообменного аппарата, правильная его установка и рациональная эксплуатация существенным образом влияет на величину первоначальных затрат при сооружении установок и последующих эксплуатационных расходов. Также особое внимание следует уделить вопросу условий и способов регулирования температуры технологических потоков.

Машинно-аппаратурная схема установки

Машинно-аппаратурная схема изображена на рисунке 1.



Рисунок 1

Данная установка включает в себя две ректификационные колонны непрерывного действия. Сырая уксусная кислота поступает в испаритель 1, откуда ее пары попадают в ректификационную колонну 3 на тарелку, расположенную несколько выше середины. Пары разбавленной уксусной кислоты проходят в дефлегматор 4 и далее в холодильник 5; пары концентрированной уксусной кислоты и высококипящих примесей отбирают из нижней части колонны и направляют в малую колонну 8, где происходит очистка.

В колонне 8 пары уксусной кислоты освобождаются от гомологов и прочих высококипящих примесей и конденсируются в дефлегматоре 9 и в холодильнике 10.

Если не требуется ледяная кислота большой чистоты, пары из нижней части колонны 3 можно частично или полностью конденсировать в холодильнике 6. этот же холодильник служит для взятия проб. Кубовые остатки из колонн 3 и 8 периодически спускают в приемники 2 и 7.

Рассматриваемый аппарат занимает позицию 9.

Конструкция аппарата воздушного охлаждения

Устройство и принцип работы аппарата воздушного охлаждения

Аппарат воздушного охлаждения, изображенный на рисунке 2, состоит из следующих основных узлов:

- теплообменных секций;

- осевого вентилятора с приводом;

- устройств для регулирования расхода охлаждающего воздуха;

- опорных и оградительных конструкций.



Рисунок 2

1 – привод вентилятора; 2 – коллектор; 3 – колесо вентилятора; 4 – узел увлажнения воздуха; 5 – диффузор; 6 – металлоконструкция; 7 – секция; 8 – штуцера подвода и отвода охлаждаемой жидкости; 9 – жалюзи; 10 – устройство управления жалюзи

Основным элементом аппаратов охлаждения являются теплообменные секции, теплообменную поверхность которых компонуют из оребренных труб, закрепленных в трубных решетках в четыре, шесть либо восемь рядов. 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 рамы, которые удерживают трубы, трубные решетки и крышки в определенном положении. Секции располагают горизонтально, вертикально или наклонно, что определяет тип АВО.

Охлаждение различных жидких теплоносителей осуществляется за счет теплообмена с воздухом. Процесс достаточно интенсивный, так как используются оребренные трубы, оснащенные турбулизаторами воздушного потока (рисунок 3), площадь наружной поверхности которых в 10 - 25 раз больше площади их внутренней поверхности.



Рисунок 3

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».

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;

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

Вторым необходимым элементом любого типа АВО является вентилятор, 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, 8 и диаметром 0,8 - 6,0 м. Лопасти 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.

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.

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.

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;

З) 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 темпеpатypе 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 ± 1оС;

- 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.

**2) Расчет АВО.**

**2.1. Тепловая нагрузка холодильника.**

Тепловую нагрузку определяем по формуле из книги Кузнецова:

$$Q\_{1}=G\_{1}(q\_{T\_{1}^{'}}^{ж}-q\_{T\_{1}^{''}}^{ж})$$

где $Q\_{1}$- количество тепла, отнимаемого от керосина в холодильнике, кДж/ч; $q\_{T\_{1}^{'}}^{ж}$, $q\_{T\_{1}^{''}}^{ж}$ - энтальпия керосина соответственно при температуре $T\_{1}^{'}=375 К$ и $T\_{1}^{''}=325 К$.

$$q\_{T\_{1}^{}}^{ж}=\frac{1}{\sqrt{ρ\_{288}^{288}}}(0,765T+0,0017T^{2}-334,253)$$

где T- соответствующая ($T\_{1}^{'}$ и $T\_{1}^{''}$) температура керосина; $ρ\_{288}^{288}$-относительная плотность керосина при 288 К.

Находим:

$$q\_{T\_{1}^{'}}^{ж}=q\_{375}^{ж}=\frac{1}{\sqrt{0,804}}\left(0,765\*375+0,0017\*375^{2}-334,253\right)=210 (\frac{кДж}{кг})$$

$$q\_{T\_{1}^{''}}^{ж}=q\_{325}^{ж}=\frac{1}{\sqrt{0,804}}\left(0,765\*325+0,0017\*325^{2}-334,253\right)=104 (\frac{кДж}{кг})$$

$Q\_{1=}32000\left(210-104\right)=3392\*10^{6}$Дж/ч=942 кВт

**2.2. Массовый и объемный расходы воздуха.**

Из уравнения теплового баланса холодильника

$$G\_{1}\left(q\_{T\_{1}^{'}}^{ж}-q\_{T\_{1}^{''}}^{ж}\right)=G\_{2}(с\_{р}^{''}T\_{2}^{''}-с\_{р}^{'}T\_{2}^{'})$$

Найдем: $G\_{2}=\frac{G\_{1}\left(q\_{T\_{1}^{'}}^{ж}-q\_{T\_{1}^{''}}^{ж}\right)}{с\_{р}^{''}T\_{2}^{''}-с\_{р}^{'}T\_{2}^{'}}=\frac{Q\_{1}}{с\_{р}^{''}T\_{2}^{''}-с\_{р}^{'}T\_{2}^{'}}$

где $G\_{2}$- количество воздуха, кг/ч; $с\_{р}^{''}$,$с\_{р}^{'}$ - средние теплоемкости (при постоянном давлении) воздуха соответственно при его начальной и конечной температурах:

$$G\_{2}=\frac{3392\*10^{6}}{1009\*340-1006\*299}=80253 (\frac{кг}{ч})$$

Найдем плотность воздуха при его начальной температуре $T\_{2}^{'}=299 К$ и барометрическом давлении, равном нормальному $Р\_{0}=101 325 Па$, из уравнения:

$$ρ\_{в}=\frac{ρ\_{0}T\_{0}}{T\_{2}^{'}}=\frac{1,293\*273}{299}=1,18 (\frac{кг}{м^{3}})$$

где $ρ\_{0}$ - плотность воздуха при нормальных условиях, $кг/м^{3}$.

Секундный расход воздуха:

 $V\_{в}=\frac{G\_{2}}{3600ρ\_{в}}=\frac{102522}{3600\*1,18}=24,13 (\frac{м^{3}}{с})$

Для проектируемого аппарата выбираем осевой вентилятор КВО УК-2М. В зависимости от угла наклона лопастей вентилятора его аэродинамическая характеристика изменяется в пределах: производительность по воздуху 150\*$10^{3}$- 300\*$10^{3}$ $\frac{м^{3}}{ч}$ или 41,6 – 83,3 $\frac{м^{3}}{с}$; потребляемая мощность 25- 40 кВт.

**2.3. Характеристика труб.**

Для холодильника выбираем оребренные биметаллические трубы. Для дальнейшего расчета принимаем L=4 м. Материал внутренней трубы – латунь ЛО-70-1. Материал оребрения – алюминиевый сплав АД1М. Коэффициент оребрения 14,6.

**2.4. Коэффициент теплоотдачи со стороны керосина.**

Коэффициент теплоотдачи со стороны керосина $α\_{1}$ будет иметь одно и то же значение как в случае гладкой наружной поверхности, так и в случае оребренной.

Определим физические параметры керосина при его средней температуре в холодильнике:

$$T\_{ср.1}=\frac{T\_{1}^{'}-T\_{1}^{''}}{2}=\frac{375+325}{2}=350 (К)$$

Коэффициент теплопроводности:

$$λ\_{ср.1}=\frac{0,1346}{ρ\_{288}^{288}}\left(1-0,00047T\_{ср.1}\right)=\frac{0,1346}{0,804}\left(1-0,00047\*350\right)=0,14 (\frac{Вт}{м\*к})$$

Теплоемкость:

$$с\_{ср.1}=\frac{1}{\sqrt{ρ\_{288}^{288}}}\left(0,762+0,0034T\_{ср.1}\right)=\frac{1}{\sqrt{0,804}}\left(0,762+0,0034\*350\right)=$$

$$=2,17 (\frac{кДж}{кг\*К})$$

Относительная плотность:

$$ρ\_{277}^{T\_{ср.1}}=ρ\_{277}^{293}-α\left(T\_{ср.1}-293\right)=0,8-0,000765\left(350-293\right)=0,756 (\frac{кг}{м^{3}})$$

Кинематическую вязкость керосина при $T\_{ср.1}=350 К$ примем по практическим данным: $ν\_{ср.1}=0,9\*10^{-6 }\frac{м^{2}}{с}.$

Определим минимальную линейную скорость движения керосина в трубах холодильника, при которой обеспечивается устойчивый турбулентный поток, т.е. при которой $Re\_{мин}=10^{4}$

Re$=10^{4}=\frac{ω\_{мин}d\_{1}}{ν\_{ср.1}}$

откуда

$$ω\_{мин}=\frac{10^{4}ν\_{ср.1}}{d\_{1}}=\frac{10^{4}\*0,9\*10^{-6}}{0,022}=0,4 (\frac{м}{с})$$

Скорость жидкости внутри труб принимается от 0,5 до 2,5 м/с. Для проектируемого холодильника выбираем скорость керосина $ω=2\frac{м}{с}>ω\_{мин}$. Тогда

$$Re\_{ср.1}=\frac{2,0\*0,022}{0,9\*10^{-6}}=48 888$$

При Re≥$10^{4}$ для определения коэффициента теплоотдачи со стороны керосина воспользуемся формулой:

$$α\_{1}=0,021\frac{λ\_{ср.1}}{d\_{1}}Re\_{ср.1}^{0,8}Pr\_{ср.1}^{0,43}(\frac{Pr\_{ср.1}}{Pr\_{ω.1}})^{0,25}ε\_{l}$$

где $Pr\_{ср.1}$- критерий Прандтля при температуре $T\_{ср.1}$=350 К; $Pr\_{ω.1}$- критерий Прандтля при температуре стенки трубы со стороны керосина $T\_{ω.1}$; $ε\_{l}$ - поправочный коэффициент, учитывающий отношение длины трубы L к ее диаметру, в нашем случае равный 1.

Найдем критерий Прандтля при температуре $T\_{ср.1}$=350 К:

$$Pr\_{ср.1}=\frac{ν\_{ср.1}с\_{ρ\_{ср.1}}ρ\_{ср.1}}{λ\_{ср.1}}=\frac{0,9\*10^{-6}\*2,17\*756\*3600}{0,5}=10,63$$

Предварительно принимаем температуру стенки трубы со стороны керосина $T\_{ω.1}$=348 К. Находим физические параметры керосина при этой температуре: $с\_{рω.1}=2,16\frac{кДж}{кг\*К}$ ; $ν\_{ω.1}=0,96\*10^{-6} м^{2}/с$; $ρ\_{ω.1}=0,757$; $λ\_{ω.1}=0,14\frac{Вт}{м\*К}$.

Тогда критерий Прандтля при $T\_{ω.1}$=348 К

$$Pr\_{ω.1}=\frac{0,96\*10^{-6}\*2,16\*757\*3600}{0,5}=11,3$$

и коэффициент теплоотдачи со стороны керосина:

$$α\_{1}=0,021\*\frac{0,14}{0,022}\*48888\_{}^{0,8}\*10,63\_{}^{0,43}\*(\frac{10,63}{11,3})^{0,25}\*1=2051,44 (\frac{Вт}{м^{2}\*К})$$

**2.5. Коэффициент теплоотдачи** $α\_{2}$ **со стороны воздуха в случае применения гладких труб.**

В целях правильного выбора формулы для $α\_{2}$ определяем значение Re для воздуха при поперечном обтекании им шахматного пучка труб холодильника.

Примем, что фронтальное к потоку сечение аппарата будет LxB=4x4 $м^{2}$ с шагом труб по ширине пучка $S\_{1}=0,052 (м)$. Шаг труб по глубине пучка $S\_{2}$ найдем следующим образом:

$$S\_{1}=\sqrt{S\_{1}^{2}-(\frac{S\_{1}}{2})^{2}}=\sqrt{52-(\frac{52}{2})^{2}}=45 (мм)$$

Определим число труб в одном горизонтальном ряду пучка:

B=(n-1)$ S\_{1}$+$d\_{3}$

Получим:

$$n=1+\frac{B-d\_{3}}{S\_{1}}=1+\frac{4-0,028}{0,052}=78$$

Примем число рядов труб по вертикали одной секции $n\_{в}=4$.

Определим площадь сжатого(наименьшего) сечения в пучке труб, через которое проходит воздух:

$$F\_{c}=L\left(B-nd\_{3}\right)=4\left(4-78\*0,028\right)=7,3 (м^{2})$$

Скорость воздушного потока в сжатом сечении:

$$ω\_{0}=\frac{V\_{д}}{F\_{c}}=\frac{64}{7,3}=8,6 (м/с)$$

где $V\_{д}$ – действительный секундный расход воздуха.

Средняя температура воздуха:

$$T\_{ср.2}=\frac{T\_{2}^{'}-T\_{2}^{''}}{2}=\frac{299+340}{2}=319,5 (К)$$

Кинематическая вязкость воздуха при его средней температуре:

 $ν=17,26\*10^{-6 }\frac{м^{2}}{с}.$

Теперь определим величину критерия Рейнольдса:

$$Re=\frac{ω\_{0}d\_{3}}{ν}=\frac{8,6\*0,028}{17,26\*10^{-6 }}=13 689,6$$

Коэффициент теплоотдачи $α\_{2}$определим из уравнения справедливого при Re= $2\*10^{2 }÷0,2\*10^{6 }$:

$$Nu=0,37ε\_{ат}Re^{0,6}$$

Получим:

$$α\_{2}=0,37\frac{λ}{d\_{3}}ε\_{ат}Re^{0,6}=0,37\*\frac{0,0274}{0,028}\*1\*13689,6^{0,6}=109,8 (\frac{Вт}{м^{2}\*К})$$

где $ε\_{ат}$ - поправочный коэффициент, учитывающий угол атаки; $λ$- коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре $T\_{ср.2}=319,5 К$.

**2.6. Коэффициент теплопередачи для пучка гладких труб.**

Для биметаллических труб (латунь-алюминий) и загрязнений поверхности теплообмена (внутренней и наружной) коэффициент определяется:

$$k=\frac{1}{\frac{1}{α\_{1}}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.в}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{л}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{а}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.н}+\frac{1}{α\_{2}}}$$

где $\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.в}$- тепловое сопротивление внутреннего слоя загрязнения (принимаем для прямогонного керосина равным 0,00035 ($\frac{м^{2}\*К}{Вт}$); $\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{л}=\frac{0,002}{91,9}=0,000022\left(\frac{м^{2}\*К}{Вт}\right) $- тепловое сопротивление латунной стенки трубы при $δ=0,002 м$ и $λ=91,9 \frac{Вт}{м^{2}\*К}$; $\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{а}=\frac{0,0015}{205}=0,000073\left(\frac{м^{2}\*К}{Вт}\right) $ - тепловое сопротивление алюминиевого слоя трубы при $δ=0,0015 м$ и $λ=205 \frac{Вт}{м^{2}\*К}$; $\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.н}$- тепловое сопротивление наружного слоя загрязнения, выбираем равным 0,00065 ($\frac{м^{2}\*К}{Вт}$).

Подставив все значения в формулу, получим:

$k=\frac{1}{\frac{1}{2051,44}+0,00035+0,000022+0,000073+0,00065+\frac{1}{109,8}}=99,6 (\frac{Вт}{м^{2}\*К}$)

**2.7. Средний температурный напор.**

Средний температурный напор определяем по методу Белоконя:

$$∆T\_{ср}=\frac{τ\_{макс}-τ\_{мин}}{2,3lg\frac{τ\_{макс}}{τ\_{мин}}}$$

Здесь $∆T\_{ср}$ - средний температурный напор, К; $τ\_{макс}$, $τ\_{мин}$ – соответственно большая и меньшая разности температур, определяемые по формулам:

$$τ\_{макс}=θ+0,5∆T$$

$$τ\_{мин}=θ-0,5∆T$$

где $θ$ - разность среднеарифметических температур горячего и холодного теплоносителей.

$$θ=\frac{T\_{1}^{'}+T\_{1}^{''}}{2}-\frac{T\_{2}^{'}+T\_{2}^{''}}{2}$$

а $∆T$ - характеристическая разность температур.

Рассчитаем $∆T$ по формуле:

$$∆T=\sqrt{(∆T\_{1}+∆T\_{2})^{2}-4Р∆T\_{1}∆T\_{2}}$$

где $∆T\_{1}=T\_{1}^{'}-T\_{1}^{''} $ - перепад температур в горячем потоке; $∆T\_{2}=T\_{2}^{'}-T\_{2}^{''}$ - перепад температур в холодном потоке; Р – индекс противоточности. Примем Р=0,98.

Имеем

$$∆T\_{1}=375-325=50 (К)$$

$$∆T\_{2}=340-299=41 (К)$$

$$∆T=\sqrt{(50+41)^{2}-4\*0,98\*50\*41}=15,65 (К)$$

$$θ=\frac{375+325}{2}-\frac{299+340}{2}=30,5 (К)$$

$$τ\_{макс}=30,5+0,5\*15,65=38,3 (К)$$

$$τ\_{мин}=30,5-0,5\*15,65=22,1 (К)$$

Тогда

$$∆T\_{ср}=\frac{38,3-22,1}{2,3\*lg\frac{38,3}{22,1}}=29,5 (К)$$

Проверим температуру стенки трубы.

Температуру стенки трубы со стороны керосина найдем по формуле:

$$T\_{ω.1}= T\_{ср.1}-\frac{k∆T\_{ср}}{α\_{1}}=77-\frac{91,17\*29,5}{2051,44}=75,68 (К)$$

Найденная температура близка к ранее принятой $T\_{ω.1}=75 К.$

**2.8. Коэффициент теплоотдачи** $α\_{к}$ **при поперечном обтекании воздухом пучка оребренных труб.**

При спиральном оребрении труб, расположенных в шахматном порядке, для определения коэффициента теплоотдачи воспользуемся формулой:

$$α\_{к}=0,364λ(\frac{ρ\_{в}ω\_{0}^{'}}{μ})^{0,68}Pr^{0.33}d\_{3}^{-0,77}δ\_{р}^{0,3}d\_{4}^{0,15}$$

где $λ=0,0274 (\frac{Вт}{м\*К}$) – коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре; $ρ\_{в}$ - плотность воздуха при $T\_{ср.2}$,$ ρ\_{в}=1,101$ (кг/$м^{3}$); $ω\_{0}^{'}$ - скорость воздушного потока в сжатом (узком) сечении одного ряда труб оребренного пучка, м/с; µ - динамическая вязкость воздуха при $T\_{ср.2}$, µ=0,0000195 (Па\*с);Pr=0,718 – критерий Прандтля при $ T\_{ср.2}$; $δ\_{р}^{}$- средняя толщина ребра, м.

Величину $ω\_{0}^{'}$ определим по формуле:

$$ω\_{0}^{'}=ω\_{н}\frac{σ}{σ-1-2\frac{δ\_{р}}{d\_{3}}\*\frac{h\_{р}}{d\_{3}}\*\frac{d\_{3}}{S\_{р}}}$$

где $ω\_{н}$ - скорость набегающего воздушного потока при входе в трубный пучок, т.е. в свободном сечении перед секциями оребренных труб; $σ=S\_{п}/d\_{3}$ ($S\_{п}$ - поперечный шаг оребренных труб, принятый ранее равным 0,052 м)

$$σ=\frac{0,052}{0,028}=1,86$$

$h\_{р}=0,0105 м$ - высота ребра; $S\_{р}=0,0035 м$ шаг ребер.

Скорость набегающего воздушного потока:

$$ω\_{н}=\frac{V\_{д}}{LB}=\frac{V\_{д}}{F\_{св}}$$

где $V\_{д}$ - действительный секундный расход воздуха, м/с; $F\_{св}=L\*B=4\*4=16 (м^{2})$ – фронтальное к потоку воздуха сечение аппарата.

Таким образом

$$ω\_{н}=\frac{63}{16}=3,94 (\frac{м}{с})$$

Средняя толщина ребра:

$$δ\_{р}^{}=\frac{δ\_{1}+δ\_{2}}{2}$$

где $δ\_{1}=0,0006 м $– толщина ребра в его вершине; $δ\_{2}=0,0011 м$- толщина ребра в его основании.

Имеем:

$$δ\_{р}^{}=\frac{0,0006+0,0011}{2}=0,00085 (м)$$

Скорость воздушного потока в сжатом сечении:

$$ω\_{0}^{'}=\frac{3,94\*1,86}{1,86-1-2\*\frac{0,00085}{0,028}\*\frac{0,0105}{0,028}\*\frac{0,028}{0,0035}}=10,8 (\frac{м}{с})$$

Подставив в формулу значения всех величин, получим:

$$α\_{к}=0,364\*0,0274\*(\frac{1,101\*10,8}{0,0000195})^{0,68}\*0,718^{0,33}\*0,718^{-0,77}\*0,00085^{0,3}\*\*0,049^{0,15}=92 (\frac{Вт}{м^{2}\*К})$$

**2.9. Приведенный коэффициент теплоотдачи** $α\_{пр}$ **со стороны воздуха в случае пучка оребренных труб.**

Приведенный коэффициент теплоотдачи $α\_{пр}$ учитывает конвективный теплообмен между оребренной поверхностью и потоком воздуха и передачу тепла теплопроводностью через металл ребер.

Ввиду малого шага спирали определяем приведенный коэффициент теплоотдачи по формуле для дисковых (круглых) ребер:

$$α\_{пр}=[1+\frac{F\_{р}}{F\_{п}}(Eε\_{∆}-1)\frac{ψα\_{к}}{1+β\_{з}ψα\_{к}}$$

где $F\_{р}$ – поверхность ребер, приходящаяся на 1м длины трубы, $\frac{м^{2}}{м}$; $F\_{п}$ - полная наружная поверхность 1м оребренной трубы, $\frac{м^{2}}{м}$; E- коэффициент эффективности ребра, учитывающий понижение его температур по мере удаления от основания; $ψ=0,85$- экспериментально найденный коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра; $ε\_{∆}$- коэффициент, учитывающий трапециевидную форму сечения ребра; $β\_{з}=\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.н}=0,00060 \frac{м^{2}К}{Вт}$ - тепловое сопротивление загрязнения наружной поверхности трубы, принимаемое равным тепловому сопротивлению наружного загрязнения поверхности гладких труб.

Находим поверхность ребер, приходящуюся на 1 м длины трубы:

$$F\_{р}=πx(2\frac{d\_{4}^{2}-d\_{3}^{2}}{4}+d\_{4}δ\_{ср})$$

где x=286 – число спиральных витков ребер, приходящихся на 1 м длины трубы. Имеем:

$$F\_{р}=3,14\*286\*(2\frac{0,049^{2}-0,028^{2}}{4}+0,049\*0,00085=0,761 (\frac{м^{2}}{м})$$

Определяем наружную поверхность участков гладкой трубы между ребрами, приходящуюся на 1 м длины трубы:

$$F\_{тр}=πd\_{3}\left(1-xδ\_{2}\right)=3,14\*0,028\*\left(1-286\*0,0011\right)=0,06 (\frac{м^{2}}{м})$$

где $δ\_{2}$- ширина ребер у основания.

Полная наружная поверхность 1 м оребренной трубы будет равна:

$$F\_{п}=F\_{р}+F\_{тр}=0,761+0,06=0,821 (\frac{м^{2}}{м})$$

Вычисляем соотношения, необходимые для пользования графиком для определения коэффициента Е и графиком для определения коэффициента $Σ\_{∆}$.

$\frac{d\_{4}}{d\_{3}}=\frac{49}{28}=1,75$ и $\sqrt{\frac{δ\_{1}}{δ\_{2}}}=\sqrt{\frac{0,6}{1,1}}=0,738$

Получим:

$$\sqrt{\frac{ψα\_{к}}{λ\_{а}\left(δ\_{1}+δ\_{2}\right)(1+β\_{з}ψα\_{к})}}\left(d\_{4}-d\_{3}\right)==\sqrt{\frac{92\*0,85}{201,2\*\left(0,0006+0,001\right)(1+0,00026\*0,85\*88,28)}}\*\*\left(0,049-0,028\right)=0,3$$

Тогда Е=0,96 и $ε\_{∆}$=1,02 .

Определяем приведенный коэффициент теплоотдачи:

$α\_{пр}=[1+\frac{0,761}{0,821}\left(0,96\*1,02-1\right)\frac{0,85\*92}{1+0,0006\*0,85\*92}=73,25 (\frac{Вт}{м^{2}\*К}$)

**2.10. Коэффициент теплоотдачи для пучка оребренных труб.**

Ведем расчет на единицу гладкой поверхности трубы:

$$k\_{0}=\frac{1}{\frac{1}{α\_{1}}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.в}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{л}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{а}+\left(\frac{δ}{λ}\right)\_{з.н}+\frac{F\_{ст}}{F\_{п}}\*\frac{1}{α\_{пр}}}$$

где $F\_{ст}$- поверхность гладкой трубы(по наружному диаметру), приходящаяся на 1 м ее длины.

$$F\_{ст}=πd\_{3}\*1=3,14\*0,028\*1=0,088 (\frac{м^{2}}{м})$$

Все остальные величины и обозначения – прежние. Получим:

$k\_{0}=\frac{1}{\frac{1}{2051,44}+0,00035+0,000022+0,000073+0,00065+\frac{0,088}{0,821}\*\frac{1}{70,25}}=313 (\frac{Вт}{м^{2}\*К}$)

Следовательно, при прочих условиях оребрение гладкой поверхности трубы со стороны воздуха приводит к значительному увеличению теплопередачи (в $\frac{313}{99,6}=3,1 раза)$.

**2.11. Поверхность теплообмена холодильника и компоновка труб в нем.**

Находим поверхность теплообмена холодильника с оребренными трубами, отнесенную к гладким трубам, так как значение $k\_{0}$ для этих труб также рассчитывалось на единицу гладкой поверхности трубы.

$$F=\frac{Q\_{1}}{k\_{0}∆T\_{ср}}=\frac{942\*10^{3}}{313\*29,5}=102 (м^{2})$$

Количество труб:

$$N=\frac{F}{F\_{1}}=\frac{102}{0,352}=290$$

где $F\_{1}=3,14\*0,028\*4=0,352 (м^{2})$ - поверхность теплообмена одной трубы.

Если бы наружная поверхность труб не была оребрена, то поверхность теплообмена аппарата

$$F\_{г}=\frac{Q\_{1}}{k∆T\_{ср}}=\frac{942\*10^{3}}{99,6\*29,5}=320 (м^{2})$$

т.е. была бы больше в

$$\frac{F\_{г}}{F}=\frac{320}{102}=3,2 раза$$

Определим число $n\_{1}$ труб для одного хода керосина при принятой ранее скорости движения керосина ω=2 м/с.

$$n\_{1}=\frac{G\_{1}\*4}{3600 ρ\_{ср\_{1}}πd\_{1}^{2}ω}=\frac{40000\*4}{3600\*756\*3,14\*0,022^{2}\*2}=19 труб$$

Для удобства монтажных работ пучок труб распределим на три секции, в каждой секции разместим по 82 трубе. Керосин последовательно будет делать 2 хода в секции. Общее число труб в холодильнике составляет $N\_{д}=246$.

**2.12. Аэродинамическое сопротивление пучка труб.**

Определяем аэродинамическое сопротивление пучка труб (в Па) :

$$∆P=9,7\frac{ρ\_{в}}{g}(ω\_{0}^{'})^{2}n\_{в}(\frac{S\_{р}}{d\_{3}})^{-0,72}Re^{-0,24}$$

где $ρ\_{в}=1,18 кг/м^{3}$- плотность воздуха при его начальной температуре; $ω\_{0}^{'}=10,8 м/с$ – скорость воздуха в сжатом(узком) сечении оребренного трубного пучка; $n\_{в}=4$ - число горизонтальных рядов труб в пучке( по вертикали); $d\_{3}=0,028 м$- наружный диаметр трубы.

Критерий Рейнольдса, отнесенный к диаметру труб:

$$Re=\frac{ω\_{0}^{'}d\_{3}}{ν\_{ср.2}}=\frac{10,8\*0,028}{17,59\*10^{-6}}=17 191,6$$

Подставляя указанные величины в формулу, получим:

$$∆P=9,7\*\frac{1,18}{9,81}\*(10,8)^{2}\*4\*(\frac{0,0035}{0,028})^{-0,72}\*17191,6^{-0,24}=234,23 (Па)$$

**2.13. Мощность электродвигателя к вентилятору.**

Определим расход электроэнергии для вентилятора (в кВт):

$$N\_{э}=0,00981\frac{V\_{в}∆P}{η}$$

где $η=0,62$- к.п.д. вентилятора (принимается). Имеем:

$$N\_{э}=0,00981\frac{14,53\*234,23}{9,81\*0,62}=5,5 (кВт)$$

При подборе электродвигателя расчетную мощность следует увеличить на 10% для обеспечения пуска двигателя. Поэтому действительная мощность двигателя:

$$N\_{э.д}=1,1\*N\_{э}=1,1\*5,5=6,1 (кВт)$$

**Заключение**

Аппараты воздушного охлаждения - это экономичное и экологичное оборудование. За счет воздуха, который является охлаждающей средой, не нуждается в специальной обработке, а за счет снижения количества сбрасываемой воды, уменьшается уровень слива вредных веществ в водоемы. Использование аппаратов воздушного охлаждения избавляет предприятия от необходимости строить очистные установки.

Применение ап­паратов воздушного охлаждения способствует сохранению чистоты рек и водоемов, а также экономии легированных дорогостоящих сталей, ко­торые требуются для защиты от коррозии со стороны охлаждающей во­ды. Воздух – это экологически чистая охлаждающая среда, которая не нуждается в специальной обработке и соблюдении строгих стандартов. Он не вызывает коррозию, его запасы неограниченны и он ничего не стоит.

Аппараты воздушного охлаждения имеют ряд существенных пре­имуществ перед другими теплообменниками: они удобны в эксплуата­ции, очистка и ремонт их менее трудоемки, наружная поверхность труб, омываемая загрязненным воздухом, практически не загрязняется и не корродирует.

**СПИСОК ОСНОВНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. **Варгафтик Н.Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 3-е изд., стереотипное, исправленное. Перепечатка со второго издания 1972г. – М.:ООО «Старс», 2006.-720 с.
2. **Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н.** Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности; М. «Химия», Ленинградское отделение, 1974.-338с.:ил.
3. **Леонтьев А.П., Беев Э.А..** Расчет аппаратов воздушного охлаждения: Учебное пособие.- Тюмень: ТюмГНГУ,2000.-74с.
4. **Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. Под ред. чл.- корр. АН России П.Г.Романкова. – 11-е изд., стереотипное. Перепечатка с изд. 1987г.- М.: ООО «РусМедиаКонсалт», 2004. – 576с.