

## Аннотация

В курсовой работе рассчитывается аппарат воздушного охлаждения, работающий в составе установки для ректификации уксусной кислоты.

В проект вошли следующие пункты:

- рассмотрение области применения аппарата;
- описание схемы производства;
- устройство аппарата;
- технологический расчет;
- расчетно-конструкторский расчет.

Курсовой проект включает:

- рисунков – 7;
- таблиц – 1;
- литературных источников – 8.

Графическая часть проекта:

- чертеж общего вида АВГ;
- сборочный чертеж секции АВГ;
- чертеж крышки;
- чертеж лопасти вентилятора;
- чертеж муфты;
- чертеж трубной решетки;
- чертеж двутавра.

## Введение

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.

## 1. Машинно-аппаратурная схема установки

Машинно-аппаратурная схема изображена на рисунке 1.

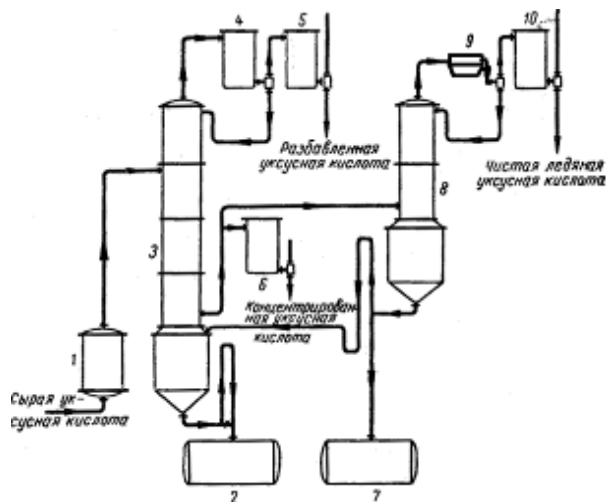


Рисунок 1

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.

## 2. Конструкция аппарата воздушного охлаждения

### 2.1 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.

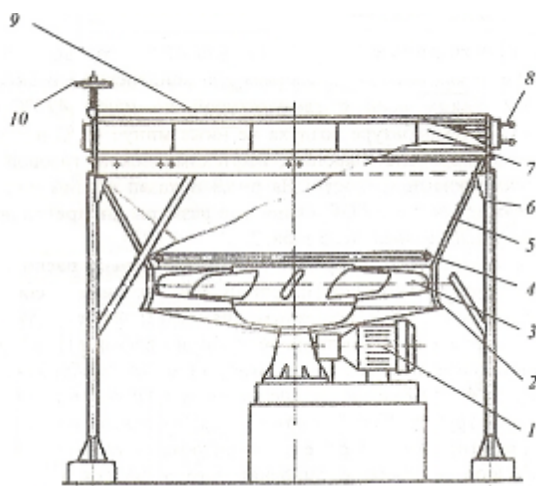


Рисунок 2

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 составляют 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.

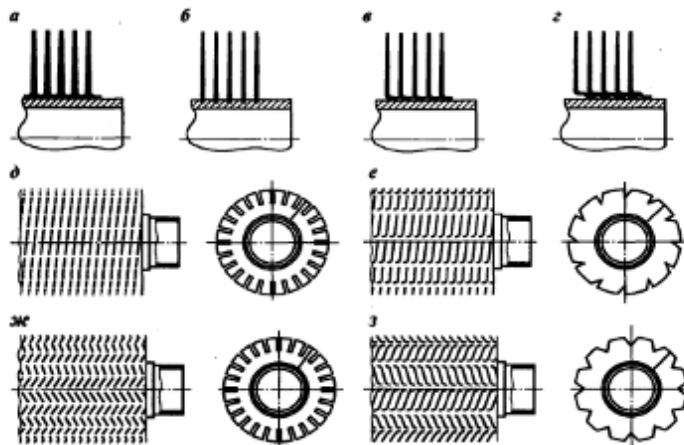


Рисунок 3

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. Лопasti 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;

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, гидромуфта, 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.

## 2.2 Выбор конструкционных материалов

С учетом высокой коррозионной активности насыщенных паров уксусной кислоты, величины рабочего давления и рабочей температуры для аппарата воздушного охлаждения принимается исполнение Б4. Материалы элементов для данного исполнения:

- внутренние трубы – сталь 10X17H13M3T ГОСТ 9941-81;
- наружные трубы – сплав АД1 ГОСТ 18475-82;
- трубные решетки – сталь 10X17H13M3T ГОСТ 9941-81;
- крышки – сталь 10X18H9ТЛ ГОСТ 977-88,
- прокладки – паронит;
- шпильки – сталь 35Х ГОСТ 1050-88.



### 3. Технологический расчет аппарата воздушного охлаждения

#### 3.1 Исходные данные

Мощность установки  $G = 24$  т/сут;

рабочая среда – уксусная кислота;

давление (абсолютное) насыщенных паров рабочей среды  $P = 0,22$  МПа;

температура конденсации -  $t_n = 144^\circ\text{C}$  [1, с. 565];

место расположения аппарата – г. Уфа;

коэффициент оребрения  $K_{op} = 14,6$ ;

конечная температура конденсата уксусной кислоты  $t_k = 60^\circ\text{C}$ .

#### 3.2 Тепловой и материальный баланс

Массовый расход уксусной кислоты в кг/с:

$$G = 24000/3600 = 6,67 \text{ кг/с.}$$

Трубное пространство аппарата разделяем на две зоны: зону конденсации и зону охлаждения.

По всей зоне конденсации температура постоянна и равна  $t_n = 144^\circ\text{C}$ , при данной температуре конденсат имеет следующие теплофизические свойства:

плотность  $\rho_{144} = 904 \text{ кг/м}^3$  [3, с. 556];

теплопроводность  $\lambda_{144} = 0,149 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  [2, с.95];

динамический коэффициент вязкости  $\mu_{144} = 0,00028 \text{ Па}\cdot\text{с}$  [2, с.54];

удельная теплоемкость  $c_{144} = 2514 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  [1, с.544];

удельная теплота конденсации  $r_{144} = 372643 \text{ Дж/кг}$  [2, с.215].

Теплофизические свойства конденсата в зоне охлаждения определяем по средней температуре:

$$t_{cp} = (t_n + t_k)/2; \quad (1)$$

$$t_{cp} = (144 + 60)/2 = 102^\circ \text{C};$$

$$\text{плотность } \rho_{102} = 958 \text{ кг/м}^3 \text{ [3, с. 556];}$$

$$\text{теплопроводность } \lambda_{102} = 0,156 \text{ Вт/м}\cdot\text{К [2, с.95];}$$

$$\text{динамический коэффициент вязкости } \mu_{102} = 0,00044 \text{ Па}\cdot\text{с [2, с.54];}$$

$$\text{удельная теплоемкость } c_{102} = 2346,4 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К [1, с.544].}$$

Тепловая нагрузка аппарата:

- для зоны конденсации:

$$Q_1 = G\tau; \quad (2)$$

$$Q_1 = 6,67 \cdot 372643 = 2485500 \text{ Вт} = 2485,5 \text{ кВт};$$

- для зоны охлаждения:

$$Q_2 = G \cdot (c_{144} \cdot t_n - c_{102} \cdot t_k); \quad (3)$$

$$Q_2 = 6,67 \cdot (2514 \cdot 144 - 2346,4 \cdot 60) = 1475600 \text{ Вт} = 1475,6 \text{ кВт}.$$

За начальную температуру воздуха принимаем температуру на 2-3°C выше средней июльской температуры  $t_n^B = 22^\circ\text{C}$  [4, с. 74].

Выбираем значение теплонапряженностей:

- для зоны конденсации при разности  $t_n - t_n^B = 144 - 22 = 122 \text{ К}$   $q_1 \approx 3000 \text{ Вт/м}^2$  [4, с. 94];

- для зоны охлаждения при разности  $t_k - t_n^B = 60 - 22 = 38 \text{ К}$   $q_1 \approx 860 \text{ Вт/м}^2$  [4, с. 94].

Ориентировочная поверхность холодильника-конденсатора:

$$F_{op} = Q/q; \quad (4)$$

- для зоны конденсации:  $F_{op1} = 2485500/3000 = 828,5 \text{ м}^2$ ;

- для зоны охлаждения:  $F_{op2} = 1475600/860 = 1716 \text{ м}^2$ .

Общая ориентировочная поверхность теплообмена:

$$F_{op} = F_{op1} + F_{op2}; \quad (5)$$

$$F_{op} = 828,5 + 1716 = 2544,5 \text{ м}^2.$$

Согласно [4, с. 129] выбираем аппарат АВГ с площадью теплообмена  $2500 \text{ м}^2$ .

### 3.3 Уточненный расчет аппарата воздушного охлаждения

Параметры выбранного АВГ [1, с. 129]:

поверхность теплообмена  $F = 2500 \text{ м}^2$ ;

площадь сечения одного хода секции  $F_c = 0,0142 \text{ м}^2$ ;

число ходов по трубам  $n_x = 2$ ;

длина труб  $L = 8 \text{ м}$ ;

количество рядов труб  $z = 4$ ;

общее количество труб в секции  $N_c = 82$ ;

количество секций  $n_c = 3$ ;

коэффициент увеличения поверхности  $\psi = 19,6$  [4, с. 14];

площадь свободного сечения перед секциями аппарата  $F_{св} = 30 \text{ м}^2$  [4, с. 79].

Данный аппарат снабжен двумя вентиляторами с пропеллером диаметром  $D = 2800 \text{ мм}$ , число лопастей 8, угол установки лопастей  $\gamma = 10...30^\circ$ , частота вращения колеса 213 об/мин.

Рабочая точка А находится на пересечении линии сопротивления АВГ для четырехрядных секций и кривой аэродинамического напора вентилятора при  $\gamma = 30^\circ$  [4, с. 39]. данной точке соответствуют следующие рабочие параметры, отнесенные к нормальным условиям:

- подача  $V_{\text{НОМ}} = 178000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- напор принимаем на 50% больше (по анализу аэродинамической характеристики вентилятора и секций АВЗ), так как коэффициент оребрения  $K_{\text{ор}} = 14,6$ :  $P_{\text{НОМ}} = 110 + 0,5 \cdot 110 = 165 \text{ Па}$ ;
- КПД  $\eta = 0,7$ .

Фактические параметры вентилятора при условиях  $t_{\text{н}}^{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$ ,

$p_{\text{атм}} = 101,6 \text{ кПа}$ :

- подача:

$$V_{\text{в}} \approx V_{\text{НОМ}} \frac{\rho_0}{\rho_{\text{в}}}, \quad (6)$$

где  $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$  плотность воздуха в нормальных условиях,

$\rho_{\text{в}}$  – фактическая плотность воздуха:

$$\rho_{\text{в}} = \rho_0 \frac{273}{t_{\text{н}}^{\text{в}} + 273} \frac{p_{\text{атм}}}{p_0}, \quad (7)$$

где  $p_0 = 101,3 \text{ кПа}$  нормальное атмосферное давление,

$$\rho_{\text{в}} = 1,293 \frac{273}{22 + 273} \frac{101,6}{101,3} = 1,197 \text{ кг/м}^3,$$

$$V_{\text{в}} \approx 178000 \frac{1,293}{1,197} = 192275,7 \text{ м}^3/\text{ч};$$

- напор:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{НОМ}} \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_0}, \quad (8)$$

$$P_{\text{в}} = 165 \frac{1,197}{1,293} = 152,75 \text{ Па.}$$

Массовая подача воздуха вентилятором:

$$G_B = 2V_B \rho_B, \quad (9)$$

$$G_B = 2 \cdot 192275,7 \cdot 1,197 = 460308 \text{ кг/ч.}$$

Конечная температура воздуха:

$$t_k^B = t_H^B + \frac{Q_1 + Q_2}{c_B G_B}, \quad (10)$$

где  $c_B = 1005 \text{ Дж/(кг·К)}$  средняя теплоемкость воздуха,

$$t_k^B = 22 + \frac{2485500 + 1475600}{1005 \cdot 460308 / 3600} = 52,8 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Условие  $t_k^B < t_k$  выполняется.

Принимаем следующую схему распределения температур между теплоносителями в зонах конденсации и охлаждения:

Зона конденсации      Зона охлаждения

$$t_H = 144^\circ\text{C} \leftrightarrow t_{\text{конд}} = 144^\circ\text{C} \quad t_{\text{конд}} = 144^\circ\text{C} \rightarrow t_k = 60^\circ\text{C}$$

$$t_k^B = 52,8^\circ\text{C} \leftarrow t_H^B = 22^\circ\text{C} \quad t_k^B = 52,8^\circ\text{C} \leftarrow t_H^B = 22^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{M1} = 91,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Delta t_{B1} = 122 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Delta t_{B2} = 91,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Delta t_{M2} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Так как  $\Delta t_{B1} / \Delta t_{M1} < 2$ , движущая сила в зоне конденсации находится по формуле (11):

$$\Delta t_{cp1} = \frac{\Delta t_{B1} + \Delta t_{M1}}{2}, \quad (11)$$

$$\Delta t_{cp1} = \frac{91,2 + 122}{2} = 106,6 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

В зоне охлаждения  $\Delta t_{B2}/\Delta t_{M2} > 2$ , следовательно:

$$\Delta t_{cp2} = \frac{\Delta t_{B2} - \Delta t_{M2}}{\ln \frac{\Delta t_{B2}}{\Delta t_{M2}}}, \quad (12)$$

$$\Delta t'_{cp2} = \frac{91,2 - 38}{\ln \frac{91,2}{38}} = 60,8 \quad ^\circ\text{C}.$$

В зоне охлаждения в действительности будет смешанное движение, для которого определяем поправочный коэффициент  $\varepsilon$ . В данном случае при числе ходов  $n_x = 2$ :

$$\varepsilon = \varepsilon_{(n_x=1)} + \frac{1 - \varepsilon_{(n_x=1)}}{4} (n_x - 1), \quad (13)$$

где  $\varepsilon_{(n_x=1)}$  определяется в зависимости от значений вспомогательных величин R и P:

$$R = \frac{t^H - t^k}{t_k^B - t_H^B}, \quad (14)$$

$$R = \frac{144 - 60}{52,8 - 22} = 2,73;$$

$$P = \frac{t_k^B - t_H^B}{t^H - t_H^B}, \quad (15)$$

$$P = \frac{52,8 - 22}{144 - 22} = 0,25.$$

По [4, с. 73]  $\varepsilon_{(n_x=1)} = 0,94$ , тогда

$$\varepsilon = 0,94 + \frac{1 - 0,94}{4} (2 - 1) = 0,955$$

В этом случае в зоне охлаждения средняя движущая сила

$$\Delta t_{cp2} = \Delta t'_{cp2} \cdot \varepsilon, \quad (16)$$

$$\Delta t_{cp2} = 60,8 \cdot 0,955 = 58,1.$$

Средняя температура воздуха в пределах аппарата:

$$t_{cp}^B = \frac{t_H^B + t_K^B}{2}, \quad (17) \quad t_{cp}^B = \frac{22 + 52,8}{2} = 37,4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Среднее давление воздуха:

$$p_{cp}^B = p_{атм} + 0,5 \cdot P_B, \quad (18)$$

$$p_{cp}^B = 101,6 + 0,5 \cdot 152,75 = 101,675 \text{ Па.}$$

Средняя плотность воздуха:

$$\rho_{cp}^B = \rho_o \frac{273}{t_{cp}^B + 273} \frac{p_{cp}}{p_o}, \quad (19)$$

$$\rho_{cp}^B = 1,293 \frac{273}{37,4 + 273} \frac{101675}{101300} = 1,141 \text{ кг/м}^3.$$

Средний объемный расход воздуха:

$$V_{cp}^B = \frac{G_B}{\rho_{cp}^B \cdot 3600}, \quad (20)$$

$$V_{cp}^B = \frac{460308}{1,141 \cdot 3600} = 112 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воздуха в самом узком сечении межтрубного пространства:

$$w_{уз} = \frac{V_{cp}^B}{F_{cb} \eta_c}, \quad (21)$$

где  $\eta_c = 0,38$  при  $K_{op} = 14,6$  [4, с. 79],

$$w_{уз} = \frac{112}{30 \cdot 0,38} = 9,826 \text{ м/с}.$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны холодного потока (воздуха) для аппарата исполнения Б4 [4, с. 81]:

$$\alpha_B = 52,2 \lg w_{уз} - 0,035 t_{cp}^B - 3,84, \quad (22)$$

$$\alpha_B = 52,2 \lg 9,826 - 0,035 \cdot 37,4 - 3,84 = 46,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи для зоны конденсации со стороны конденсирующегося потока:

$$\alpha_1 = K_L c_t \sqrt[4]{\frac{\rho_{144}^2 \lambda_{144}^3 g}{\mu_{144} d_{вн} (t_{конд} - t_{ст})}}, \quad (23)$$

где  $K_L = 0,6$  для труб длиной  $L = 8$  м [4, с.78],

$c_t = 0,72$  – для горизонтальных труб,

$d_{вн} = 0,021$  м – внутренний диаметр биметаллической трубы [4, с. 13],

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения,

$$\alpha_1 = 0,6 \cdot 0,72 \sqrt[4]{\frac{904^2 \cdot 0,149^3 \cdot 9,81}{0,00028} \frac{372643}{0,021(144 - t_{ст})}} = \frac{2766}{\sqrt[4]{(144 - t_{ст})}}. \quad (20)$$

Тепловой поток от стенки к охлаждаемому воздуху:



$$q_1 = K_{p1} \Delta t_{cp1}, \quad (24)$$

где  $K_{p1}$  – коэффициент теплопередачи:

$$K_{p1} = \frac{1}{\psi \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{r_T} + \frac{1}{r_{cr}} \right) + \frac{1}{\alpha_B}}, \quad (25)$$

где  $1/r_T = 0,0002 \text{ м}^2\text{К/Вт}$  тепловое сопротивление загрязнений со стороны уксусной кислоты,

$1/r_{cr} = 0,000186 \text{ м}^2\text{К/Вт}$  тепловое сопротивление материала стенки,

$$K_{p1} = \frac{1}{19,6 \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{0,0002} + \frac{1}{0,000186} \right) + \frac{1}{46,65}} = \frac{1}{\frac{19,6}{\alpha_1} + 0,0294}, \quad (26)$$

$$q_1 = \frac{106,6}{\frac{19,6}{\alpha_1} + 0,0294}. \quad (27)$$

Уточненное значение температуры стенки:

$$t_{cr} = 144 - \frac{q_1}{\alpha_1}. \quad (28)$$

В результате подстановки значений получаем систему уравнений:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \frac{2766}{\sqrt[4]{(144 - t_{cr})}}; \\ q_1 = \frac{106,6}{\frac{19,6}{\alpha_1} + 0,0294}; \\ t_{cr} = 144 - \frac{q_1}{\alpha_1}. \end{cases} \quad (29)$$

Полученную систему решаем методом последовательных итераций.  
 Для этого предварительно задаемся значением  $t_{ст} = 143^{\circ}\text{C}$ . Тогда

$$\alpha_1 = \frac{2766}{\sqrt[4]{(144 - 143)}} = 2766 \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q_1 = \frac{106,6}{\frac{19,6}{2766} + 0,0294} = 3,85 \quad \text{Вт}/\text{м}^2,$$

$$t_{ст} = 144 - \frac{3,85}{2766} = 144,999 \quad ^{\circ}\text{C}.$$

Результаты последующих приближений сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Приближение	$t_{ст}, ^{\circ}\text{C}$	$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$	$q_1, \text{Вт}/\text{м}^2$	$t_{ст} \text{ уточненный}, ^{\circ}\text{C}$
1	143	2766,01	3,85	143,9987
2	143,9987	14323,29	3,24	143,9998
3	143,9998	22558,92	3,18	143,9999
4	143,9999	25376,87	3,17	143,9999

Принимаем  $\alpha_1 = 25376,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , тогда по формуле (26)

$$K_{п1} = \frac{1}{\frac{19,6}{25376,87} + 0,0294} = 33,6 \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь теплопередачи зоны конденсации:

$$F_{п1} = \frac{Q_1}{K_{п1} \Delta t_{сп1}}, \quad (30)$$

$$F_{п1} = \frac{2485500}{33,6 \cdot 106,6} = 693,6 \quad \text{м}^2.$$

Далее определяем коэффициент теплоотдачи для зоны охлаждения.

Средний объемный расход потока:

$$V_{сп} = \frac{G}{\rho_{102} \cdot 3600}, \quad (31)$$

$$V_{\text{cp}} = \frac{24000}{958 \cdot 3600} = 0,00696 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя скорость теплоносителя в трубах двухходового теплообменника:

$$w_{\text{cp}} = \frac{n_x V_{\text{cp}}}{F_c n_c}, \quad (32)$$

$$w_{\text{cp}} = \frac{2 \cdot 0,00696}{0,0142 \cdot 3} = 0,327 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_{\text{cp}} \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_{102}}{\mu_{102}}, \quad (33)$$

$$Re = \frac{0,327 \cdot 0,021 \cdot 958}{0,00044} = 14938$$

Критерий Прандтля:

$$Pr = \frac{c_{102} \cdot \mu_{102}}{\lambda_{102}}, \quad (34)$$

$$Pr = \frac{2346,4 \cdot 0,00044}{0,156} = 6,62$$

Режим течения уксусной кислоты турбулентный ( $Re > 10000$ ), тогда критерий Нуссельта [4, с. 77]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (35)$$

$$Nu = 0,023 \cdot 14938^{0,8} \cdot 6,62^{0,43} = 113,3$$

Откуда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = 113,3 \frac{0,156}{0,021} = 841,5 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Коэффициент теплопередачи по формуле (35):

$$K_{p1} = \frac{1}{\frac{19,6}{841,5} + 0,0294} = 19,12 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Площадь теплопередачи зоны охлаждения по формуле (26):

$$F_{p1} = \frac{1475600}{19,12 \cdot 58,1} = 1327,5 \text{ м}^2.$$

Общая площадь теплообмена:

$$F_p = 693,6 + 1327,5 = 2021,1 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности:

$$\Delta F = \frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% , \quad (36)$$

$$\Delta F = \frac{2500 - 2021,1}{2021,1} \cdot 100\% = 23,7\% .$$

Запас поверхности значительный, его корректировку можно осуществить несколькими способами: изменением подачи воздуха за счет регулирования угла  $\gamma$  установки лопастей вентилятора или с помощью жалюзийного устройства. Большая величина запаса поверхности увеличивает диапазон температур, при которых может работать аппарат, поэтому необходимость применения увлажнения воздуха отсутствует.

### 3.4 Расчет сопротивлений

#### 3.4.1 Аэродинамическое сопротивление пучка труб

Число Рейнольдса для воздушного потока:

$$Re_B = w_{уз} \cdot d_{уз} / \nu, \quad (37)$$

где  $d_{уз} = 0,2$  м – ширина узкого сечения,  
 $\nu = 0,000014$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость воздуха,  
 $Re_B = 9,826 \cdot 0,2 / 0,000014 = 67857$ .

Число Эйлера:

$$Eu = 4,75 z Re_B^{-0,285}, \quad (38)$$

$$Eu = 4,75 \cdot 4 \cdot (67857)^{-0,285} = 0,8.$$

$$Eu = \Delta p_A / (\rho w_{уз}^2). \quad (39)$$

Аэродинамическое сопротивление аппарата из формулы (39):

$$\Delta p_A = Eu \cdot (\rho w_{уз}^2), \quad (40)$$

$$\Delta p_A = 0,8 \cdot (1,293 \cdot 9,826^2) = 100 \text{ Па}.$$

### 3.4.2 Гидравлическое сопротивление аппарата

Гидравлическое сопротивление аппарата:

$$\Delta p_r = \sum \lambda_r \frac{L}{d_{вн}} \frac{w^2 \rho}{2} + \sum \xi_r \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (41)$$

где  $\lambda_r$  – гидравлический коэффициент сопротивления трения, для турбулентного режима:

$$\lambda_r = 0,3164 / Re^{0,25},$$

$$\lambda_r = 0,3164 / 14938^{0,25} = 3,5.$$

$\xi_r$  – коэффициент местного сопротивления при движении охлаждаемого продукта в трубном пространстве:

$$\xi_r = 1,5 \text{ для входной и выходной камеры (для одной секции),}$$

$\xi_r = 2,5$  на повороте между ходами и секциями (два хода внутри секции, два промежутка между секциями),

$\xi_r = 1$  на входе потока в трубы и на выходе из них (для одной секции).

С учетом коэффициентов получаем:

$$\Delta p_r = 3,5 \frac{8}{0,21} \frac{0,327^2 \cdot 958}{2} + (2 \cdot 3 \cdot 1,5 + 2 \cdot 2,5 \cdot 3 + 2 \cdot 2,5 + 1 \cdot 2 \cdot 3) \frac{0,327^2 \cdot 958}{2} = 8622 \text{ Па.}$$

#### 4. Прочностной расчет

Устанавливаем основные размеры узлов заданного аппарата:

- количество рядов труб  $z = 4$ ;
- число ходов по трубам  $n_x = 2$ ;
- длина труб  $L = 8$  м;
- шаг размещения т руб –  $t_1 = 59$  мм,  $t_2 = 51$  мм
- наружный диаметр труб -  $d_H = 28$  мм;
- наружный диаметр основной трубы -  $d = 25$  мм;
- внутренний диаметр биметаллических труб -  $d_{BH} = 21$  мм;
- толщина стенки основной трубы -  $\delta_T = 2$  мм;
- диаметр отверстий в решетке  $d_o = 25,4$  мм;
- наружный размер прокладки в продольном направлении  $L_{пр} = 1282$

мм;

- наружный размер прокладки в поперечном направлении  $B_{пр} = 246$  мм;
- ширина прокладки -  $b_{пр} = 12$  мм;
- ширина перфорированной части трубной решетки –  $B_1 = 224$  мм;
- расстояние между осями болтов в поперечном направлении -  $B_B = 296$

мм;

- диаметр болтов (шпилек) -  $d_B = 16$  мм (М16);
- количество болтов -  $n_B = 46$ ;
- размер фланца крышки в поперечном направлении -  $B_\phi = 346$  мм;
- внутренний размер камеры в поперечном направлении -  $B_o = 194$  мм;
- внутренний размер камеры в продольном направлении  $L_o = 1228$  мм.

Для данного аппарата примем камеру разъемной конструкции.

Основные размеры камеры изображены на рисунке 4.

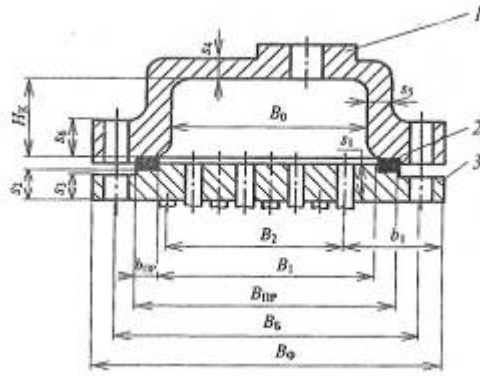


Рисунок 4

1 – крышка; 2 – прокладка; 3 – трубная решетка

#### 4.1 Проверка на прочность шпилек

Определяем основные расчетные размеры трубной решетки и прокладки.

Расчетная ширина прокладки

$$b_{\text{прR}} = \min \{ b_{\text{пр}}, 3,87 \sqrt{b_{\text{пр}}} \} \quad (37)$$

$$b_{\text{прR}} = \min \{ 12, 3,87 \sqrt{12} = 13,4 \} = 12 \text{ мм.}$$

Принимаем прокладочный коэффициент  $m_{\text{пр}} = 2,5$  для прокладки из паронита.

Расчетный размер трубной решетки в продольном направлении:

$$L_p = L_{\text{пр}} - b_{\text{прR}}; \quad (38)$$

$$L_p = 1282 - 12 = 1270 \text{ мм.}$$

Расчетный размер трубной решетки в поперечном направлении:

$$B_p = B_{\text{пр}} - b_{\text{прR}}; \quad (39)$$



$$B_p = 246 - 12 = 234 \text{ мм.}$$

Расчетная ширина перфорированной части трубной решетки:

$$B_T = \min \{z \cdot t_2, B_p\}; \quad (40)$$

$$B_T = \min\{4 \cdot 51 = 204; 234\} = 204 \text{ мм.}$$

Характерный размер отверстий решетки (для решеток с трубами, закрепленными в части толщины решетки):

$$d_E = d_o - \delta_T; \quad (41)$$

$$d_E = 25,4 - 2 = 23,4 \text{ мм.}$$

Коэффициент ослабления решетки отверстиями:

$$\varphi_p = 1 - d_E/t_1; \quad (42)$$

$$\varphi_p = 1 - 23,4 / 52 = 0,55.$$

Принимаем для дальнейших расчетов прибавку на коррозию материала  $C = 1,5$  мм.

Определяем расчетное усилие в шпильках в условиях эксплуатации:

$$F_B = P_p [L_p B_p + 2b_{прR} m_{пр} (L_p + B_p)], \quad (43)$$

где  $P_p$  – расчетное давление,

$$P_p = P - P_{атм}, \quad (44)$$

$$P_p = 0,22 - 0,1 = 0,12 \text{ МПа;}$$

$$F_B = 0,12 \cdot [1270 \cdot 234 + 2 \cdot 12 \cdot 2,5 \cdot (1270 + 234)] = 46490,4 \text{ Н.}$$

Давление испытания при использовании литых крышек:

$$P_{\text{исп}} = 1,5P_p[\sigma]^{20}/[\sigma]^t, \quad (45)$$

где  $[\sigma]^t = 121,2$  МПа,  $[\sigma]^{20} = 140$  МПа – допускаемые напряжения для стали 10X18H9TЛ – материала для изготовления крышки (для исполнения Б4) при рабочей температуре  $t_p = 144^\circ\text{C}$  и при нормальных условиях соответственно [4, с. 147];

$$P_{\text{исп}} = 1,5 \cdot 0,12 \cdot 121,2 / 140 = 0,156 \text{ МПа},$$

Коэффициент податливости фланцевого соединения крышки и решетки  $\eta_p = 2$  [4, с. 84].

Расчетное усилие в шпильках в условиях испытания или монтажа:

$$F_o = \max \left\{ \begin{array}{l} (P_{\text{исп}} / P_p) F_B, \\ P_{\text{исп}} [\eta_p L_p B_p + 2b_{\text{прR}} m_{\text{пр}} (L_p + B_p)] \end{array} \right\} \quad (46)$$

$$F_o = \max \left\{ \begin{array}{l} (0,156 / 0,12) \cdot 46490,4 = 60437,52, \\ 0,156 [2 \cdot 1270 \cdot 234 + 2 \cdot 12 \cdot 2,5 \cdot (1270 + 234)] = 106797,6; \end{array} \right.$$

Окончательно принимаем  $F_o = 106797,6$  Н.

Поперечное сечение шпильки М16 (в ослабленном резьбой сечении)  $S_B = 157 \text{ мм}^2$  [4, с. 118].

Допускаемые напряжения для шпилек из стали 35Х:

$$[\sigma]^{20}_B = 230 \text{ МПа}; [\sigma]^t_B = 228,24 \text{ МПа}.$$

Условие прочности шпилек:

$$F_B / (S_B \eta_B) = 46490,4 / (157 \cdot 46) = 6,44 < [\sigma]^t_B = 228,24,$$

$$F_o / (S_B \eta_B) = 106797,6 / (157 \cdot 46) = 14,8 < [\sigma]^{20}_B = 230.$$

Условие прочности выполняется.

#### 4.2 Определение толщины трубной решетки

Предварительно рассчитываем необходимые коэффициенты и параметры:

- безразмерная характеристика нагружения решетки болтовым изгибающим моментом:

$$\Lambda_p = \frac{4F_b B_1}{P_p (L_p + B_p) B_T^2}, \quad (47)$$

$$\Lambda_p = \frac{4 \cdot 46490,4 \cdot 224}{0,12(1270 + 234) \cdot 204^2} = 5,55;$$

- относительная ширина беструбного края:

$$\lambda_p = (B_p - B_T) / B_T, \quad (48)$$

$$\lambda_p = (234 - 204) / 204 = 0,147;$$

- безразмерная характеристика нагружения решетки давлением, действующим на беструбную зону:

$$\psi_p = \lambda_p (\lambda_p + 2) \quad (49)$$

$$\psi_p = 0,147 \cdot (0,147 + 2) = 0,316;$$

- вспомогательные коэффициенты:

$$v_1 = \frac{\pi(d - \delta_T)(\delta_T - C)}{t_1 t_2}, \quad (50)$$

$$v_1 = \frac{3,14(25 - 2)(2 - 1,5)}{59 \cdot 51} = 0,012;$$

$$\eta_1 = 1 - \frac{\pi (d - 2\delta_T)^2}{4 t_1 t_2}, \quad (51)$$

$$\eta_1 = 1 - \frac{3.14 (25 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 51.59} = 0,885 ;$$

- допускаемая нагрузка на единицу площадки трубного пучка из условия прочности труб, с учетом того, что для материала труб - стали 10X17H13M3T при рабочей температуре  $t = 144^\circ\text{C}$  допускаемое напряжение  $[\sigma]_T = 146,7$  МПа [4, с. 147], модуль продольной упругости  $E_T = 2,06 \cdot 10^5$  МПа [4, с. 147]:

$$[q]_T = \nu_1 \left( 1 - \frac{d - \delta_T}{2(\delta_T - C)} \frac{P_p}{[\sigma]_T} \right) \cdot [\sigma]_T, \quad (52)$$

$$[q]_T = 0,012 \left( 1 - \frac{25 - 2}{2(2 - 1,5)} \frac{0,12}{146,7} \right) \cdot 146,7 = 1,73 \text{ МПа.}$$

- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения труб при продольном изгибе

$$\varphi_T = \frac{1}{\sqrt{1 + \left\{ 1,8 \frac{[\sigma]_T}{E_T} \left( \frac{L_k}{d - \delta_T} \right)^2 \right\}^2}}, \quad (53)$$

$$\varphi_T = \frac{1}{\sqrt{1 + \left\{ 1,8 \frac{146,7}{2,06 \cdot 10^5} \left( \frac{8000}{25 - 2} \right)^2 \right\}^2}} = 0,006$$

- коэффициент несущей способности трубного пучка  $\Omega$  при  $P_p \eta_1 > \varphi_T [q]_T$  ( $P_p \eta_1 = 0,12 \cdot 0,885 = 0,1062$  МПа;  $\varphi_T [q]_T = 0,006 \cdot 1,73 = 0,0104$  МПа):

$$\Omega = \frac{P_p^2 + (P_p \eta_1 - \varphi_T [q]_T) \{ [q]_T - P_p (2 - \eta_1) \}}{P_p [q]_T (1 + \varphi_T)}, \quad (54)$$

$$\Omega = \frac{0,12^2 + (0,12 \cdot 0,885 - 0,006 \cdot 1,73)\{1,73 - 0,12(2 - 0,885)\}}{0,12 \cdot 1,73 \cdot (1 + 0,006)} = 0,801$$

Так как  $\Omega < 1$ , толщину труб увеличивать не следует.

- расчетное усилие в зоне уплотнения:

$$F_1 = [F_o / (L_p + B_p)] \cdot (P_p / P_{исп}), \quad (55)$$

$$F_1 = [106797,6 / (1270 + 234)] (0,12 / 0,156) = 54,62 \text{ МН/мм};$$

- плечи изгибающих моментов, действующих на фланцевое соединение решетки с крышкой:

$$l_1 = 0,5(B_B - B_p), \quad (56)$$

$$l_1 = 0,5 (296 - 234) = 31 \text{ мм},$$

$$l_2 = 0,5 (B_B - B_{пр}), \quad (57)$$

Принимаем для основного материала трубной решетки - стали 10X17H13M2T допускаемое напряжение  $[\sigma]_p = 146,72 \text{ МПа}$  [4, с.147]. Тогда толщина трубной решетки в пределах зоны перфорации

$$s_1 = 0,71 B_T \sqrt{P_p / (\varphi_p [\sigma]_p)} \sqrt{(\Lambda_p + \Psi_p + \Omega) + 1,5 P_p / (\varphi_p [\sigma]_p)} + C, \quad (58)$$

где принимаем  $C = 0,5$ ;

$$s_1 = 0,71 \cdot 204 \sqrt{0,12 / (0,55 \cdot 146,72)} \sqrt{(5,55 + 0,316 + 0,801) + 1,5 \cdot 0,12 / (0,55 \cdot 146,72)} + 0,5 = 17,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $s_1 = 20 \text{ мм}$ .

Толщина трубной решетки в месте уплотнения

$$s_2 \geq 0,71\sqrt{F_1 / [\sigma]_p} \cdot \sqrt{4l_1 + 1,5F_1 / [\sigma]_p} + C, \quad (59)$$

$$s_2 \geq 0,71\sqrt{54,62/146,72} \cdot \sqrt{4 \cdot 31 + 1,5 \cdot 54,62/146,72} + 0,5 = 4,83 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину основного слоя  $s_2 = 6$  мм

Толщина трубной решетки вне зоны уплотнения

$$s_3 \geq 0,71\sqrt{F_1 / [\sigma]_p} \cdot \sqrt{4l_2 + 1,5F_1 / [\sigma]_p} + C, \quad (60)$$

$$s_3 \geq 0,71\sqrt{54,62/146,72} \cdot \sqrt{4 \cdot 24 + 1,5 \cdot 54,62/146,72} + 0,5 = 4,64 \text{ мм}$$

### 4.3 Проверка условия прочности крепления труб в трубной решетке

Определим параметр трубного основания:

$$\omega = 1,6 \frac{B_T}{s_1} \sqrt[4]{\frac{v_1 s_1}{L}}, \quad (61)$$

$$\omega = 1,6 \frac{204}{15} \sqrt[4]{\frac{0,012 \cdot 15}{8000}} = 1,5$$

По [4, с. 87] найдем значения коэффициентов  $Z_F, Z_M$ :  $Z_F = 1,1, Z_M = 0,2$ .

Учитывая, что трубки крепятся в решетке способом развальцовки с канавками на глубину  $l_0 = 19$  мм, определяем допускаемую нагрузку на единицу площади трубного пучка из условия прочности крепления труб в решетке:

$$[q]_{TP} = v_1 \mu_{PB} \frac{2l_0}{d - \delta_T} [\sigma]_T, \quad (62)$$

где  $\mu_{РВ} = 0,5$  – для развальцовки с канавками,

$$[q]_{TR} = 0,012 \cdot 0,5 \frac{2 \cdot 19}{25 - 2} 146,7 = 1,45 \text{ МПа.}$$

Проверяем условие прочности крепления труб:

$$P_P [Z_F \cdot \eta_1 + Z_M (\Lambda_P + \psi_P)] = 0,12 \cdot [1,1 - 0,885 + 0,2 \cdot (5,55 + 0,316)] = 0,167, \quad (63)$$

$$0,167 < [q]_{TR} = 1,45.$$

Условие выполняется.

#### 4.4 Определение размеров стенок крышки

Предварительно вычисляем необходимые коэффициенты:

- безразмерная характеристика нагружения крышки болтовым изгибающим моментом:

$$\Lambda_K = \frac{4F_B l_1}{P_P (L_P + B_P) B_o^2}, \quad (64)$$

$$\Lambda_K = \frac{4 \cdot 46490,4 \cdot 31}{0,12(1270 + 234)194^2} = 0,849;$$

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

$$\psi_K = \left[ \left( \frac{B_P}{B_o} \right)^2 - 1 \right] \frac{L_o}{L_o + B_o} - 4 \left( \frac{H_K}{B_o} \right)^2, \quad (65)$$

где  $H_K$  – высота крышки, принимаем  $H_K = 100$  мм [4, с.120]

$$\psi_k = \left[ \left( \frac{234}{194} \right)^2 - 1 \right] \frac{1228}{1228+194} - 4 \left( \frac{100}{194} \right)^2 = -0,67 ;$$

- поправочный коэффициент для свободно опертой плиты:

$$f_1 = \frac{1}{1 + (B_o / L_o) + (B_o / L_o)^2} , \quad (66)$$

$$f_1 = \frac{1}{1 + (194/1228) + (194/1228)^2} = 0,845 ;$$

- поправочный коэффициент для заземленной плиты

$$f_2 = 0,5 f_1, \quad (67)$$

$$f_2 = 0,5 \cdot 0,845 = 0,423;$$

- коэффициент сопротивления фланцевой части крышки

$$\chi_k = \frac{0,8}{L_o} \left\{ 1,5[(B_b - B_o) - s_6] \left( \frac{s_6}{s_4} \right)^2 + [3(H_k - s_6) + 2s_5] \left( \frac{s_5}{s_4} \right)^2 \right\} , \quad (68)$$

где предварительно принимаем, что  $S_4 = 17$  мм,  $S_5 = 17$  мм,  $S_6 = 23$  мм;

$$\chi_k = \frac{0,8}{1228} \left\{ 1,5[(296 - 194) - 23] \left( \frac{23}{17} \right)^2 + [3(100 - 23) + 2 \cdot 17] \cdot \left( \frac{17}{17} \right)^2 \right\} = 0,314 ;$$

- поправочный коэффициент:

$$f'_2 = \max \left\{ \frac{\Lambda_k + \psi_k + f_1}{1 + \chi_k} ; f_2 \right\} , \quad (69)$$

$$f'_2 = \max \left\{ \frac{0,849 - 0,67 + 0,845}{1 + 0,314} = 0,779 ; 0,423 \right\} ,$$



Принимаем  $f'_2 = 0,779$ ;

- коэффициент сопротивления фланцевой части крышки

$$\chi_c = \frac{0,8}{L_o} 1,5 \cdot [(B_B - B_o) - s_6] \cdot \left( \frac{s_6}{s_5} \right)^2, \quad (70)$$

$$\chi_c = \frac{0,8}{1228} 1,5 \cdot [(296 - 194) - 23] \cdot \left( \frac{23}{17} \right)^2 = 0,141;$$

- допускаемое напряжение для материала крышки при расчетной температуре  $[\sigma]_к = 146,72$  МПа;

- коэффициент прочности сварного шва  $\varphi_{св} = 0,95$ .

Толщина доньшка крышки:

$$s_4 \geq 0,71 \cdot B_o \cdot \sqrt{P_p / [\sigma]_к} \cdot \sqrt{f'_2 + 1,5 P_p / [\sigma]_к} + C, \quad (71)$$

$$s_4 \geq 0,71 \cdot 194 \cdot \sqrt{0,12 / 146,72} \cdot \sqrt{0,779 + 1,5 \cdot 0,12 / 146,72} + 0 = 3,75 \text{ мм};$$

Толщина стенки крышки в месте присоединения к фланцу

$$s_5 \geq 0,71 \sqrt{F_1 / [\sigma]_п} \cdot \sqrt{4I_1 / (\varphi_{св} + \chi_c)} + C, \quad (72)$$

$$s_5 \geq 0,71 \sqrt{54,62 / 154,72} \cdot \sqrt{4 \cdot 31 / (0,95 + 0,141)} + 0 = 4,49 \text{ мм};$$

Толщина фланца крышки

$$s_6 \geq 0,71 \sqrt{F_1 / [\sigma]_к} \cdot \sqrt{4I_1 + 1,5 F_1 / [\sigma]_к} + C, \quad (73)$$

$$s_6 \geq 0,71 \sqrt{54,62 / 146,72} \cdot \sqrt{4 \cdot 24 + 1,5 \cdot 54,62 / 146,72} + 0 = 4,25 \text{ мм};$$

Толщина боковой стенки крышки  $s_7 \geq s_5$ .

Принимаем окончательно, что  $s_4 = 5$  мм,  $s_5 = 5$  мм,  $s_6 = 18$  мм,  $s_7 = 15$

мм.

#### 4.5 Подбор сортамента опорных балок металлоконструкции

Масса трубной секции аппарата исполнения Б4 на давление 0,6 МПа с трубами длиной 8 м и числом рядов труб 4, согласно [4, с.143], составляет  $M_{сек} = 3050$  кг, соответственно масса трех секций –  $3 \cdot 3050 = 9150$  кг.

Масса жидкости в трубном пространстве аппарата АВГ при  $\varphi = 14,6$  с внутренним диаметром труб 21 мм составляет  $M_{ж} = 800$  кг [4, с.145].

Масса диффузора, коллектора вентилятора и предохранительной сетки  $M_{уз} \approx 800$  кг [4, с. 122].

Масса всего аппарата составляет  $M_{ап} = 15205$  кг [4, с.130].

Значение распределенной нагрузки от веса трех, заполненных средой секций, приходящееся на три поперечные опорные балки:

$$q_p = (3 M_{сек} + M_{ж}) g / (n_c L_3), \quad (74)$$

$$q_p = (3 \cdot 3050 + 800) \cdot 9,81 / (3 \cdot 4,15) = 7840,12 \text{ Н/м.}$$

Максимальный изгибающий момент от этой нагрузки:

$$M = q_p L_3^2 / 12 \quad (75)$$

$$M = 7840,12 \cdot 4,15^2 / 12 = 11252,21 \text{ Н,м} = 11,3 \text{ кН,м.}$$

Допускаемое напряжение материала опорных балок (Сталь ВСт3)  $[\sigma] = 140$  МПа [4, с.147].

Ориентировочный момент сопротивления сечения балки:

$$W_{сеч} = \frac{M}{[\sigma]}, \quad (76)$$

$$W_{\text{сеч}} = \frac{11252,21}{140} = 80,37 \text{ см}^3.$$

По [4. с.148] принимаем балку двутавровую №18 с моментом сопротивления сечения балки  $W_{\text{сеч}} = 109 \text{ см}^3$ ; статическим моментом площади сечения балки  $M_{\text{сеч}} = 62,3 \text{ см}^3$ ; шириной полки профиля балки  $b_{\text{сеч}} = 8,1 \text{ см}$ ; главным линейным моментом инерции сечения балки относительно горизонтальной оси  $I_{\text{сеч}} = 873 \text{ см}^4$ .

Тогда:

- нормальное напряжение

$$\sigma = \frac{M}{W_{\text{сеч}}} = \frac{q_p L_3^2 / 12}{W_{\text{сеч}}}, \quad (77)$$

$$\sigma = \frac{7840,12 \cdot 4,15^2 / 12}{109} = 103,23 \text{ МПа};$$

- касательное напряжение [4, с. 123]

$$\tau = \frac{q_p L_3 M_{\text{сеч}} / 2}{b_{\text{сеч}} I_{\text{сеч}}}, \quad (78)$$

$$\tau = \frac{7840,12 \cdot 4,15 \cdot 62,3 / 2}{8,1 \cdot 843} = 148 \text{ Н/см}^2 = 1,48 \text{ МПа};$$

- эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (79)$$

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{103,23^2 + 4 \cdot 1,48^2} = 103,3 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 140 \text{ МПа}.$$

Условие прочности балки выполняется.

#### 4.6 Выбор опоры-стойки металлоконструкции

Определяем:

- суммарный вес секций и жидкости в них:

$$(3 \cdot M_{\text{сек}} + M_{\text{ж}}) g = (3 \cdot 3050 + 800) \cdot 9,81 = 97609,5 \text{ Н}; \quad (80)$$

- вес диффузора, коллектора и предохранительной сетки:

$$M_{\text{уз}} g = 2 \cdot 800 \cdot 9,81 = 15696 \text{ Н}; \quad (81)$$

Реакционный момент в узле крепления балки:

$$q_p L_3^2 / 12 = 7840,12 \cdot 4,15^2 / 12 = 11252,2 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (82)$$

Момент, вызываемый внецентренным приложением веса коллектора:

$$M_{\text{уз}} g \sqrt{L_1^2 + L_3^2} / 8 = 2 \cdot 800 \cdot 9,81 \sqrt{8^2 + 4,15^2} / 8 = 17682 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (83)$$

Напряжение сжатия:

$$\sigma = \frac{(M_{\text{сек}} + M_{\text{ж}} + M_{\text{уз}}) g}{S_{\text{сеч}}} + \frac{M_{\text{уз}} g \sqrt{L_1^2 + L_3^2} / 8 + q_p L_3^2 / 12}{W_{\text{сеч}}}. \quad (84)$$

Для изготовления стоек предварительно выбираем трубный прокат с наружным диаметром трубы  $d_H^C = 127 \text{ мм}$ , толщиной стенки  $5 \text{ мм}$ ,  $d_{BH}^C = 117 \text{ мм}$ , площадь сечения  $S_{\text{сеч}} = 19,2 \text{ см}^2$ , момент сопротивления:

$$W_{\text{сеч}} = \frac{\pi}{32} \left[ (d_H^C)^3 - (d_{BH}^C)^3 \right], \quad (85)$$

$$W_{\text{сеч}} = \frac{3 \cdot 14}{32} \left[ (12,7)^3 - (11,7)^3 \right] = 43,86 \text{ см}^3.$$

Тогда

$$\sigma = \frac{97609,5 + 15696}{19,2 \cdot 100} + \frac{17682 + 11252,2}{43,86 \cdot 10} = 125 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

#### 4.7 Расчет фланцевого соединения

В аппаратах для разъемного соединения труб и арматуры применяются фланцевые соединения, преимущественно круглой формы. Конструкцию фланцевого соединения применяют в зависимости от рабочих параметров аппарата. Для труб и арматуры при  $p \leq 1 \text{ МПа}$  и  $t \leq 300 \text{ }^\circ\text{C}$  применяют фланцы плоские приварные с соединительным выступом по ГОСТ 12830-67 [5, с. 211]. Конструкция выбранного фланца приведена на рисунке 5.

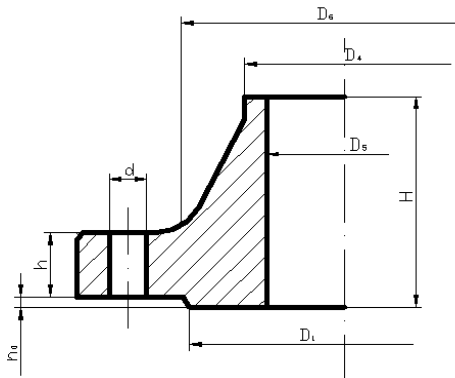


Рисунок 5

Основные параметры фланцевого соединения [5, с.215]:

Внутренний диаметр фланца  $D_y = 100$  мм;

Наружный диаметр фланца  $D_\phi = 205$  мм;

Диаметр болтовой окружности  $D_\delta = 170$  мм.

Геометрические размеры уплотнительной поверхности [5, с.214]:

$D_1 = 148$  мм,  $D_2 = 138$  мм,  $D_3 = 137$  мм.

Толщина фланца  $h = 11$  мм.

Диаметр отверстий под болты  $d = 18$  мм.

Число отверстий  $z = 4$ .

Диаметр болтов  $d_B$  - М16;

Основные параметры прокладки [5, с.246]:

Наружный диаметр  $D_{\Pi} = 151$  мм;

Внутренний диаметр  $d_{\Pi} = 106$  мм;

Ширина прокладки  $b_{\Pi} = 22,5$  мм.

Толщина прокладки  $S_{\Pi} = 2$  мм.

Нагрузка, действующая на фланцевое соединение от избыточного внутреннего давления:

$$Q_d = 0,785 D_{\Pi,CP}^2 \cdot p_p, \quad (86)$$

где  $D_{\Pi,CP}$  - средний диаметр прокладки;

$$D_{\Pi,CP} = D_{\Pi} - b_{\Pi}; \quad (87)$$

$$D_{\Pi,CP} = 151 - 22,5 = 128,5 \text{ мм};$$

$$Q_d = 0,785 \cdot (0,1285)^2 \cdot 0,12 = 0,00156 \text{ МН}.$$

Эффективная ширина прокладки для плоских прокладок:

$$b_E = 3,8 \sqrt{b_{\Pi}}; \quad (88)$$

$$b_E = 3,8 \cdot \sqrt{22,5} = 18 \text{ мм} = 0,018 \text{ м};$$

Реакция прокладки в рабочих условиях:

$$R_{\Pi} = 2\pi D_{\Pi,CP} b_E m p_R; \quad (89)$$

где  $m = 2,5$  - коэффициент, принимаем по [5, с.265];

$$R_{\Pi} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1285 \cdot 0,018 \cdot 2,5 \cdot 0,12 = 0,00436 \text{ МН}$$

Шаг болтов [5, с.266]:

$$t_{\text{Б}} = 4,5d_{\text{Б}} \quad (90)$$

$$t_{\text{Б}} = 5 \cdot 18 = 90_{\text{ММ}}$$

Число болтов:

$$z_{\text{Б}} = \frac{\pi D_{\text{Б}}}{t_{\text{Б}}}; \quad (91)$$

$$z_{\text{Б}} = \frac{3,14 \cdot 170}{90} = 8;$$

Линейная податливость прокладки:

$$y_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} \cdot K}{\pi D_{\text{П.СР}} b_{\Pi} E_{\Pi}}; \quad (92)$$

где  $K = 0,9$  – коэффициент сжатия прокладки [6, с.34];

$E_{\Pi} = 2000$  МПа - модуль предельной упругости материала прокладки [5, с.265];

$$y_{\Pi} = \frac{0,002 \cdot 0,9}{3,14 \cdot 0,1285 \cdot 0,0225 \cdot 2000} = 9,9 \cdot 10^{-5} \text{ м/МН};$$

Линейная податливость болтов:

$$y_{\text{Б}} = \frac{l_{\text{Б}}}{E_{\text{Б}} f_{\text{Б}} z_{\text{Б}}}; \quad (93)$$

где  $l_{\text{Б}}$  - расчетная длина болта:

$$l_B = l_{B0} + 0,28d ; \quad (94)$$

где  $l_{B0}$  - длина болта между опорными поверхностями головки болта и гайки;

$$l_{B0} = 2h + s_{II} ; \quad (95)$$

$$l_{B0} = 2 \cdot 11 + 2 = 24 \text{ мм};$$

$$l_B = 0,024 + 0,28 \cdot 0,018 = 0,029 \text{ м} .$$

$f_B = 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  - расчетная площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы, [6, с.36];

$E_B = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  - модуль продольной упругости материала болта;

$$y_B = \frac{0,029}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4} \cdot 8} = 1,265 \cdot 10^{-5} \frac{\text{М}}{\text{МН}} ;$$

Угловая податливость фланца:

$$y_{\Phi} = \frac{[1 - w(1 + 0,9\lambda)]\psi_2}{h^3 E_{\Phi}} ; \quad (96)$$

где  $w$  – безразмерный параметр:

$$w = [1 + 0,9\lambda(1 + \psi_1 j^2)]^{-1} ; \quad (97)$$

где  $\psi_1$  - безразмерный параметр;

$$\psi_1 = 1,28 \lg k , \quad (98)$$

где  $k$  для приварных фланцев:



$$k = \frac{D_{\phi}}{D} ; \quad (99)$$

$$k = \frac{208}{100} = 2,08$$

$$\psi_1 = 1,281 \lg 2,08 = 0,407$$

$\lambda$  - коэффициент;

$$\lambda = h \sqrt{D s_E} ; \quad (100)$$

$\psi_2$  - безразмерный параметр;

$E_{\phi}$  - модуль продольной упругости материала фланца;

$$j = \frac{h}{s_E} ; \quad (101)$$

$s_E$  - эквивалентная толщина втулки фланца для приварных фланцев;

$$s_E = \chi \cdot s_0 , \quad (102)$$

$$\chi = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + (1 + \beta) / 4} , \quad (103)$$

$$x = l \sqrt{D s_0} , \quad (104)$$

где  $\beta$  – отношение большей толщины втулки к меньшей, принимаем  $\beta = 2$ ;

$l = 17,5$  мм – длина конической части втулки.

$s_0 = 0,007$  м – меньшая толщина патрубка штуцера;

$$x = 17,5 / \sqrt{100 \cdot 7} = 0,66 ,$$

$$\chi = 1 + (2-1) \frac{0,66}{0,66 + (1+2)/4} = 1,47 ,$$

$$s_E = 1,47 \cdot 7 = 10,3 \text{ мм},$$

$\lambda = 0,34$  - принимаем согласно [5, с.267], тогда ориентировочная толщина фланца:

$$h = \lambda \sqrt{D s_E} ; \quad (105)$$

$$h = 0,34 \sqrt{0,1 \cdot 0,0103} = 0,011$$

$$j = \frac{0,011}{0,0103} = 1,68 ;$$

$$w = [1 + 0,9 \cdot 0,34 \cdot (1 + 0,407 \cdot 1,68^2)]^{-1} = 0,562 ;$$

$$y_\Phi = \frac{[1 - 0,562 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,34)] \cdot 2,85}{0,011^3 \cdot 1,99 \cdot 10^5} = 2,86 \frac{1}{\text{МН} \cdot \text{м}} ;$$

$$\psi_2 = 2,85 \text{ [6, с.39];}$$

$$E_\Phi = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа для стали 10X17H13M3T при } t = 144^\circ\text{C};$$

Усилие, возникающее от температурных деформаций. Для приварных фланцев из одного материала:

$$Q_t = \gamma \cdot z_B \cdot f_B \cdot E_B \cdot (\alpha_\Phi \cdot t_\Phi - \alpha_B \cdot t_B) ; \quad (106)$$

$\gamma$  - безразмерный коэффициент. Для соединений с приварными фланцами:

$$\gamma = A \cdot y_B ; \quad (107)$$

где

$$A = [y_{\Pi} + y_{\text{Б}} + 0,25(y_{\Phi_1} + y_{\Phi_2})(D_{\text{Б}} - D_{\text{П.СР}})^2]^{-1}; \quad (108)$$

$\alpha_{\Phi}$  - коэффициент температурного линейного расширения материала фланцев;

$\alpha_{\text{Б}}$  - коэффициент температурного линейного расширения материала болтов;

$$\left. \begin{aligned} t_{\Phi} &= 0,96t_p = 138,24^{\circ}\text{C} \\ t_{\text{Б}} &= 0,95t_p = 136,8^{\circ}\text{C} \end{aligned} \right\} [5, \text{с.259}];$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\Phi_1} &= \alpha_{\Phi_2} = 12,36 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C} \\ \alpha_{\text{Б}} &= 12,4 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C} \end{aligned} \right\} [5, \text{с.14}];$$

$$A = [(9,9 + 1,265) \cdot 10^{-5} + 0,25 \cdot (2,86 \cdot 2)(0,170 - 0,1285)^2]^{-1} = 388;$$

$$\gamma = 388 \cdot 1,265 \cdot 10^{-5} = 0,00491;$$

$$Q_t = 0,00491 \cdot 8 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4} \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot (12,36 \cdot 10^{-6} \cdot 138,24 - 12,4 \cdot 10^{-6} \cdot 136,8) = 0,000058 \text{ МН}.$$

Болтовая нагрузка в условиях монтажа при  $p \leq 0,6 \text{ МПа}$ :

$$P_{\text{Б1}} = \max \{ \alpha Q_{\text{д}} + R_{\text{П}}; \pi D_{\text{П.СР}} b_{\text{Е}} q; 0,4[\sigma_{\text{Б}}]^{142,5} z_{\text{Б}} f_{\text{Б}} \}; \quad (109)$$

где  $q = 20$  – параметр, принимаем согласно [5, с.265];

$\alpha$  - коэффициент жесткости фланцевого соединения;

$$\alpha = A[y_{\text{Б}} + 0,25(B_1 + B_2)(D_{\text{Б}} - D_{\text{П.СР}})]; \quad (110)$$

$$B = y_{\Phi}(D_{\text{Б}} - D - s_{\text{Е}}); \quad (111)$$

$$B = 2,86 \cdot (0,170 - 0,1 - 0,0103) = 0,17 \text{ 1/МН};$$

для плоских приварных фланцев:

$$B_1 = B_2 = B$$

$$\alpha = 388 \cdot [1,265 \cdot 10^{-5} + 0,25 \cdot 2(0,17)(0,170 - 0,1285)] = 0,689 ;$$

$$[\sigma_B]^{136,8} = 228,5 \text{ МПа [4, с.147] для стали 35Х};$$

$$P_{B1} = \max\{0,689 \cdot 0,00156 + 0,00436; 3,14 \cdot 0,1285 \cdot 0,018 \cdot 20; 0,4 \cdot 228,5 \cdot 8 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}\} = \\ = \max\{0,0054; 0,145; 0,1052\} = 0,145 \text{ МН}$$

Болтовая нагрузка в рабочих условиях:

$$P_{B2} = P_{B1} + (1 - \alpha)Q_d + Q_t ; \quad (112)$$

$$P_{B2} = 0,145 + (1 - 0,689) \cdot 0,00156 + 0,000302 = 0,146 \text{ МН} ;$$

Приведенные изгибающие моменты в диаметральной направлении сечения фланца:

$$M_{01} = 0,5P_{B1}(D_B - D_{П.СР}) ; \quad (113)$$

$$M_{02} = 0,5 \cdot [P_{B2}(D_B - D_{П.СР}) + Q_d(D_{П.СР} - D - s_E)] \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]^6} ; \quad (114)$$

$$M_0 = \max\{M_{01}; M_{02}\} ; \quad (115)$$

$$M_{01} = 0,5 \cdot 0,145 \cdot (0,170 - 0,1285) = 0,003 \text{ МН} \cdot \text{м} ;$$

$$M_{02} = 0,5 \cdot [0,146 \cdot (0,170 - 0,1285) + 0,00156 \cdot (0,1285 - 0,10 - 0,0103)] \frac{230}{228,24} = 0,00304 \text{ МН} \cdot \text{м} ;$$

$$M_0 = \max\{0,003; 0,00304\} = 0,00304 \text{ МН} \cdot \text{м} ;$$

Условия прочности болтов:

$$\frac{P_{Б1}}{z_B \cdot f_B} \leq [\sigma]^{20}; \quad (116)$$

$$\frac{P_{Б2}}{z_B \cdot f_B} \leq [\sigma]^{144}; \quad (117)$$

$$\frac{0,145}{8 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}} = 126 \text{ МПа}; \quad 126 \text{ МПа} \leq 230 \text{ МПа};$$

$$\frac{0,146}{8 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}} = 127 \text{ МПа}; \quad 127 \text{ МПа} \leq 228,5 \text{ МПа}.$$

Условия прочности болтов выполняются.

Условие прочности прокладки:

$$q = \frac{P_{Б1}}{\pi D_{п.ср} b_{п}} \leq [q]; \quad (118)$$

$$q = \frac{0,145}{3,14 \cdot 0,1285 \cdot 0,0225} = 16 \text{ МПа}; \quad 16 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}.$$

Условие прочности прокладки выполняется.

Максимальное напряжение в сечении  $s_1 = \beta s_0$  фланца:

$$\sigma_1 = \frac{T_{\phi} \cdot M_0 \cdot w}{D(\beta s_0 - c)^2}; \quad (119)$$

$T = 1,48$  [5, с.268] – коэффициент;

$$\sigma_1 = \frac{1,48 \cdot 0,00304 \cdot 0,562}{0,100 \cdot (2 \cdot 0,007 - 0,0015)^2} = 162 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение в сечении  $s_0$  фланца:

$$\sigma_0 = \psi_3 \cdot \sigma_1; \quad (120)$$

где  $\psi_3 = 1,3$  - принимаем согласно [5, с.269];

$$\sigma_0 = 1,3 \cdot 162 = 211 \text{ МПа}$$

Напряжение в кольце фланца от действия момента  $M_0$ :

$$\sigma_k = \frac{M_0 [1 - w(1 + 0,9\lambda)] \cdot \psi_2}{Dh^2}; \quad (121)$$

$$\sigma_k = \frac{0,00304 \cdot [1 - 0,562 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,34)] \cdot 2,85}{0,1 \cdot 0,011^2} = 190 \text{ МПа}$$

Напряжения во втулке фланца от внутреннего давления:

- тангенциальное:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2(s_0 - c)}; \quad (122)$$

- меридиональное:

$$\sigma_m = \frac{p \cdot D}{4(s_0 - c)}; \quad (123)$$

$$\sigma_t = \frac{0,12 \cdot 0,1}{2(0,007 - 0,0015)} = 1,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \frac{0,12 \cdot 0,1}{4(0,007 - 0,0015)} = 0,545 \text{ МПа}$$

Условие прочности фланца:

- в сечении  $s_0$

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2} - (\sigma_0 + \sigma_m)\sigma_t \leq \varphi[\sigma]_0; \quad (124)$$

при  $p < 4 \text{ МПа}$ :

$$[\sigma]_0 = 0,003E; \quad (125)$$

$$[\sigma]_0 = 0,003 \cdot 1,99 \cdot 10^5 = 597 \text{ МПа};$$

$\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва, принимаем  $\varphi = 1$ ;

$$\sqrt{(211 + 0,545)^2 + 1,1^2} - (211 + 0,545) \cdot 1,1 = 211;$$

$$211 \text{ МПа} < 597 \text{ МПа}.$$

- в сечении  $s_1$

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2} - \sigma_1 \cdot \sigma_k \leq [\sigma]_0; \quad (126)$$

$$\sqrt{211^2 + 190^2} - 211 \cdot 190 = 201 \leq 597;$$

Условия прочности фланца выполняется.

Угол поворота фланца:

$$\Theta = \frac{\sigma_k \cdot D}{E_\phi \cdot h} \leq [\Theta]; \quad (127)$$

для плоских фланцев  $[\Theta] = 0,009 \text{ рад}$  [5, с.272];

$$\Theta = \frac{190 \cdot 0,100}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 0,011} = 0,0087 < 0,009 \text{ рад} \quad (128)$$

Условие герметичности фланцевого соединения выполняется.

## 5. Энергетический расчет

Требуемая мощность двигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{V_{\text{В}} P_{\text{В}}}{\eta_{\text{п}} \eta_{\text{дв}}}, \quad (129)$$

где  $\eta_{\text{п}} = 0,95$  – КПД привода;

$\eta_{\text{дв}} = 0,95$  – КПД двигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{192275,7 \cdot 152,75}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 13000 \text{ Вт} = 13 \text{ кВт}$$

Принимается двигатель для аппаратов, работающих в невзрывоопасных зонах АО 93-12. Характеристика двигателя:

- число полюсов – 12;
- номинальная мощность – 18 кВт;
- скорость вращения – 480 об/мин.

Суммарная мощность, потребляемая двумя электродвигателями аппарата:

$$N_{\text{общ}} = 2N_{\text{дв}} \quad (130)$$

$$N_{\text{общ}} = 2 \cdot 13 = 26 \text{ кВт}$$



## 6 Кинематический расчет

Разработанная кинематическая схема приведена на рисунке 6.

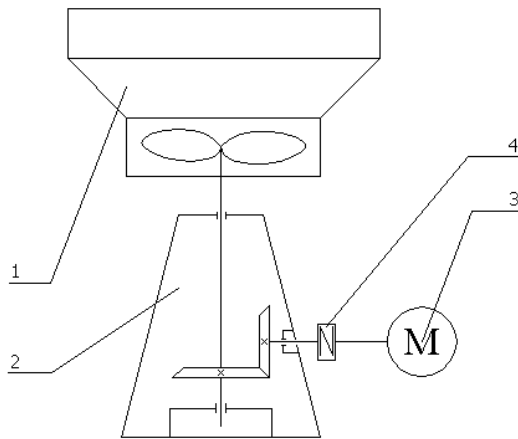


Рисунок 6

1 – аппарат воздушного охлаждения; 2 – конический редуктор-опора; 3 – электродвигатель; 4 – муфта

Для привода АВГ выбираем стандартный редуктор-опору [4, с. 45], основные размеры которого приведены на рисунке 7.

Передаточное отношение для аппарата АВГ составляет 2,27 [4, с. 44], скорость вращения входного вала  $n_1 = 480 \text{ с}^{-1}$ , тогда скорость вращения выходного вала и вентилятора:

$$n_2 = n_1 / i, \quad (131)$$

где  $i = 2,27$  – передаточное отношение,

$$n_2 = 480 / 2,27 = 211,45 \text{ с}^{-1}$$

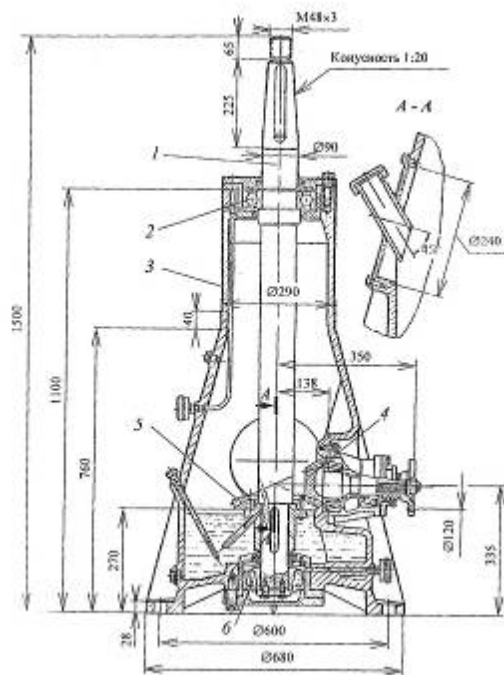


Рисунок 7

1 – вал; 2 – шарикоподшипник; 3 – корпус; 4 – шестерня коническая ведущая; 5 – колесо коническое ведомое; 6 – радиально-упорный роликоподшипник

## Заключение

По результатам расчета выбираем аппарат воздушного охлаждения

$$\frac{\text{АВГ}-14,6-\text{Ж}-0,6-\text{Б4}-\text{Н1}}{4-2-8} \text{ у1} :$$

аппарат воздушного охлаждения с горизонтальным расположением секций, коэффициент оребрения – 14,6, аппарат имеет жалюзи, условное давление 0,6 МПа, материальное исполнение Б4 – биметаллические трубы, исполнение электродвигателя - невзрывозащищенное, индекс электродвигателя по мощности – 1, климатическое исполнение – для умеренного климата с температурным диапазоном от – 20 до +45, количество рядов труб – 4, число ходов по трубам – 2, длина трубы – 8 м.

Данный аппарат отличаются относительной простотой конструкции, следовательно, достаточно прост при монтаже и эксплуатации. Установка не приводит к загрязнению окружающей среды и занимает небольшую площадь, по сравнению с общей площадью занимаемой обычным теплообменником и сооружениями водного хозяйства.

У аппаратов типа АВГ наименьшее аэродинамическое сопротивление теплообменных секций, следовательно требуется меньшая мощность вентилятора. В зимнее время при уменьшении угла поворота лопастей потребление электроэнергии значительно снижается, также при низких температурах возможно отключение одного вентилятора, что также уменьшает затраты на электроэнергию.

Общий вид аппарата воздушного охлаждения изображен на чертеже КП.ДПИ–260601(06МАПП)–АВО-5–00.00.000 В0.

## Список литературы

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курс процессов и аппаратов.Л.:Химия,1987, 576 с.
2. Ульянов В.М. Физико-химические характеристики веществ. Справочник проектировщика химического оборудования: учебное справочное пособие /В.М Ульянов. – Н.Новгород: НГТУ, 2009. – 309 с.
3. Справочник химика/ Б.П. Никольский, О.Н. Григоров, М.Е. Позин и др. – Л.: Химия, 1966. – 1072 с.
4. Сидягин А.А., Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения: учеб. пособие/ А.А. Сидягин, В.М. Косырев. – Н.Новгород: НГТУ, 2009. – 150 с.
5. Лащинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: справочник/ А.А. Лащинский, 1981. – 382с.
6. РД 26-15-88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений.
7. ГОСТ 25822-83. Сосуды и аппараты. Аппараты воздушного охлаждения. Нормы и методы расчета на прочность.
8. ГОСТ Р 51364-99. Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические условия.