Братский Государственный Университет

Министерство образования РФ

Братский Государственный университет

Факультет Энергетики и автоматики

Кафедра промышленной теплоэнергетики

Курсовой проект по дисциплине:

«Технологические энергосистемы»

ТЕМА: РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБЪЕКТА

Братск 2008г.

**Задание**

**Расчет системы воздухоснабжения промышленного объекта: цеха сортировки фанерного завода**

Вариант №30 исходные данные:

1. Расстояние от КС до цеха , м

2. Размер цеха:

Длина , м

Ширина , м

Высота , м

3. Количество воздухоподогревателей , шт.

4. Количество пневмолиний , шт.

5. Число задвижек , шт.

6. Число поворотов , шт.

7. Длина трассы в цехе , м

8. Длина ответвлений , м

9. Сопротивление ВП, , кПа

10.Сопротивление в насосе КС, \*, МПа

11.Шероховатость трассы , м

12.Скорость воздуха ,м/с

13.Давление для потребителя , МПа

14.Средний расход сжатого воздуха на одно ответвление , н

**Введение**

Практически на любом промышленном предприятии в качестве газообразного энергоносителя используется сжатый воздух. На производство конечного технологического продукта доля расхода первичной для его производства на различные нужды энергии колеблется от 5% до 30 % от общего энергопотребления. Поэтому от надежности систем воздухоснабжения во многом зависит надежность, а нередко и безопасность проводимого технологического процесса. Прекращение подачи сжатого воздуха на предприятии приводит, как правило, к крупной аварии. В силу своей универсальности пневмосистемы предприятий претерпевают значительные изменения, как по режимам потребления сжатого воздуха, так и требованиям к его подготовке. В связи с этим возникает необходимость периодической корректировки отдельных элементов, а в ряде случаев и модернизации всей системы воздухоснабжения промышленного объекта.

Эксплуатацию и совершенствование этих систем ведут службы Главного энергетика предприятия, комплектуемые выпускниками теплоэнергетического профиля и требующие определенной квалификационной подготовки. Решение поставленных задач весьма затруднено практически полным отсутствием соответствующей справочной литературы.

**1. Общая характеристика систем воздухоснабжения и потребления энергоносителей**

Системы воздухоснабжения промышленных предприятий предназначены для централизованного обеспечения разнообразных потребителей сжатым воздухом с заданными параметрами по количественным (расход) и качественным (давление, температура, влажность, чистота и т.д.) показателям в соответствии с заданным графиком потребления. Для обеспечения индивидуального технологического режима единичных крупных потребителей сжатого воздуха создают блочную компоновку компрессор - технологический агрегат. в этом случае компрессор располагается у потребителя либо в непосредственной близости от объекта устанавливается компрессорная станция для индивидуального регулирования режимов потребления энергоносителя. Это относится прежде всего к предприятиям черной и цветной металлургии, а также химической промышленности, где сосредоточенны наиболее крупные технологические установки, использующие сжатый воздух.

В системы воздухоснабжения входят компрессорные и воздуходувные станции, коммуникации сжатого воздуха (трубопроводный и баллонный транспорт) и распределительные устройства потребителя. На компрессорных станциях устанавливаются устройства для забора и очистки воздуха от механических примесей, компрессоры для получения сжатого воздуха и вспомогательное оборудование для охлаждения, дополнительной осушки и очистки, выравнивания давления и аккумулирования энергоносителя.

В основном станции комплектуются поршневыми компрессорами (а в последнее время винтовыми) единичной производительностью до 1,7м3/с и широким диапазоном давления (нагнетания) от 0,2 до 40 МПа и более или центробежными с единичной производительностью от 2 до 110 м3/с и более и с избыточным давлением от 0,35 до 1 МПа (иногда до 4 МПа).

Система воздухоснабжения является одним из самых энергоемких потребителей, а сжатый воздух - самый распространенный энергоноситель практически на любом промышленном предприятии. У потребителя сжатый воздух расходуется в основном на технологические нужды ( интенсификация процессов горения, получение кислорода, выплавка чугуна и стали и т.д.) и на силовые процессы ( привод многочисленных пневмоустройств и механизмов).

По объемам потребления сжатого воздуха лидируют предприятия черной и цветной металлургии, где крупными единичными потребителями являются: доменные и мартеновские печи, барабанные сушилки и т.д. Для производства 1 тонны чугуна, к примеру, расходуется 800-1000 м3 сжатого воздуха, а единичное потребление энергоносителя конвертером колеблется от 3 до 15 м3/с.

На предприятиях химической промышленности наиболее емким по потреблению сжатого воздуха является производство азотной кислоты ( расход энергоносителя около 4000 м3 на 1 тонну), серной кислоты, аммиачной селитры (расход энергоносителя до 140 м3/с на одну установку).

Крупными потребителями сжатого воздуха являются воздухоразделительные установки, которые обслуживаются крупными турбокомпрессорами (производительностью до 70 м3/с), а затраты энергии на производство сжатого воздуха составляют от 70 до 90% всех энергозатрат в зависимости от типа установки.

В машиностроении, помимо крупных потребителей воздуха в литейных и кузнечных производствах (прессы, обдувочные машины, пескоструйные камеры, вибраторы и т.д.), значительно больше доля использования энергии сжатого воздуха для приводов различных механизмов: пневмомолотки, зажимные и прижимные устройства, окрасочные камеры, пневмодвигатели, пневмодрели и т.д. На машиностроительных заводах применяется, как правило, централизованное воздухоснабжение при значительной неравномерности использования воздуха различными мелкими потребителями.

К достаточно крупным потребителям сжатого воздуха относятся: горнодобывающая и угольная промышленность (буровые устройства, перфораторы, подъемники, системы вентиляции и кондиционирования воздуха); строительная промышленность (распыливание красителей, вибраторы, пневмомолотки и т.д.); нефтедобывающая отрасль.

Сжатый воздух достаточно широко также используется в энергетической промышленности, на транспорте, для нужд связи, автоматики и других отраслях.

**2.** **Коммуникации газообразных энергоносителей**

**2.1 Трубопроводы компрессорных станций**

Трубопроводные коммуникации компрессорных станций - это воздухопроводы, водопроводы, маслопроводы и т.д.

Воздушные коммуникации, предназначенные для транспортирования энергоносителя от всасывающего устройства до потребителя, подразделяются на всасывающий, нагнетательный и магистральный воздухопроводы.

Всасывающий воздухопровод - это участок от воздушного фильтра до всасывающего патрубка компрессора. Для уменьшения потерь на всосе компрессора длина участка должна быть не более10-15 м, число поворотов с радиусом равным трем диаметрам всасывающего воздухопровода минимально. Вблизи трассы не должно быть паропроводов, нагнетательных воздухопроводов и прочих мест выделения тепла. При расположении внутри зданий воздухопроводы теплоизолируются. Скорость воздуха во всасывающем воздухопроводе принимается 10-12 м/с.

Нагнетательный воздухопровод - от патрубка компрессора до фланца вспомогательного оборудования - по возможности должен быть коротким и прямым. Участок трубопровода между концевым воздухопроводом (или влагомаслоотделителем) и воздухосборником (или сборным коллектором) называется подающим. Сжатый воздух в трубопроводах данного типа имеет повышенную температуру, поэтому в целях безопасности работы обслуживающего персонала трубопроводы, как правило, подлежат теплоизоляции.

Внутри зданий воздухопроводы имеют верхнее (по строительным конструкциям) и нижнее (в каналах и траншеях) размещение. Магистральный воздухопровод начинается от сборного коллектора или воздухосборника до потребителя сжатого воздуха. Ряд магистральных воздухопроводов образуют трассу и сеть сжатого воздуха. Кроме того, имеются вспомогательные воздухопроводы: для продувки сосудов, отвода энергоносителя из предохранительных устройств и другие.

**2.2 Пневмосети промышленных предприятий**

При монтаже воздухопроводной сети используются трубы диаметром от 15 до 1400 мм. Трубы соединяются между собой сваркой; фланцевые соединения делаются только в местах присоединения арматуры и оборудования.

Для удаления конденсирующейся в воздухопроводе влаги должен быть предусмотрен дренаж и сами воздухопроводы прокладываются с уклоном 0,0025-0,004 в направлении движения воздуха (обычно 0,003).

В наиболее низких точках воздухопроводов устанавливаются спускные и продувочные краны или простейшие влагомаслоотделители с автоматической или ручной продувкой воздухопровода. Присоединение ответвлений к магистралям для предотвращения попадания воды осуществляется сверху, преимущественно под острым углом.

При прохождении воздухопровода вблизи теплоизлучающих поверхностей должны быть приняты меры для предотвращения нагревания воздуха. Для компенсации температурных расширений ПНЕВМОСЕТЕЙ обычно используют подвижные опоры, или температурные компенсаторы, чаще всего П-образной формы.

Пневмосети предприятий подразделяются на межцеховые и внутрицеховые. Межцеховые сети - это сеть воздухопроводов от сборного коллектора компрессорной станции до ввода в цех. Используются надземная и подземная прокладки воздухопроводов. Межцеховые сети монтируются в подземных траншеях и каналах ниже глубины промерзания грунта с прочими энергетическими коммуникациями - паропроводами, трубопроводами горячей воды и т.д. Надземная прокладка осуществляется по имеющимся эстакадам и в лотках. Прокладываются они по радиальной (тупиковой) схеме, как правило, при работе компрессоров на общий коллектор. Однако более надежной является схема индивидуальной работы компрессора на своего потребителя.

На узлах ввода в цехи устанавливается задвижка, влагоотделитель, манометр, измерительная шайба с дифманометром для замера расхода воздуха цехом. Ввод может быть укомплектован редукционным клапаном, если давление в цехе ниже, чем в межцеховой сети. В цехе у потребителя пониженного давления клапан устанавливается у группы или у каждого потребителя.

У цехов, потребляющих значительные объемы воздуха при неравномерном расходе, особенно при значительном удалении от компрессорной станции, устанавливаются воздухосборники соответствующего объема. Внутрицеховые воздухопроводы начинаются от ввода в цех. Конфигурация сетей предпочтительнее кольцевая, если это не вызывает значительного удорожания установки за счет больших расходов металла.

Цеховые сети монтируются по колоннам, стенам, фермам перекрытия или в каналах пола. На воздухопроводах, в местах, доступных для обслуживания, следует устанавливать задвижки (установка вентилей вызывает большую потерю давления воздуха). На верхних точках сети воздухопроводов для удаления воздуха при гидроиспытаниях устанавливаются вентили. В нижних точках устанавливаются влагомаслоотделители (цилиндрический сосуд со спускным краном в нижней части).

**3. Расчет магистральных газопроводов**

**3.1 Порядок расчета газопроводов**

Задачей аэродинамического расчета газо- и воздухопроводов является определение гидравлических сопротивлений и потерь давлений (напора) при транспортировке газообразного энергоносителя. При необходимости определяются также диаметры газопроводов. Расчет сети газопроводов и каналов производится в следующем порядке. Составляется подробно в изометрии имеющаяся или предполагаемая схема газопроводной сети (системы каналов исследуемого объекта) для предприятия с нанесением длин участков, необходимой запорной арматуры и количества протекающего энергоносителя.

Выбирается расчетная магистраль воздухопровода, имеющая наибольшее протяжение от источника генерации и трансформации энергоносителя до наиболее удаленного потребителя и, как правило, характеризуемая наибольшими гидравлическими потерями.

По принятой скорости потока и по расходу энергоносителя на каждом участке определяется диаметр газопровода. Найденный расчетный диаметр округляется до ближайшего большего стандартного диаметра. Определяются эквивалентные и приведенные длины участков. Находятся гидравлические потери энергии по участкам и в целом по всей магистрали. Если эти потери от промышленной энергетической станции (компрессорной, кислородной станции и т.д.) до самых отдаленных потребителей превышают 49 кПа (0,5 кгс/с2 или 5 ÷ 10 % от номинального давления у потребителя), то пневмосеть следует пересчитать, задаваясь новыми значениями скорости энергоносителя.

**3.2 Расчетные диаметры газопроводов**

Определяем диаметры газопроводов круглого сечения при давлении, близком к атмосферному (например, системы вентиляции), или под давлением (например, системы воздухоснабжения):

d = , м(3.1)


### где Qн - расход воздуха при нормальном давлении, м3/с;

ρн - плотность воздуха при нормальном давлении, кг/м3;

ρсж - плотность сжатого воздуха, кг/м3;

ν - скорость движения воздуха, м/с.

Определяем плотность сжатого воздуха:

ρсж = , кг/м3(3.2)

где Р - абсолютное давление (среднее) на расчетном участке, кг/м2;

R - газовая постоянная, равная 29,97 кг\*м/кг\*0С, если давление в кг/м2, R=287,14 Дж/кг\*0С, если давление дается в единицах Н/м2.

Определяем температуру сжатого воздуха в нагнетательном трубопроводе при адиабатном процессе многоступенчатого сжатия по выражению:

Тсж = [ ( tн + 273 ) + ΔТ ] ˙ ε k-1/k , 0K(3.3)

где tн - температура на всасывании, 0С;

ΔТ = 10 ÷ 150С - обусловлена типом системы промежуточного охлаждения ступени компрессора;

к = 1,4 - показатель адиабаты для воздуха.

Определяем степень сжатия в каждой ступени компрессора при условии равенства в ней отношения давлений для всех ступеней:

ε = ,(3.4)

где ε - отношение давлений в каждой ступени компрессора (степень сжатия);

n - число ступеней компрессора;

Рк - давление воздуха, выходящего из последней ступени;

Рн - давление воздуха, поступающего в последнюю ступень компрессора.

Величина Рн определяется оптимальным распределением давлений между ступенями при многоступенчатом сжатии. При одноступенчатом сжатии оно равно давлению на всасывании.

На выходе сжатого воздуха из компрессоров устанавливаются концевые воздухоохладители, после которых температура энергоносителя понижается до безопасного для обслуживающего персонала уровня. Поэтому при расчете межцеховых и внутрицеховых сетей промышленного предприятия температура сжатого воздуха рассчитывается по зависимости (3.3) при условии ε=1, а параметр ΔТ принимается в пределах 15 ÷ 25 0С.

Скорость воздуха в трубопроводах зависит от многих факторов, в том числе от назначения воздухопровода (магистральный, нагнетательный и т.д.).

В общем случае можно считать, что оптимальная с экономической точки зрения скорость воздуха в трубопроводах воздушной сети объекта также находится в пределах 10 ÷15 м/с. Для длинных трубопроводов (свыше 200 м) допускается увеличение скорости до 20 м/с; для коротких (до 100 м) и шлангов рекомендуется скорость до 10 м/с.

В цеховых трубопроводах скорость воздуха должна быть не более 8 ÷ 12 м/с, а для воздухопроводов малых диаметров может понижаться до 4 ÷ 8 м/с. При тупиковой схеме разводки трубопроводов в цехе скорость на ответвлениях к каждому потребителю принимается предельно допустимой.

Диаметры расчетных магистралей по зависимости (3.1) определяются по предварительно выявленным максимальным расходам энергоносителя у потребителей.

При кольцевой схеме внутрицеховые воздухопроводы допускаются одного диаметра. Расход воздуха в этом случае берется в размере 70 % от полусуммы расхода всеми потребителями кольцевого участка.

ε = 1, ΔT = 100С, тогда температура сжатого воздуха определится:

Тсж = [(15+273)+10]=298 K

Определяем плотность сжатого воздуха:

ρсж = = 2,1 кг/м3

Определяем диаметры расчетных участков:

d1 == 1,28 м

стандартный ближайший больший диаметр d1 = 1,4 м;

d2 == 1,22м

стандартный ближайший больший диаметр d2 = 1,4 м;

d3 == 1,15 м

стандартный ближайший больший диаметр d3 = 1,2 м;

d4 == 1,07 м

стандартный ближайший больший диаметр d4 = 1,1 м;

d5 = = 0,99 м

стандартный ближайший больший диаметр d5 = 1 м;

d6 == 0,9 м

стандартный ближайший больший диаметр d6 = 0,9 м;

d7 = = 0,81 м

стандартный ближайший больший диаметр d7 = 0,9 м;

d8 = = 0,7 м

стандартный ближайший больший диаметр d8 = 0,7 м;

d9 = = 0,6 м

стандартный ближайший больший диаметр d9 = 0,6 м;

d10 = = 0,41 м

стандартный ближайший больший диаметр d10 = 0,45 м;

**3.3 Определение и выбор расчетных коэффициентов**

Величина коэффициента сопротивления трения λ зависит от критерия Рейнольдса (Re) и шероховатости поверхности труб.

Согласно опытным данным всю область режима течения в шероховатых трубах можно разделить на три зоны:

1. Зона без проявления шероховатости, в которой сопротивление шероховатых труб и коэффициент λ зависит только от числа Re (так называемый ламинарный режим):

λ = ,(3.5)

где Re = d ·υ/ν < 2300;

ν - коэффициент кинематической вязкости, м2/с.

2. Зона, в которой сопротивление шероховатых труб отходит от закона гладких и зависит, кроме критерия Re, также от шероховатости ( переходный режим). Переходная зона характеризуется значением числа Re=2300÷ 4000. В этом случае также можно использовать простые зависимости, например:

λ = 0,0025(Re)1/3. (3.6)

3. Зона с полным проявлением шероховатости, где λ слабо зависит от Re (турбулентный режим течения, Re > 10000):

λ = 0,110,25(3.7)

где K- эквивалентная абсолютная шероховатость, мм.

Эквивалентная абсолютная шероховатость является искусственным понятием, при использовании которой в расчетах получаются сопротивления, одинаковые с сопротивлениями испытываемой шероховатой поверхности.

Определяем критерий Рейнольдса на каждом участке сети:

Rei = ,(3.8)

где w - скорость энергоносителя, м/с;

di - диаметр участка, м;

ν - коэффициент кинематической вязкости определяемый при температуре на всасывании (tн), м2/с.

При tн = 15 0С ⇒ ν = 14,61\*, м2/с, тогда получим:

Re1 = = 1533196 - турбулентный режим

Re2 = = 1533196 - турбулентный режим

Re3 = = 1314168 - турбулентный режим

Re4 = = 1204654 – турбулентный режим

Re5 = = 1095140 – турбулентный режим

Re6 ==985626 – турбулентный режим

Re7 == 985626 – турбулентный режим

Re8 == 766598 – турбулентный режим

Re9 == 657084 – турбулентный режим

Re10 == 462813 – турбулентный режим

Определяем коэффициент сопротивления трения:

λ1 = 0,25 = = 0,02

λ2 = 0,25 = = 0,02

λ3 = 0,25 = = 0,019

Определяем дополнительную длину участков воздухопровода эквивалентную, расположенным на них местным сопротивлениям:

**1 участок:** d = 1400 мм

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид местного сопротивления | количество, шт | длина эквивалентная 1м.с.,м |
| колено круто загнутое R=1,5d | 3 | 50,7 |
| задвижка нормальная | 2 | 15 |
| тройник при разделении на проход | 1 | 124 |

Итого по 1 участку: l =3\*50,7+2\*15+1\*124 = 306,1 м;

**2 участок:** d = 1400 мм

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид местного сопротивления | количество, шт | длина эквивалентная 1м.с.,м |
| колено круто загнутое R=1,5d | 0 |  |
| задвижка нормальная | 1 | 15 |
| тройник при разделении на проход | 1 | 124 |

Итого по 2 участку: l = 0+1\*15+1\*124 = 139 м;

**3 участок:** d = 1200мм

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид местного сопротивления | количество, шт | длина эквивалентная 1м.с., м |
| колено круто загнутое R=1,5d | 0 |  |
| задвижка нормальная | 1 | 13,6 |
| тройник при разделении на проход | 1 | 112,5 |

Итого по 3 участку: l = 0+1\*13,6+1\*112,5 = 126,1 м;

**3.4 Определение потерь напора и давления на трение**

Потери на трение по рассматриваемой ветви воздухопровода определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

hтр = Σhтрi = Σλi ·, мм. вод.ст.,(3.9)

где *l*i - длина соответствующего участка рассчитываемой ветви воздухопровода, м;

λi - коэффициент трения воздуха;

*l*эквi - дополнительная длина участка воздухопровода, эквивалентная расположенным на нем местным сопротивлениям, м;

n - количество расчетных участков сети, шт;

g = 9.81 - ускорение свободного падения, м2/с.

h= 0,02\*= 113 мм..вод. ст.;

h= 0,02\*= 27

h= 0,019\*= 28

Для упрощения расчетов целесообразно местные сопротивления (задвижки, тройники и т.д.) заменить условными прямыми участками трубопровода, эквивалентными по сопротивлению.

Определяем потери давления на трение:

ΔРтр = Σhтрi ·ρсжi ·g, (3.10)

Определяем суммарные потери на трение:

Σhтр = h+ h+ h(3.11)

Σhтр = 113 + 27 + 28 + 29 + 31 + 31 + 31 + 36 + 40 + 82 = 448

ΔРтр = 448\*2,1\*9,8 = 9219,84 Па

**3.5 Определение давления на промышленной энергетической станции**

При подаче воздуха в сеть промышленного объекта расчетное давление на компрессорной станции определяется по выражению:

Ркс = ΔРвс + ΔРтр + ΔРиз + ΔРну + Рн, Па,(3.12)

где Рн - номинальное давление воздуха у потребителя, Па;

ΔРвс - потери давления на трение и местные сопротивления в трубопроводах компрессорной станции, Па;

ΔРиз - избыточное, или резервное давление, Па;

ΔРну - неучтенные виды сопротивлений на расчетной ветви ( сопротивление влагомаслоотделителя, регенератора доменной печи и т.д.), Па;

ΔРтр - потери давления на трение и местные сопротивления по наиболее протяженной ветви воздухопровода, Па.

Ориентировочно избыточное, или резервное, давление принимается равным 0,5 кПа, а потери в трубопроводах компрессорной станции можно принять в пределах 3 ÷ 5 кПа.

Ркс = 3000 + 500 + 9219,84 + 180000 = 190719,84 Па

Потери давления по расчетной ветви составляют:

Δ = ΔΔΔ·100 %.(3.13)

Δ = ·100% = 5,955%

Определяем общее давление на компрессорной станции:

Pкс общ = Ркс + ∆Pвп, Па, (3.14)

Pкс общ = 190719,84 + 30000 = 220719,84 Па = 0,221 МПа

Таким образом, получили при заданной скорости движения энергоносителя w = 16 м/с, расчетное давление на компрессорной станции Ркс=0,221 МПа и потери давления по наиболее сложной ветви газопровода Δ=5,955%. Так как потери давления получились незначительные (<10%), следовательно, заданная скорость потока нам подходит.

**4. Расчет и выбор основного оборудования и показателей компрессорной станции**

**4.1 Определение нагрузок на компрессорную станцию**

Основной задачей при расчете воздушных компрессорных станций является расчет и выбор основного оборудования - компрессоров. Выбор типа, марки, количества и производительности компрессоров производят на основе: средней расчетной и максимально длительной нагрузок на компрессорную станцию; требуемого давления сжатого воздуха у потребителя.

Нагрузкой на компрессорную станцию Q называется расход воздуха, требуемый пневмоприемникам предприятия с учетом потерь энергоносителя при выработке, транспортировании и использовании.

Нагрузка на компрессорную станцию может быть:

неполной Q ≤ 0,5·Qр, (4.1)

средней 0,5·Qp < Q ≤ 0,75·Qp, (4.2)

максимальной Q = Qp, (4.3)

где Qp - производительность работающих компрессоров станции, м3/с.

Определяем максимальный расход воздуха всеми потребителями предприятия:

Qmax = Qср · Kmax, м3/с,

где Kmax – коэффициент максимума (Kmax = 1,2 – 1,5);(4.4)

Qmax = 36,1\*1,3 = 46,9 м3/с

Максимально длительную нагрузку определяем по выражению:

где -0,85-0,95 – коэффициент неодновременности, учитывающий вероятность несовпадения во времени максимальных нагрузок отделения предприятия;

= 0,9\*46,9=42,21 м3/с

=(0,05-1,5)\*42,21=2,1105-63,315 м3/с

Определяем максимально длительную нагрузку в 1-ю смену:

Q = Qmax · (0,6 ÷ 0,9) (4.5)

Q = 64,97 · 0,8 = 51,97 м3/с

Определяем максимально длительную нагрузку во 2-ю смену:

Q = Q · (0,4 ÷ 0,8) (4.6)

Q = 51,97 · 0,8 = 41,576 м3/с

Установленную производительность компрессорной станции следует принимать такой, чтобы работающие компрессоры покрывали максимально длительную нагрузку не менее, чем на 75÷90%:

В = ·100% = 75÷90%,(4.7)

где В - степень покрытия максимальной нагрузки на компрессорной станции, в основную 1 смену, при выходе из строя наибольшего по производительности компрессора, %;

Qк - производительность наибольшего компрессора, подлежащего ремонту или находящегося в резерве, м3/с.

Степень использования компрессоров для покрытия максимально длительной нагрузки во 2-ю смену определяется по зависимости:

P2 = 100%,(4.8)

где Qki - любой набор сумм производительностей выбранных компрессоров станции, который минимально перекрывает максимально длительную нагрузку Qмд во 2-ю смену, м3/с.

Возможная производительность компрессорной станции Qкс определяется включением в работу поочередно всех комбинаций выбранных компрессорных машин.

Таким образом, из отобранных компрессоров составляются различные варианты комплектации станции основными агрегатами с последующим расчетом показателей работы.

Наилучший вариант - это 100%-ное обеспечение максимально длительной нагрузки по всем трем сменам; наиболее гибкая работа компрессорной станции при изменении нагрузки (т.е. максимальное количество возможных производительностей КС); количество выбранных компрессоров; их однотипность; технические характеристики компрессоров и т.д. Приоритетное расположение тех или иных показателей определяется для каждого конкретного предприятия в зависимости от специфики его производства, режима работы, количества смен и т.п.

Тип выбираемого компрессора зависит от конкретных условий, в которых он должен работать.

Так, например, поршневые компрессоры, сжимающие воздух от 0,5 до 100 МПа и более, производительностью до 1,7 м3/с, рационально применять в компрессорных установках производительностью до 8,5 м3/с.

Другой основной тип применяемых на КС агрегатов - это турбокомпрессоры. Турбокомпрессоры единичной производительностью от 2 до 140 м3/с целесообразно применять в компрессорных установках для создания давления сжатого воздуха от 50 кПа до 1 МПа в производствах потребляющих более 8,5 м3/с.

Если на станции устанавливаются компрессоры равной производительности, то число рабочих машин определяется как отношение максимально длительной нагрузки в 1 смену к производительности рабочего компрессора:

n = .(4.9)

Если получаемая при этом дробная часть числа меньше 0,5, то к машинам данной марки дополнительно устанавливается одна машина меньшей производительности; если больше 0,5, то все компрессоры принимаются одинаковой производительности и число машин следует брать ближайшее большее.

Производительность резервного компрессора определяют после того, как выбраны типы и производительности рабочих компрессоров, причем производительность резервного компрессора была бы максимальной производительностью.

При расчете установленной производительности компрессоров необходимо учитывать изменение нагрузки по сменам, перспективы роста нагрузок, характер предприятия и т.д.

компрессорная установка может состоять из одного или нескольких компрессоров. При периодическом расходе сжатого воздуха, когда есть возможность останавливать компрессор на профилактический ремонт без ущерба для производства, достаточно одного компрессора. В остальных случаях устанавливаются не менее двух компрессоров. Оптимальное число рабочих компрессоров на станции n = 2÷4 шт. Наибольшее число компрессорных машин на КС, как правило, не превышает 6÷8 шт.

Отбор ряда основных агрегатов для составления различных вариантов комплектации КС производится по двум параметрам: заданному расходу и давлению газообразного энергоносителя. Давление нагнетания выбранных компрессоров должно быть по возможности минимальным. В противном случае значительно возрастают непроизводительные капитальные и эксплуатационные расходы на станцию. Производительность отбираемых машин для комплектации КС может изменяться в достаточно широких пределах от 5 до 100% от максимально длительной нагрузки станции Qмд1

Таблица 4.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Марка | Pнагн мПа | Qp м3/с | n шт. | B % | P2 % |
| 1 | К-250-61-5 | 0,882 | 4,25 | 10 | 90,62 | 93,1 |
| 2 | К-345-91-1 | 1,37 | 5,92 | 7 | 84,15 | 95,07 |
| 3 | К-350-61-2 | 0,736 | 6,17 | 7 | 87,7 | 91,22 |
| 4 | К-500-61-2 | 0,736 | 8,5 | 5 | 80,55 | 99,32 |
| 5 | К-500-61-1 | 0,882 | 8,75 | 5 | 82,99 | 96,49 |
| 6 | К-3250-42-1 | 0,441 | 39,5 | 2 | 993,58 | 85,49 |

**1**) Марка К-250-61-5:

n = = 10 шт.

%=90,62%

2) Марка К-345-91-1:

n = = 7 шт.

3) Марка К-350-62-1:

n = = 7 шт.

4) Марка К-500-61-2:

n = = 5 шт.

5) Марка К-500-61-1:

n = = 5 шт.

6) Марка К-3250-42-1:

n = = 2 шт.

Сравниваем рассчитанные варианты комплектации КС основным оборудованием (таблица 4.1). В первую очередь сравниваем по: давлению нагнетания компрессора (оно должно быть по возможности меньше), по числу компрессоров (оптимальное количество 4ё6 шт.) и коэффициенту покрытия максимально длительной нагрузки в первую смену.

По этим параметрам оптимальным является вариант №6, который также имеет неплохую степень покрытия максимально длительной нагрузки в первую смену (В=94,93%). Поэтому выбираем вариант №6 (**Марка К-1500-62-2**).

Выбираем 3 компрессоров марки **К-1500-62-2** с параметрами:

- производительность Q = 24,67 м3/с;

- давление нагнетания Рнагн = 0,736 МПа;

- количество ступеней n = 6 шт.

**5. Расчет и выбор вспомогательного оборудования компрессорных станций**

Для подачи потребителю газообразного энергоносителя требуемого давления, чистоты, влажности, температуры и других параметров компрессорные установки комплектуются вспомогательным оборудованием различного назначения.

В состав вспомогательного оборудования входят:

1. Воздушные фильтры - устройства для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги.

2. Промежуточные и концевые воздухоохладители - для охлаждения сжатого воздуха.

3. Влагомаслоотделители и системы осушки - для очистки и осушки энергоносителя от воды и масел.

4. Воздухосборники - для аккумулирования сжатого воздуха и выравнивания пульсаций давления в сети.

Компрессорные установки также дополняются системами автоматического контроля и управления их работой.

**5.1 Выбор воздушных фильтров**

воздухоснабжение компрессорный станция газопровод

Воздух, сжимаемый в компрессорах, засасывается, как правило из атмосферы в районе расположения промышленной энергетической станции. Атмосферный воздух промышленных площадок по количеству содержащейся в нем пыли относится к числу малозапыленных (до 50 мг/м3 воздуха)

Однако даже малое количество механических примесей при попадании в компрессор приводит к повышенному износу и чрезмерному нагреву движущихся частей. Очистка сжатого воздуха способствует значительному росту технико-экономических показателей промышленного предприятия за счет сокращения аварий и простоев, более надежной и долговременной работы пневматических устройств.

С другой стороны полная очистка сжатого воздуха в большинстве случаев экономически нецелесообразна, так как связана со значительными затратами энергии и труда. Поэтому наиболее часто на промышленных объектах используется средняя очистка воздуха, при которой улавливается мелкая пыль от 10 мкм и выше.

Устройства для очистки поступающего воздуха от достаточно крупной пыли (свыше 100 мкм) обычно компонуются вместе с фильтрами в единую фильтр-камеру. Она представляет собой железобетонное помещение, включающее в себя воздухоприемник в виде раструба или окна с жалюзи, пылевой или пылеосадочной камеры и собственно фильтра.

Отмеченные выше устройства грубой очистки устанавливают при размещении ПЭС в местности с большой запыленностью наружного воздуха с целью разгрузки фильтров тонкой и средней очистки.

Для очистки воздуха и газов от механических примесей и пыли на всасывающих трубопроводах компрессоров устанавливаются фильтры самых различных конструкций. Выбор типа воздушного фильтра и его устройства зависит от количества перерабатываемого воздуха, вида и степени загрязненности атмосферного воздуха. Компоненты загрязнения воздуха можно разделить на группы: загрязнения в виде воды, масел, кислот, щелочей; в виде твердых и газообразных компонентов.

Практически все компоненты загрязнений попадают в пневматическую сеть при работе поршневых компрессоров, проникая в его рабочую полость между поршневыми маслосъемными кольцами и стенками цилиндра.

Наиболее распространенными загрязнениями являются твердые, которые подразделяются на несколько видов:

1. Примеси металлического происхождения - стружка, окалина, продукты коррозии - в основном появляются в пневмосистемах в результате износа движущихся деталей компрессора.

2. Неорганические примеси - производственная пыль, песок, абразивы и притирочные материалы.

3. Органические примеси - органическая пыль, сажа, графит, частицы резины, волокна, смолы, краски - появляются в результате износа элементов уплотнений, истирания материалов фильтров и шлангов.

Механическое и химическое воздействия на пневмосистемы содержащихся в воздухе загрязнений приводят к снижению производительности компрессорных установок, к преждевременному износу и остановке на ремонт дорогостоящего оборудования. Механическое воздействие загрязнений проявляется в виде закупорки различных отверстий влагой и механическими частицами; в смывании смазки; в повреждении рабочих поверхностей клапанов, мембран, золотников; в износе и заклинивании трущихся поверхностей. Наличие масла в воздухе усиливает процесс закупоривания различных отверстий и сопел механическими частицами, а пары масла в смеси с воздухом при определенных условиях образуют взрывоопасную смесь.

Химическое воздействие загрязнений проявляется в коррозии металлических и разрушении резиновых элементов пневмосистем парами кислот, щелочей и других компонентов.

Попадание в пневмолинии воды, льда также приводит к уменьшению проходных сечений, а иногда и к гидравлическим ударам.

Для очистки от твердых загрязнений и воды применяются два способа использование для отделения крупных частиц силовых полей ( инерционного, электростатического, гравитационного) и пропуск воздуха через пористую перегородку для фильтрации мелких частиц.

Для отделения газообразных загрязнений применяется процесс вымораживания соответствующего газообразного компонента (в теплообменниках), химическое поглощение и адсорбция в специальных установках при низких температурах.

По конструктивному исполнению фильтры делятся на рулонные, ячейковые и самоочищающиеся.

Достаточно широко для очистки атмосферного воздуха от механических примесей (10 -100 мкм и выше) применяются масляные воздушные фильтры. Для повышения эффективности улавливания крупных частиц фильтры этого типа смачиваются малоиспаряющимися вязкими жидкостями (в основном это нефтяные масла: висциновое, трансформаторное или веретенное).

Выбираем фильтры типа Кд 120 следующих параметров (см. таблицу 5.1)

Таблица 5.1

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование фильтра | Номинальная пропускная способность | Площадь входного сечения фильтра, м2 | Полезная емкость масляной ванны, л |
| Кд 120 | 33,33 | 10,9 | 590 |

**5.2 Выбор влагомаслоотделителей**

Влагомаслоотделители (ВМО), устанавливаемые за концевыми воздухоохладителями, предназначены для удаления масла и влаги, содержащихся в потоке сжатого воздуха. Загрязнение воздуха маслом происходит при попадании смазки в цилиндры поршневых, ротационных и пластинчатых компрессоров.

В сжатом воздухе масло, как и влага, содержится в виде капель и паров. Частичное испарение жидких фракций происходит вследствие увеличения температуры газа при сжатии. Попадание паров масел в сжатый воздух опасно образованием взрывчатых смесей.

Очистка газа от воды и масел в парообразном состоянии - задача весьма сложная, значительно легче решить эту проблему, если отделяемые компоненты находятся в жидком состоянии. Для конденсации паров влаги и масел используют охлаждение воздуха в промежуточных и концевых холодильниках. Отделение конденсата выполняется с помощью влагомаслоотделителей, действие которых главным образом основано на инерционном сепарировании масляных и водяных капель, обладающих плотностью, значительно превышающей плотность газа.

Отделение капель влаги и масла от газа можно осуществлять несколькими способами, которые в реальных установках применяются самостоятельно или в различных сочетаниях: использование центробежных сил при создании вращательного движения потока газа, падение скорости при динамическом ударе потока сжатого воздуха о перегородки устройства с использованием резких изменений направления газообразного потока; оседание капелек влаги и масла на пористой поверхности при фильтрации потока газа; пропуск потока сжатого воздуха через специальные поглотители -адсорбенты (активированный уголь, едкий натр и другие).

При использовании многоступенчатого сжатия в поршневых компрессорах влагомаслоотделители встраиваются в воздухоохладители, устанавливаемые между ступенями. После четвертой ступени и выше ВМО выполняют в виде отдельных аппаратов.

Размеры влагомаслоотделителей для более полного отделения масла и влаги определяются из условий, по которым скорость восходящего потока в устройстве не должна превышать 1 м/с при давлениях до 1 МПа. При более высоких давлениях скорость потока газа в корпусе не должна превышать 0,5 ÷ 0,3 м/с.

Объем влагомаслоотделителей должен быть не менее 2,3 рабочих объемов цилиндра последней ступени компрессора.

Определяем рабочий объем влагомаслоотделителя:

Vвмо = α·˙, м3 (5.1)

где Q0 - объем подачи ступени, предшествующей влагомаслоотделителю, м3/с;

α - коэффициент, равный 0,01 ÷ 0,02 при конечном давлении менее 12 МПа и равный 0,03 при давлении 12 МПа и выше.

Vвмо = 0,015˙ = 0,074 м3

Определяем диаметр корпуса влагомаслоотделителя:

dк = ,м,(5.2)

где Qк - производительность компрессорной машины, предшествующей влагомаслоотделителю, м3/с;

ρн - плотность воздуха при нормальном давлении, кг/м3;

ρсж - плотность сжатого воздуха, кг/м3;

ν - скорость восходящего потока воздуха в корпусе влагомаслоотделителя (принимаем по указанным выше пределам ν = 1 м/с).

Определяем плотность сжатого воздуха:

ρсж = , кг/м3,(5.3)

где Рк - давление нагнетания компрессора, Па;

R - газовая постоянная, равная 287,14 Дж/кг0С

Определяем температуру сжатого воздуха:

Тсж = [(tн + 273) + ΔТ], 0К,(5.4)

где tн - температура на всасывании, 0С;

ΔТ = 10 ÷25 обусловлена типом системы промежуточного охлаждения ступени компрессора.

Тсж = [(20 + 273) + 10] = 303 0К

ρсж = = 8,45 кг/м3,

dк = = 2,116 м,

Определяем диаметры входного и выходного патрубков влагомаслоотделителя:

dп = , м, (5.5)

dк = = 0,54 м,

На основе рассчитанных параметров выбираем ВМО инерционного типа (рис …). Основные размеры влагомаслоотделителя инерционного типа заносим в таблицу 5.2

Таблица 5.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *dy* | *d* | *dI* | *D* | *H* | *L* | *l* | *h* | *m* | *S* | *S1* | *a* | *b* |
| 600 | 630×8 | 159×4,5 | 1100 | 2200 | 720 | 1015 | 260 | 333 | 6 | 8 | 1480 | 480 |

**5.3 Выбор воздухосборников**

Воздухосборники применяются для смягчения периодических пульсаций давления, вызываемых работой поршневых компрессоров, а также для аккумулирования и выравнивания давления в воздухопроводе. При определенных условиях в этих устройствах может осуществляться дополнительная сепарация энергоносителя от масла и воды.

Воздушные аккумуляторы обычно устанавливаются в компрессорных установках небольшого давления (0,8 ÷ 1,2 МПа) после концевых холодильников и влагомаслоотделителей на входе в нагнетательную магистраль. Воздухосборник представляет собой стальной сварной цилиндр (рис…). В нижней части емкости предусматривается штуцер диаметром 25÷50 мм для продувки с целью удаления скопившихся конденсата и масла в бак масляных продуктов.

Воздух подводится в нижнюю часть воздухосборника через загнутый патрубок. Отвод воздуха производится через патрубок, загнутый вверх и расположенный в верхней части воздухосборника, что позволяет максимально удлинить время пребывания энергоносителя в устройстве. Этим достигается некоторое охлаждение и дополнительная очистка сжатого воздуха от содержащихся в нем масла и влаги.

Устанавливаются аккумуляторы в основном на открытом месте вблизи компрессорной установки и должны быть снабжены на подводящем трубопроводе влагомаслоотделителем.

На воздухосборнике для замера давления сжатого воздуха на выходе из компрессорной станции после трехходового крана, позволяющего присоединить контрольный манометр, на удобном для наблюдения и хорошо освещенном месте устанавливается рабочий манометр диаметром 150 мм.

 Для присоединения к регулятору производительности на воздухосборниках имеется фланцевый штуцер Dy = 15 мм.

В компрессорных установках высокого давления за влагомаслоотделителем устанавливается буферный баллон. Его емкость выбирается равной емкости влагомаслоотделителя. В поршневых компрессорах с длинными всасывающими трубопроводами также предусматривается буферная емкость, которая располагается вблизи цилиндра. Ее объем выбирают (6÷10)\*Vц , где Vц - рабочий объем большей полости цилиндра 1 ступени.

В общем случае объем воздухосборника может быть определен в зависимости от часовой производительности компрессора с помощью следующего эмпирического соотношения:

Vвс = γ · , м3,(5.6)

где Qм - максимальная подача воздуха в воздухосборник, м3/ч;

γ - коэффициент, принимаемый в пределах 0,2÷0,3 при расходах воздуха до 3÷6 м3/с соответственно и равный 0,15÷0,1 при расходах до 6÷12 м3/с и более.

Vвс = 0,18˙= 54 м3

На основе рассчитанных параметров выбираем 3 воздухосборника объемом по 20 м3. Основные размеры воздухосборника заносим в таблицу 5.3.

Таблица 5.3

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Обозначение типоразмера**ВС* | *D* | *H* | *h0* | *h1* | *h2* | *h3* | *h4* |
| В - 20 | 2000 | 6910 | 5800 | 6150 | 1200 | 2000 | 2900 |
| *Обозначение типоразмера**ВС* | *h7* | *L* | *L1* | *dy* | *dc* | *R* | *a* | *b* |
| В - 20 | 745 | 1150 | 1200 | 200 | 70 | 905 | 150 | 160 |

**5.4 Выбор воздухоохладителей**

В определяющей степени эффективность работы всей компрессорной установки (КУ) и особенно системы утилизации тепла при охлаждении сжимаемых газов, зависит от выбора теплообменных аппаратов.

На выбор того или иного вида газоохладителя влияет целый ряд требований, которые иногда накладывают взаимопротивоположные ограничения: диапазон производительности КУ; вид и параметры сжимаемого газа; габаритные размеры; вид системы охлаждения.

В настоящее время промышленность выпускает газоохладители в широком диапазоне расходов сжатого газа (до 3000м3/мин) и рабочего давления до 40 МПа. Однако можно отметить, что большая часть из них предназначена на расходы до 250 м3/мин и давления до 4 МПа.

По диапазону рабочих давлений газоохладители принято делить на три группы: 1) низкого давления (до 1,2 МПа); 2) среднего давления (до 4 МПа); 3) высокого давления (свыше 4 МПа).

Конструкция теплообменных аппаратов определяется типом теплопередающего элемента, который выполняется в виде труб или листового материала.

Повышение компактности теплообменников требует использование труб малого диаметра, что приводит к противоречию с требованием уменьшения гидравлического сопротивления. Одним из эффективных и распространенных способов повышения компактности является оребрение труб. В практике в большинстве случаев осуществляется наружное оребрение, которое выполняется как цельнокатаное, литье, ленточное и насадное.

По способу соединения труб в теплообменниках можно выделить следующие основные типы: неподвижные паянные, или развальцованные; подвижные со специальными уплотнениями труб в трубных досках; соединение труб с помощью калачей.

Наиболее многочисленная группа газоохладителей - это аппараты низкого и среднего давления. Охлаждаемой средой является воздух, охлаждающей - обычно вода. Конструкция таких аппаратов должна обеспечивать возможность чистки трактов обоих теплоносителей, коррозионную стойкость, виброустойчивость элементов конструкции, прочность, неизменность формы теплопередающей поверхности.

Наибольшим разнообразием отличаются конструкции трубчатых и кожухотрубчатых теплообменников. Большинство газоводяных кожухотрубчатых аппаратов имеют цилиндрический корпус, трубы заделаны в трубные решетки. Вода подается в трубное пространство, газ - в межтрубное. Это обусловлено относительной простотой очистки внутренней поверхности труб от накипи. Организация нужного режима течения межтрубного теплоносителя достигается установкой перегородок. Основной недостаток такой конструкции - это большая масса и габаритные размеры, а также ограниченные возможности унификации. Снижение массы и габаритных размеров возможно путем использования поперечноребренных труб, что связано с усложнением конструкции.

Использование низкооребренных или гладких труб обусловлено близостью физических свойств теплоносителей (газ - воздух или воздух - воздух). Такие аппараты свободны от недостатков водяных охладителей, однако большие размеры и масса сужают область применения.

По назначению различают промежуточные и концевые воздухоохладители. Промежуточные холодильники осуществляют охлаждение газа между ступенями компрессора. Концевые воздухоохладители устанавливают на выходе воздуха из компрессора.

Определяем количество тепла, отдаваемого сухим воздухом:

Qв = V · ρв ·Св· (t1 - t2), (5.7)

где V - производительность компрессора, м3/с;

ρв - плотность воздуха при давлении и температуре на входе компрессора, кг/м3;

Св - теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/кг\*0С;

t1 и t2 - температура воздуха до и после теплообменника, 0С.

Температура сжатого воздуха до теплообменникаопределяется по выражениям (3.3,3.4):

ε = = = 1,39

t1 = [ ( tн + 273 ) + ΔТ ] · ε = [(20 + 273) + 15] ·1,39= 332,8 0K;

Температуру сжатого воздуха после теплообменника принимается в пределах (30 ÷ 40) ºС

Температура t2 численно равна температуре сжатого воздуха tсж определенной ранее по выражению (3.3) для расчета межцеховых и внутрицеховых сетей промышленного предприятия при условии ε = 1.

Т.к. ρв = 1,205 кг/м3; Св = 1005 Дж/кг, следовательно получим:

Qв = 24,67 ·1,205 ·1005 ·(59,8 – 40) = 591,54 Вт.

Определяем дополнительный тепловой поток при охлаждении и частичной конденсации водяного пара:

Qд = V·ρв· [Cp·(x1·t1 - x2·t2)+(r0 - k·t2)(x1-x2)], (5.8)

где Ср - средняя теплоемкость водяного пара при постоянном давлении, Дж/кг0С;

r0 - теплота парообразования при 0 0С, Дж/кг;

k - коэффициент, учитывающий снижение теплоты парообразования с повышением температуры конденсации;

х1 и х2 - влагосодержание воздуха до и после теплообменника, кг/кг

Для расчета воздухоохладителей компрессоров теплофизические величины принимают: Ср = 1880 Дж/кг0С; r0 = 2,5\*106 Дж/кг; k = 2346.

Определяем влагосодержание воздуха при входе в охладитель:

х1 = , (5.9)

где Rв - газовая постоянная воздуха, равная 287,14 кДж/кг·град;

Rп - газовая постоянная водяных паров, равная 462 кДж/кг·град;

P0 - давление воздуха во всасывающем патрубке ступени перед охладителем, Па;

Р1нас - давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха во всасывающем патрубке ступени перед охладителем, Па;

Р1нас = 7374,9 Па, принимаем при температуре t2 = 40 0C; [5]

ϕ1 - относительная влажность воздуха при всасывании в ступень перед охладителем. (ϕ1 = 0,8).

Определяем давление после каждой ступени компрессора:

P1 = Pатм · ε = 101,325 · 1,39 = 140,84 кПа

P2 = P1 · ε = 140,84 · 1,39 = 195,76 кПа

P3 = P2 · ε = 195,76 · 1,39 = 272,1 кПа

P4 = P3 · ε = 272,1 · 1,39 = 378,219 кПа

P5 = P4 · ε = 378,219 · 1,39 = 525,72 кПа

Pкон = P5 · ε = 525,72 · 1,39 = 730,75 кПа

х1 = = 0,007 кг/кг

Определяем влагосодержание воздуха при выходе из охладителя:

х1 = , (5.10)

где Р -давление воздуха в охладителе, Па;

Р2нас - давление насыщенного водяного пара при температуре газа на выходе из охладителя, Па;

Р2нас = 7374,9 Па, при температуре t2 = 40 0C; [5]

ϕ2 = 1 - относительная влажность на выходе из охладителя;

х2 = = 0,0062 кг/кг

Qд = 24,67·1,205·[1880·(0,007·59,8 - 0,0062·40) + 2,5·106 - 2346·40) + (0,007 - 0,0062)] = 66757,4 Вт.

Количество тепла, выделяемого при охлаждении влажного воздуха, можно представить в следующем виде:

Qохл = Qв + Qд,(5.11)

где Qв - тепловой поток при охлаждении сухого воздуха, Вт;

Qд - дополнительный тепловой поток при охлаждении и частичной конденсации водяного пара, Вт.

Qохл = 591,54 + 66,757 = 658,297 Вт.

Определяем поверхность теплообмена воздухоохладителя:

F = , м2(5.12)

где 0,5 - коэффициент, учитывающий улучшение коэффициента теплоотдачи за счет конденсации влаги;

ψ1 - коэффициент на загрязнение поверхности охлаждения, принимается в пределах 1,05 ÷1,1;

ψ2 - коэффициент использования поверхности охлаждения, равный 0,8 ÷ 0,9;

εΔt - поправка: для аппаратов с перекрестным и смешанным потоком рабочих жидкостей менее 1,0; для противотока равна 1,0;

Δt - средний температурный напор, 0С;

k - коэффициент теплопередачи, Вт/м2\*град.

Коэффициент теплопередачи k в теплообменниках со стальной поверхностью теплообмена для теплоносителей воздух - вода, варьируется в пределах 10 ÷ 40 Вт/м2·град.

Средний температурный напор при противотоке:

Δt = ,(5.13)

где t1, t2 - температура воздуха до и после теплообменника соответственно, 0С;

tв.1 - температура охлаждающего теплоносителя на входе в охладитель, принимается в пределах (1 ÷ 30)0С;

tв.2 - температура охлаждающего теплоносителя на выходе из охладителя, 0С.

Определяем температуру охлаждающей воды на выходе из теплообменника:

tв.2 = tв.1 + Δ,(5.14)

где Δ - зона охлаждения, принимается в пределах (5 ÷ 40)0С.

tв.2 = 10 + 15 = 25 0С

Δt = = 32,3 0С,

F = = 591 м2

Определяем расход охлаждающей воды в воздухоохладителе:

G = , кг/с,(5.15)

где 1,2 - коэффициент запаса, учитывающий также количество воды, находящейся в рубашке охлаждения цилиндра компрессора;

Сж - теплоемкость охлаждающей воды, определяемая по средней температуре воды, Дж/кг\*град.

Определяем средняя температура охлаждающей воды:

tср = , 0C, (5.16)

tср = =17,5 0C

по температуре tср = 17,5 0С принимаем Сж= 4,1875 Дж/кг\*град,

G = = 10,7 кг/с.

Выбираем кожухотрубчатый теплообменник сварной конструкции с неподвижными трубчатыми решетками со следующими параметрами:

- диаметр кожуха Dн - 1200 мм,

- давление Ру - 1 МПа,

- размер труб - 20×2,

- количество ходов по трубам - 4,

- длина труб - 6000 м,

- поверхность теплообмена - 596 м2,

- площадь проходного сечения одного хода по трубам - 790 м2,

- площадь проходных сечений:

в вырезе перегородки - 1730 м2,

между перегородками - 1650 м2.

Основные размеры: l = 9000; L= 10300; l0 = 600; A = 8200; Dy=350; Dy1=350; Dk=1520; H/2=831; h=826; l1=1050; l2=1800; lk=1000; l3=550; количество перегородок - 14.

**Заключение**

Для спроектированной системы воздухоснабжения промышленного объекта была рассчитана наиболее сложная ветвь воздухопровода от компрессорной станции до потребителя. Потери давления на этой ветви составили 2,54 %. Также для этой системы были рассчитаны и выбраны следующие компоненты:

- 3 компрессоров марки К-1500-62-2 с производительностью 24,67 м3/с;

- фильтры типа Кд 120 с пропускной способностью 33,33 м3/с – 3 шт;

- 3 воздухосборника типоразмера В-20;

- 3 кожухотрубчатых теплообменников с поверхностью теплообмена - 596 м2 ;

- 3 влагомаслоотделителя инерционного типа с объемом - 0,85 м3, по одному на каждый компрессор.

**Список использованной литературы**

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - Л.: Химия, 1987. - 575 с.

2. Теплотехнический справочник. Т.1. - М.: Энергия, 1975 – 815 с.

3. Федяев А.А., Федяева В.Н. Система производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий. Задания и методические указания к выполнению курсового проекта - Братск: БрИИ, 1993 – 23 с.

4. Федяев А.А. Система производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий. Расчет системы производства и распределения газообразных энергоносителей. Учебное пособие. - Братск: БрИИ, 1998. – 63 с.

5. Федяев А.А. Система производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий: Лабораторный практикум. - Братск: БрИИ, 1999. – 51 с.