МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Пермский государственный технический университет

Строительный факультет

Кафедра отопление и вентиляция

**Курсовой проект**

**на тему “Расчет кондиционирования промышленного здания”**

Выполнил гр. ПГСд-07уск

Волков А.Н.

Руководитель

Матушкина Е.Н.

###### г. Пермь 2009

**1.** ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Район строительства г.Винница, расчетное количество людей в помещении n = 25. Поступление технологических вредностей:

* тепла Qт=80000кДж/ч;

количество пара прорвавшегося в помещение Gпара=6кг/ч при Р=5 атм. Выполняемая работа – тяжелая. Параметры воздуха в помещении:

* температура воздуха в помещении tв=22⁰С;
* относительная влажность φв=55%;
* рабочий перепад температур в летний период Δty=3⁰С;

Lмо=20000м3/ч Высота помещения Нр=8м воздух подаваемый в помещение необходимо очищать от пыли. В помещениях смежных с кондиционируемым в теплый период года температура воздуха на 3⁰С выше расчетной наружной температуры, зимой в этих помещениях температура воздуха tсн=16⁰С.

2. УСТАНОВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Расчетные параметры наружного воздуха устанавливаются в зависимости от географического расположения объекта и от вида и назначения систем кондиционирования воздуха. При расчете данной курсовой работы, принимается, что рассматриваемые СКВ первого класса. Вследствие этого, значения наружного воздуха принимаем по параметрам Б для теплого и холодного периодов года.

Значения параметров воздуха в рабочей зоне промышленного помещения равны для летнего и зимнего периодов года и принимаются согласно заданию.

3. БАЛАНС ТЕПЛА И ВЛАГИ В ЛЕТНИЙ И ЗИМНИЙ ПЕРИОДЫ ГОДА

При составлении теплового баланса по полным и явным теплопо ступлениям в летний период года пользуются следующими выражениями:



Здесь Qт - теплопоступления от технологического оборудования в помещении;

- количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации:



где - расчетное количество тепла от солнечной радиации, поступающего в помещение через остекление, определяемое по формуле :



∑F - суммарная площадь остекления, м2 ;

- теплопоступления, Вт/м, от солнечной радиации для вертикального заполнения световых проемов.



Здесь количество теплоты соответственно прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м2.



Кобл - коэффициент облучения, зависящий от углов :



(6)



Кобл.г. и К обл.в определяется. в зависимости от углов :



(7)



Котн - коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема;

τ2 - коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами.

Коэффициент инсоляции вертикального заполнения световых проемов:

(8)



Здесь



Lг, Lв – соответственно размер горизонтальных и вертикальных элементов затенения (откосы, стационарные элементы фасада), м;

Lг=0,3, Lв=0,3.

с, а - расстояние от горизонтального и вертикального элементов затенения, до откоса светового проема, м;

с =0, а=0. Ас.о. - солнечный азимут остекления, град, определяется для проемов, ориентированных на С и Ю, а также на В для первой и на З для второй половины дня, по формуле:



Для световых проемов, ориентированных на В для второй половины дня ( после 12 ч) и на З для первой половины дня ( до 12 ч), солнечный азимут определяется по формуле:



Здесь Ао, Ас - соответственно азимут остекления световых проемов и азимут солнца.

β - угол между вертикальной плоскостью остекления и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную рассматриваемой плоскости остекления:



где h - высота стояния солнца**,** град. Теплопоступления, обусловленные теплопередачей, Вт/м2:



Условная температура наружной среды при вертикальном заполнении световых проемов



где tн.ср. - средняя температура наружного воздуха наиболее жарких суток; - суточная амплитуда температуры наружного воздуха;



*β2* - коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха;

Sв и dв - количество теплоты прямой и рассеянной радиации, поступающей в каждый час суток на вертикальную поверхность; ρn - приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации заполнением световых проемов; αн - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения, Вт/(м20С), зависящий от скорости ветра, V, м/с:



Таблица 1. Результаты расчета теплопоступлений от солнечной радиации через вертикальное остекление, ориентированное на Юг.

Аналогично просчитывается теплопоступления через оконные проемы, ориентированные на Восток.

Таблица 2. Результаты расчета теплопоступлений от солнечной радиации через вертикальное остекление, ориентированное на Восток.

Далее определяется расчетный час максимума теплопоступлений в кондиционируемом помещении. Для этого суммируются последние строки табл.1 и 2 (см табл.3)

Таблица 3. Определение максимума теплопоступлений.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Численные значения параметров в расчетные часы суток | | | | | | | | | |
| 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 |
| Ю | | | | | | | | | | |
| Qост, Вт | 11235 | 22190 | 31801 | 37647 | 38406 | 33958 | 25625 | 15709 | 10023 | 7622 |
| В | | | | | | | | | | |
| Qост, Вт | 28801 | 21409 | 11992 | 5114 | 4332 | 4336 | 4373 | 7372 | 3976 | 3251 |
| Ю+В | | | | | | | | | | |
| Qост, Вт | 40036 | 43599 | 43793 | 42761 | 42738 | 38294 | 29998 | 20081 | 13999 | 10873 |
|  |  |  | max |  |  |  |  |  |  |  |

Теперь можем найти количество тепла, поступающее в помещение от солнечной радиации по формуле (3)



*Qпар* - теплопоступление в помещение с паром:



где Gпар – количество прорвавшегося пара в кг/ч. *іпар* – теплосодержание пара, принимается в зависимости от давления пара.

Из исходных данных, давление пара прорвавшегося в здание 5 атм., чему соответствует энтальпия *іпар* = 2756 кДж/кг.

*Qnлюд*, *Qялюд* – полные и явные теплопоступления от людей:



где - полные и явные теплопоступления от одного человека, зависит от тяжести работы; n - количество людей.



- теплопоступления из смежных помещений:



кДж / ч (21)



где Кс - коэффициент теплопередачи смежной стены, принимается равным 2,2 8 кДж/(м С); Fс - площадь ограждения, м2; tсм, tв - соответственно температуры воздуха в смежном помещении и кондиционируемом.

Для теплого периода года температура в смежных с кондиционируемым помещением

tсм= 27,3+3=30,3⁰С

Для холодного периода года температура в смежных с кондиционируемым помещением tсм=16 ⁰С. Определив все параметры, возвратимся к формуле (1) и (2):



Баланс по полным и явным теплопоступлениям в зимний период года производится по следующим формулам:



где Qпот = Qнар + Qсм - потери тепла через наружные и внутренние ограждения. Qнар - потери через наружные ограждения и покрытие:



где tB, tн - соответственно температуры внутреннего и наружного воздуха, Кп =4,85, Кс = 3,2 кДж/(м0С) - коэффициент теплопередачи покрытия и стены, Fп, Fс - площадь покрытия и наружной стены, м.



Qпомсм в зимний период года учитываются лишь в том случае, когда перепад температур между расчетным помещением и смежным превышает 30С и рассчитывается по формуле(21), с последующим умножением на(-1).



Qпот = Qнар + Qсм=169815,6+7333,2=177148,8кДж/ч



Тогда баланс по полным и явным теплопоступлениям в зимний период года составит:

При определении количества влаги, поступающей в помещение в летний и зимний периоды года, пользуются формулой:



где Wлюд - влаговыделения от людей, определяется как



Здесь n - количество людей в помещении,w - влаговыделения от одного человека.

WT - поступающее в помещение количество влаги от технологических процессов. По заданию WТ= кг/ч.



4. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ И ПОЛНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОНДИЦИОНЕРА

Расход приточного воздуха L, м3/ч, определяется расчетом только для летнего периода и принимается наибольший из величин, полученных по формулам (27)-(29):

а) по избыткам явной теплоты:



б) по избыткам полной теплоты:



в) по избыткам влаги ( водяного пара):



где **Lмo** - расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, м3/ч. ∑Qполнлет, ∑Qявнлет - суммарные полные и явные теплопоступления в летний период года, кДж/ч в помещение; tв, tп, tу - соответственно температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, подаваемого СКВ в помещение и удаляемого из помещения

за пределами обслуживаемой, или рабочей зоны; **∑W** - суммарные поступления влаги в помещение, г/ч. dB, dn, dy - соответственно влагосодержание воздуха в рабочей зоне помещения, подаваемого воздуха и удаляемого воздуха вне рабочей зоны, г/кг; cB=1,2 кДж/(кГ °С) - теплоемкость воздуха; IB, Iп, Iy - энтальпии воздуха соответственно в рабочей зоне помещения, подаваемого в помещение и удаляемого из него, кДж/кг.

Формула (27) преобразована к следующему виду:



где Квоз - коэффициент воздухообмена, устанавливающий связь температуры в удаляемом воздухе и рабочей зоне.



Коэффициент Квоз= 1,45 для рекомендованных к расчету в курсовой работе конструкций воздухораспределителей. Найдем температуру в рабочей зоне помещения:



Так как получены все неизвестные решаем уравнение (30):

Из формулы (31)



найдем температуру удаляемого из помещения воздуха tу:



Для определения значений dв, dп, dу, IB, Iп и Iy, используемых в формулах (28) и (29), воспользуемся I-d диаграммой. Предварительно определяется угловой коэффициент луча процесса из соотношения:



На I-d диаграмме на пересечении изотермы tB и кривой φB находим положение точки В, соответствующей заданному состоянию воздуха в помещении. Через точку В проводим луч процесса. Он проводится следующим образом: на поле I-d диаграммы нанесены риски с указанием численных значений луча процесса. Находим риску, численно равную величине, определенной по формуле (33), и соединяем ее с 0°С на оси температур. Параллельно полученной прямой проводим линию через точку В до пересечения с изотермами tп и ty. Точки пересечения П и У имеют координаты приточного и удаляемого из помещения воздуха. С I-d диаграммы считываются значения d и I в точках В, П и У.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | **В** | **П** | **У** |
| **Температура, ⁰С** | 22 | 19 | 23,35 |
| **Относительная влажность, %** | 55 | 64 | 52 |
| **Влагосодержание, г/кг** | 9,15 | 8,95 | 9,2 |
| **Энтальпия, кДж/кг** | 45,7 | 41,9 | 47 |

После этого определяется воздухообмен по полным теплоизбыткам и влаговыделениям в помещении (формулы (28) и (29)).



За полезную производительность кондиционера Lпп принимается наибольшая из величин LMO, LЯ, Lп, LW.

Lпп = Lw=58583,33м3/ч

При транспортировании воздуха, из-за неплотностей в воздуховодах, возможны утечки, которые должны восполняться за счет увеличения производительности кондиционера на 10-15%.

Для создания подпора в кондиционируемом помещении, необходимо увеличение Lпп. С учетом потерь на утечки и создание подпора в помещении, полная производительность кондиционера Lполн, составит:



где L - количество воздуха, вводимое в помещение на каждого человека, проходящего через дверь, для создания повышенного давления в помещении, м3/ч; n - количество проходящих людей; V - объем кондиционируемого помещения, м3; К - кратность воздухообмена, для создания подпора в помещении; β - коэффициент, учитывающий утечки воздуха.



5. ВЫБОР СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И КОМПАНОВКИ КОНДИЦИОНЕРА

По Lполн определяется типоразмер кондиционера. Так как Lполн до 80 тыс. м3/ч, то выбирается кондиционер КТЦ3-80. Последние две цифры в обозначении марки кондиционера показывают его производительность в тыс.м3/час.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип кондиционера | L1, мм | L2, мм | L3, мм | L4, мм | Н, мм | h, мм |
| КТЦЗ-80 | 2005 | 810 | 2900 | 950 | 3345 | 255 |

При расчете системы кондиционирования воздуха, пользуются массовыми единицами расхода воздуха, для чего необходимо использовать следующее выражение:



Здесь *ρ*в=1,2кг/м3 – плотность воздуха при стандартных условиях. После перевода Lмо, Lполн и Lпп к массовым единицам, вводим для них соответствующие обозначения - Gмо, Gполн и Gпп:



Так как величина LMO не большая из LЯ, Lп, LW, то применяется схема с рециркуляцией.

При рециркуляции необходимо определить количество наружного воздуха Gнар, кг/ч. Полная производительность кондиционера Gполн:



где Gрец - количество рециркуляционного воздуха, кг/ч. В помещении имеются местные отсосы, тогда



Окончательно скомпоновать кондиционер можно после построения процессов обработки воздуха в I-d диаграмме для летнего и зимнего периодов.

Кондиционер с первой рециркуляцией, построение процесса обработки воздуха на I-d диаграмме.

Летний период

Построение процесса в I-d диаграмме начинаем с нанесения точки В, с параметрами внутреннего воздуха, через которую проводим луч процесса в помещении, до пересечения с изотермой заданной температуры tп в точке П. Через точку П проводим луч подогрева dп=const, до пересечения с кривой с φо= 90% в точке О. Её параметры соответствуют состоянию воздуха, покидающего КО. Наносим точки Н и В', с координатами наружного и рециркуляционного воздуха, перед входом его в камеру смешивания. Точки В' и Н соединяем прямой линией, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед KO. Точка **В'** находится выше точки **В** на 10С по dв=const.

Положение точки **С,** соответствующей состоянию смеси воздуха, можно найти из пропорции:



Откладывая от точки В' длину отрезка В' С, находим на прямой смеси В'Н положение точки С. Через точки О и С проводим луч процесса охлаждения и осушения воздуха, до пересечения с кривой φ= 100% в точке W. Координаты точки W - tw и Iw используются при расчете КО. Все точки процесса обработки воздуха в кондиционере построены, выписываем параметры, характеризующие их:

* линия НВ' - смешение наружного и рециркуляционного воздуха;
* линия СО - обработка воздуха в камере орошения (КО), воздух охлаждается и осушается;
* линия ОП' - нагрев воздуха в секции второго подогрева при d=const, ( секция первого подогрева не работает);
* линия П' П - нагрев воздуха за счет трения о стенки воздуховодов и в результате работы рабочего колеса вентилятора на 1.0 0С (учитывается только в летний период года);
* линия ПВ - ассимиляция тепла и влаги в помещении;
* Линия ВВ' - нагрев воздуха за счет трения о стенки рециркуляционного воздуховода на 10С.

Зимний период

(с подмешиванием воздуха перед секцией первого подогрева)

На I-d диаграмму наносят точку В (параметры внутреннего воздуха) и проводят луч процесса



Так как ε<10000, то определяется величина ассимилирующей способности приточного воздуха по влаге:



Зная Δdp, нетрудно определить величину влагосодержания приточного воздуха:



Пересечение луча процесса ε с линией dП=const, определяет положение точки П. Через точку П проводят линию dП=const до пересечения с кривой φ0= 90%. Пересечение определяет положение точки О, характеризующее состояние воздуха, покидающего КО. Наносится точка **Н** и проводится линия **ВН.** Положение точки смеси **С** на этой прямой может быть находится из соотношения:



Проведя через точку Случ нагрева в секции первого подогрева по линии dс=const до пересечения с адиабатой I0=const, получим точку К, характеризующую состояние воздуха перед КО. По каждой точке выписываем параметры I, d, t, φ.

По ходу движения воздух в кондиционере с первой рециркуляциией воздух претерпевает следующие изменения:

* линия НВ – смешение наружного и рециркуляционного воздуха;
* линия СК – нагрев воздуха в секции первого подогрева;
* линия КО - обработка воздуха в камере орошения ( КО), воздух охлаждается и увлажняется;
* линия ОП - нагрев воздуха в секции второго подогрева при d=const;
* линия ПВ - процесс взаимодействия приточного воздуха со средой обслуживаемого помещения.

**6. РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ (ВН)**

(1 подогрева)

Схема обвязки ВН по теплоносителю последовательная по фронту и параллельная по ходу движения воздуха.

1.Типоразмера кондиционера выбираются теплотехнические и гидравлические характеристики ВН.

2.Определяются относительные перепады температур по воздуху Θрв и воде Θрж для расчетных режимов по формулам:



Здесь tв.к.=16,7°С, tв.н.=15,3°С - соответственно конечная и начальная температура воздуха в процессе его обработки в ВН, tж.к.=70°С, tж.н.=130°С - конечная и начальная температура теплоносителя в ВН.



3. Вычисляется относительный расход воздуха *G* по формуле:



4. На номограмме находят точку с координатами Θрж и Θрв. Положение построенной точки в поле номограммы определяет выбор поверхности ВН. Все ВН, теплотехнические характеристики которых при *G* увеличенном в 1,25 раза, расположены справа от расчетных точек обеспечивают требуемую теплопроизводительность с некоторым запасом.

Минимальный запас по поверхности соответствует самой левой из всех кривых и определяет выбор ВН.

Так как точка построенная по найденным координатам не попадает в диапазон с кривыми, мы прекращаем расчет ВН секции первого подогрева.

**РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ (ВН)**

(2 подогрева)

Схема обвязки ВН по теплоносителю последовательная по фронту и параллельная по ходу движения воздуха.

1.Типоразмера кондиционера выбираются теплотехнические и гидравлические характеристики ВН.

2.Определяются относительные перепады температур по воздуху Θрв и воде Θрж для расчетных режимов по формулам:



Здесь tв.к.=22,25°С, tв.н.=13,25°С - соответственно конечная и начальная температура воздуха в процессе его обработки в ВН, tж.к.=40°С, tж.н.=70°С - конечная и начальная температура теплоносителя в ВН.



3. Вычисляется относительный расход воздуха *G* по формуле:



4. На номограмме находят точку с координатами Θрж и Θрв. Положение построенной точки в поле номограммы определяет выбор поверхности ВН. Все ВН, теплотехнические характеристики которых при *G* увеличенном в 1,25 раза, расположены справа от расчетных точек обеспечивают требуемую теплопроизводительность с некоторым запасом.

Минимальный запас по поверхности соответствует самой левой из всех кривых и определяет выбор ВН.

5. Для определения величины запаса по теплообменной поверхности через расчетную точку проводят луч из начала координат до пересечения с выбранной кривой Θж (Θв). Абсцисса и ордината точки пересечения определяют значения Θуж и Θув, соответствующих реальному процессу теплопередачи при расчетном расходе воды, определяемом значениями Θрв и Θрж.

Θуж=0,535; Θув=0,165

Запас по поверхности вычисляется по формуле:



где 0,1 - коэффициент, учитывающий допустимое по техническим условиям на кондиционеры КТЦ3 отклонение коэффициента теплопередачи ВН.



6. Находится фактический расход теплоносителя *G*фж *,* обеспечивающий заданную конечную температуру воздуха:



Где Θфж – значение Θж, полученное на точки пересечения вертикальной прямой Θрв с выбранной кривой Θж(Θв); св, сж - теплоемкость воздуха и теплоносителя.



7.Определяется расчетный расход воды:



8. Вычисляется массовая скорость воздуха в ВН:



значения Fфр=6,63м2 принимаются по номограмме.



9.По номограмме определяется величина потерь давления ΔРа.

ΔРа=26Па

10. Определяются гидравлические потери теплоносителя в ВН, кПа:



где Бп- коэффициент гидравлического сопротивления ВН, принимаемый по номограмме.



**7. РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ3**

Расчет КО ОКФ-3, двухрядной, исполнения 2, для политропного процесса в летний период года.

1. Вычисляем коэффициент адиабатной эффективности



Ib.k., Ib.h.- энтальпия воздуха перед КО и после нее кДж/кг, Iw - энтальпия воздуха при пересечении кривой ф= 100% с линией процесса изменения состояния воздуха в КО.



2. Находится коэффициент орошения μ и коэффициент энтальпийной эффективности Еп для принятого типоразмера КО по графику.

μ=1,65, Еп=0,55

3. Вычисляется относительный перепад температур воздуха:



4. Вычисляется начальная температура воды:



5. Определяется конечная температура воды:



6. Определяется расход разбрызгиваемой воды:

7.



По графику определяются потери давления по воде в КО - ΔРж=32кПа

8. РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ (ВР)

В качестве воздухораспределителя используем плафон регулируемый, многодиффузорный (ПРМ)

Методика расчета ПРМ:

1.Эффективное воздухораспределение неизотермическими струями обеспечивается для вертикальной подачи при условии:



где Н - геометрическая характеристика струи:



2.Выбирается соотношение сторон (а1,b1) ячейки помещения и ее площадь

Ар=a1b1=6x6=36м2,

обслуживаемая одним ВР. Определяется количество ВР в помещении

N=Aпл/Aр= 648/36=18шт

и производительность одного плафона

LВР= Lполн/N=72467,67/18=4026м3/ч

Скорость истечения воздуха из ВР определяют по формуле:

V0= Lвр/(3600хA0), м/с

* для ПРМ1 - V0=22,37м/с;
* для ПРМ2 - V0=13,98м/с;
* для ПРМ3 - V0=8,6м/с;
* для ПРМ4 - V0=5,59м/с;

Исключаем из дальнейшего расчета плафоны ПРМ1,ПРМ2 и ПРМ3, так как для них скорость истечения воздуха из плафона значительно выше рекомендуемой в 6 м/с.

Определяем геометрическую характеристику струи для ПРМ3 по минимальным и максимальным значениям m и n:



Принимаем среднее Н=16,56м

Определяем высоту расположения плафона относительно рабочей зоны:



Тогда Н=9,45, что не удовлетворяет требования задания.

Принимаем h=5м, (h-hрз)=3м, Н=6,7м

3.Найдем относительную площадь приточной струи ПРМ4, которая должна находится в диапазоне 0,2-0,5, по формуле:



где для С1=0, С2=-10



Уточним значение коэффициентов m и n

m=1,245, n=1,08

4.Проверим равномерность распределения скоростей температур по площади рабочей зоны:



5. Определяют параметры воздуха при входе в рабочую зону:



где Нр, hpз, h - высоты соответственно здания, рабочей зоны и расположения ВР от уровня пола, соответственно, м; А0 - расчетная площадь ВР, м; m и n - скоростной и температурный коэффициенты ВР, определяемые интерполированием; Δt0- избыточная температура приточного воздуха, ⁰С; Ксоп – коэффициент стеснения струи:



где Lсоп - расход воздуха, удаляемого из РЗ, приходящегося на один ВР (при равномерном распределении Lсоп= Lмо/N=20000/18=1111,11м3/ч), м3/ч;



Кп - коэффициент неизотермичности струи:



Тогда параметры воздуха при входе в рабочую зону:



**9. ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ**

При использовании КО в центральных СКВ необходимо расположить сборный бак (с отсеками теплой и холодной воды БХВ и БТВ) ниже бака поддона КО. Это дает возможность отепленной воде через переливное устройство самотеком поступать в отсек БТВ.

Далее отепленная вода подается в кожухообразный испаритель холодильной машины. Охлаждаемая вода проходит по трубкам, а в межтрубном пространстве испарителя кипит хладагент. При испарении температура воды понижается на 4-8 С. Охлажденная вода с температурой t = 6-7 °С по соединительному трубопроводу поступает бак холодной воды (БХВ) сборного бака.

На стороне всасывания насоса КО смонтирован трехходовой автоматический клапан, к которому присоединен рециркуляционный трубопровод от бака-поддона КО и соединительный трубопровод от БХВ. В соответствии с импульсом от датчика, контролирующего охлаждение кондиционируемого воздуха, в трехходовом клапане изменяется степень открытия проходных сечений и соответственно изменяются количества поступающей к насосу охлажденной воды.

Объем баков БТВ и БХВ определяются из условия 5-10 часового расхода воды, подаваемого форсунками КО и принимаются равными 0,1 от величины расхода воды. Напор насосов, подающих воду к форсункам, складывается из давления воды перед форсунками, давления, необходимого для преодоления сопротивлений на всасывающей и нагнетательной стороне, а также на преодоление высоты подъема воды.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. СНиП 2.04.05-91\* Отопление, вентиляция и кондиционирование. Госстрой СССР - М.:ЦИТП Госстрой СССР, 1991 - 64 с
2. Руководящий материал по центральным кондиционерам ч.ы, Альбом II. Методика расчета ВН., Харьков 1989
3. Руководящий материал по центральным кондиционерам ч.ы, Альбом I. Методика расчета камеры орошения., М.: 198 9
4. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3ч. Ч.3 Вентиляция и кондиционирование воздуха Кн.2/ Б. В. Баркалов, Н.Н.Павлов, С. С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И. Шиллера.-4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1992. - 416 с.: ил.-( Справочник проектировщика).