Министерство Образования и Науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Архитектурно-строительный институт
Кафедра «ГИСиС»

«Вентиляция и кондиционирование грязелечебницы пос. Зеленая Поляна, республика Башкортостан»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОМУ КВАЛИКАФИЦИОННОМУ ПРОЕКТУ
ЮУрГУ–140100.2016.137 ПЗ ВКП

Нормоконтролер:
Старкова Л.Г.___
_____
_____2017 г.

Руководитель:
Старкова Л.Г.___
_____
_____2017 г.

Автор проекта
студент группы АС-412
Кудряшов О.В.
_____
_____2017 г.

Работа защищена
_____
_____2017г.

Челябинск 2017

АННОТАЦИЯ

Кудряшов О.В., проектирование вентиляции и кондиционирования грязелечебницы; деревня Зеленая поляна; Челябинск: ЮУрГУ, АС, 2017, 9 листов чертежей ф. А1

В выпускном квалификационном проекте произведен расчет систем приточной и вытяжной вентиляции двухэтажного здания лечебного корпуса, подобрано необходимое оборудование, запроектирована местная система кондиционирования, выполнена автоматизация приточной установки.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА И РАЙОНА СТРОИТЕЛЬСТВА

Объектом проектирования является двухэтажное здание грязелечебницы, расположенное в 42 км от г.Магнитогорска в деревне Зелена поляна, республика Башкортостан. Здание грязелечебницы является вновь строящимся и проектируется в связи с расширением услуг санатория «Юбилейный». Здание соединяется теплым переходом с существующим административны корпусом. Главный фасад здания ориентирован на восток. Источником теплоты является котельная Дома отдыха. Грязелечебница имеет два основных помещения на первом этаже – отделения грязелечебницы и водолечебницы, каждое из которых рассчитано одновременно на 10 пациентов, а также ряд вспомогательных помещений. На втором этаже расположены кабинеты для различных оздоровительных процедур. Расчетная географическая широта района строительства – 52^0. Параметры теплоносителя в точке присоединения 95-70^0С.

В основных помещениях выделяются следующие виды вредностей:

- тепло и влаго поступления от поверхностей ванн
- теплопоступления от солнечной радиации;
- теплопоступления от искусственного освещения;
- теплопоступления от людей;
- CO_2.

Данные об остеклении здания:

Помещение грязелечебницы:

- 9 окон выходят на Запад;
- площадь окна F_o = 3 м^2;
- требуемое сопротивление теплопередаче окон R_o = 0,55 (м$^{2\cdot0}$С)/Вт.

Помещение водолечебницы:

- 10 окон выходят на Восток;
- площадь окна F_o = 3 м^2;
- требуемое сопротивление теплопередаче окон R_o = 0,55 (м$^{2\cdot0}$С)/Вт.

2 РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

2.1 Расчетные параметры наружного воздуха

Параметры наружного воздуха задаются для трех периодов года: для теплого, переходного и зимнего. В теплый период ($t_н$> 10 ^oC) расчет ведется по параметрам Б, значения которых принимаются по таблице 4.1 [1]. В переходный период параметры воздуха не зависят от города и принимаются: $t_н$ =10 ^oC, $I_н$ = 26,5 кДж/кг. В холодный период ($t_н$< 10 ^oC) расчет ведется по параметрам Б, значения которых принимаются по таблице 3.1 [1]. Значение энтальпии допускается принимать по приложению 8 [2] и проверять по диапазону, указанному на рис. А4 [1].Полученные справочные данные сведем в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Расчетные параметры наружного воздуха

Параметр / Период года	$t_Н$, ^0C	$I_Н$,кДж/кг	$\upsilon_Н$, м/с	$P_Б$, кПа	C_{CO2}, л/м^3
Теплый	24,3	52,3	1	100,1	0,4
Холодный	-37	-33,9	5,6		

2.2 Расчетные параметры внутреннего воздуха

Параметры внутреннего воздуха для проектирования вентиляции водолечебного зала для теплого периода задаются согласно приложению А [3] и для холодного периода согласно таблице 2 [4].

Таблица 2.2 – Расчетные параметры внутреннего воздуха

Параметр / Период года	$t_В$, ^0C	$\varphi_В$, %	$\upsilon_В$, м/с	C_{CO2}, л/м^3
Теплый	25	60-65	≤ 0,15	2,0
Холодный	25	60-65	≤ 0,15	

3 РАСЧЕТ ПОСТУПЛЕНИЯ ВРЕДНОСТЕЙ В ПОМЕЩЕНИЕ ВОДОЛЕЧЕБНИЦЫ

3.1 Расчет поступления вредностей от людей.

От людей выделяется: явное тепло, скрытое тепло, влага и углекислый газ.

Тепло- и влагопоступления зависят от тяжести выполняемой работы и температуры в помещении.

Водолечебница рассчитана на одновременный прием 10 пациентов. Количество ванн, рассчитанное на одного медицинского работника – 4, т.е. в помещении могут находится 3 медицинских работника. Будет считать, что все пациенты – мужчины, а медицинские работники – женщины. Пациенты находятся в состоянии покоя, персонал – в работе средней тяжести.

Удельные выделения вредностей одним взрослым мужчиной определим по таблице 20 [5].Количество вредностей от женщины составляет 85% от вредностей, выделяемых мужчиной. Количество образующегося CO_2 примем по таблице 23 [5].

Холодный период

Явное тепло:

$$Q_Я = q_Я \cdot N \tag{3.1}$$

где $q_Я$– количество явного тепла, выделямого одним человеком, Вт/чел;

N– количество людей, чел.

$Q_я = 60 \cdot 10 + 0{,}85 \cdot 70 \cdot 3 = 779$ Вт.

Полное тепло:

$$Q_П = q_П \cdot N \tag{3.2}$$

где $q_П$– количество полного тепла, выделямого одним человеком, Вт/чел.

$Q_п = 95 \cdot 10 + 0{,}85 \cdot 200 \cdot 3 = 1460$ Вт.

Влага:

$$W = m_W \cdot N \quad (3.3)$$

где m_W– количество влаги, выделямой одним человеком, г/(ч·чел).

$W = 50 \cdot 10 + 0{,}85 \cdot 185 \cdot 3 = 972$ г/ч.

Углекислый газ:

$$M_{CO2} = m_{CO2} \cdot N \quad (3.4)$$

где m_{CO2} – количество CO_2, выделямого одним человеком, л/(ч·чел).

$$M_{CO2} = 23 \cdot 13 = 299 \text{ л/ч.}$$

Теплый период

Температура внутреннего воздуха в помещении водолечебницы одинакова в летний и зимний периоды, следовательно выделяющиеся вредности одинаковы.

Явное тепло:

$$Q_Я = 60 \cdot 10 + 0{,}85 \cdot 70 \cdot 3 = 779 \text{ Вт.}$$

Полное тепло:

$$Q_П = 95 \cdot 10 + 0{,}85 \cdot 200 \cdot 3 = 1460 \text{ Вт.}$$

Влага:

$$W = 50 \cdot 10 + 0{,}85 \cdot 185 \cdot 3 = 972 \text{ г/ч.}$$

Углекислый газ:

$$M_{CO2} = 23 \cdot 13 = 299 \text{ л/ч.}$$

3.2 Расчет теплопоступлений от искусственного освещения

$$Q_{ИО} = E \cdot q_{ОСВ} \cdot \eta \cdot F_{ПОЛ} \quad (3.5)$$

где Е–освещенность помещения, принимается по табл. 2 [5];

$q_{осв}$–удельные тепловыделения осветительных приборов, принимается по табл. 18 [5];

η–доля тепла, поступающая в помещение, с подшивным потолком;

$F_{пол}$ – площадь пола, м^2.

$$Q_{ИО} = 200 \cdot 0{,}076 \cdot 0{,}8 \cdot 200 = 2432 \text{ Вт.}$$

3.3 Расчет теплопоступлений от солнечной радиации

$$Q_{ср} = (q_{ср} + q_m) \cdot F_{ок}, \text{ Вт}$$

$q_{ср}$- теплопоступления от проникания солнечной радиации;
$F_{ок}$- площадь окон.

$$q_{ср} = \left(q_{пр}^{в} \cdot k_{инс} + q_{рас}^{в} \cdot k_{обл}\right) \cdot k_{отн} \cdot \tau_2, \text{ Вт/м}^2$$

$q_{пр}^{в}, q_{рас}^{в}$ – количество тепла от прямой, рассеянной солнечной радиации (табл. 22.1, Краснов), в зависимости от широты для каждого часа суток. При односторонней ориентации за расчетный час принимается максимальное значение, при двух или трех сторонней ориентации определить расчетный час невозможно, тогда вычисляется суммарная со всех сторон величина солнечной радиации по всем часам работы и принимается максимальная.

$k_{инс}$ – коэффициент инсоляции

$$k_{инс} = \left(1 - \frac{L_г \cdot ctg\beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_в \cdot tgA_{co} - c}{B}\right)$$

где Н,В – высота, ширина окна;

а, с – ширина горизонтальных, вертикальных солнцезащитных козырьков;

$L_г, L_в$ – глубина установки окон по отношению к поверхности стены

β – угол между вертикалью и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость перпендикулярную окну.

$$\beta = arctg(ctgh \cdot cosA_{co})$$

h – высота стояния солнца (табл.22.3 Краснов);
A_{co} – солнечный азимут остекления (табл.22.2 Краснов);
$k_{обл}$ – коэффициент облучения;
$k_{обл} = k^{г}_{обл} \cdot k^{в}_{обл}$ (табл. 22.4)

$$k^{г}_{обл} \sim f(\gamma_1), \gamma_1 = \mathrm{arctg}\frac{L_в}{B + c}$$
$$k^{в}_{обл} \sim f(\beta_1), \beta_1 = \mathrm{arctg}\frac{L_г}{H + a}$$

τ_2 – коэффициент учитывающий затенение окна переплетами по табл. 22.6 [5];
$k_{отн}$ – коэффициент относительного проникновения солнечной радиации по 22.5 [5];
q_m- теплопоступление от теплопередачи через окна;

$$q_m = \frac{t_н^{усл} - t_в}{R_{ок}}$$
$$t_н^{усл} = t_н^{ср} + 0{,}5 \cdot A_{tн} \cdot \beta_2 + \frac{S_B \cdot k_{инс} + D_B \cdot k_{отн}}{\alpha_н} \cdot \rho \cdot \tau_2$$

где $t_н^{ср}$ – средняя температура июля (табл.5.1 Сп Климатология);
β_2 – коэффициент учитывающий гармоническое изменение наружней температуры по табл.22.7 [5];;
S_B, D_B – количество теплоты от прямой, рассеянной солнечной радиации поступающая на вертикальную поверхность в расчетный час по табл.22.8 [5];
$\alpha_н = 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{\vartheta_н}$;
ρ – приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации по табл.22.5 [5];.
Расчет для восточной ориентации: 10 окна на восток:

$$q^{в}_{пр} = 545 \text{ Вт}$$
$$q^{в}_{рас} = 129 \text{ Вт}$$

(Принимаем для 52° северной широты, для 7-8 часов суток, т.к. в это время солнечная радиация максимальна)

Рассчитаем $q_{ср}$ по формуле:

$$q_{ср} = \left(q^{в}_{пр} \cdot k_{инс} + q^{в}_{рас} \cdot k_{обл}\right) \cdot k_{отн} \cdot \tau_2,$$

где $k_{инс}$ равен

$$k_{инс} = \left(1 - \frac{L_г \cdot ctg\beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_в \cdot tgA_{co} - c}{B}\right)$$

a=c=0- нет солнцезащитных устройств

$L_г = L_в = 0{,}13$ м – для кирпичных зданий;

$A_{co} = A_c = 5°$ (по табл.22.2 Краснов)

$h = 30°$;

$$\beta = arctg(ctg30° \cdot \cos\ 5°) = 88°27'$$

$$k_{инс} = \left(1 - \frac{0{,}13 \cdot ctg88 - 0}{2{,}5}\right) \cdot \left(1 - \frac{0{,}13 \cdot tg5 - 0}{1{,}86}\right) = 0{,}9982 * 0{,}9939 = 0{,}99;$$

$к_{обл} = 1$(следует принимать, т.к. ширина и высота окна более 1 м, а солнцезащитные устройства отсутствуют);

$к_{отн} = 0{,}53$ (по табл.22.5, Краснов, принимаем внутренние светлые жалюзи, окно с двойным остеклением с листовым листов толщиной 2,5-6 мм);

$\tau_2 = 0{,}6$ (по табл 22.6, Краснов, принимаем двухслойные стеклопакеты в деревянных переплетах;

$$q_{ср} = (545 * 0{,}99 + 129 * 1) * 0.53 * 0{,}6 = 210 \text{ Вт}$$

Рассчитаем q_m по формуле:

$$q_m = \frac{t_н^{усл} - t_в}{R_{ок}}$$

где $t_н^{ср} = 16°C$;

$A_{tн} = 11{,}9°C$;

$\beta_2 = -0{,}5$;

$$S_В = 607\frac{Вт}{м^2}, D_В = 174\frac{Вт}{м^2};$$

$$\alpha_н = 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{1} = 17{,}4\frac{Вт}{м^2 \cdot °C};$$

$$\rho = 1{,}3, R = 0{,}56\frac{м^2 \cdot °C}{Вт};$$

$$t_н^{усл} = 16 + 0{,}5 \cdot 11{,}9 \cdot (-0{,}5) + \frac{607 \cdot 0{,}99 + 174 \cdot 0{,}53}{17{,}4} \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}6 = 44{,}1°C;$$

$$q_m = \frac{44{,}1 - 25}{0{,}56} = 34{,}12\ \frac{Вт}{м^2};$$

$$Q_{ср} = (210+34{,}12)*10=2442 \text{ Вт}$$

3.4 Расчет влагопоступлений от ванн.

В помещение водолечебницы находятся 10 ванн типа «субаквальная».

Размеры одной ванны – длина 2000 мм., ширина 1000 мм., высота 860 мм.
Площадь поверхности – 2 м^2. Объем – 1720 л.

В субаквальных ваннах температура воды принимается равной температуре человеческого тела. Примем $t_{воды}$=37°С

Поступление влаги с водной поверхности.

Исходные данные для расчета:

Площадь поверхности воды одной ванны: $F_{пов}$= 2 м^2.
Температура воды: t_w=37°С
Температура воздуха рабочей зоны: $t_в$=25°С
Количество ванн: n = 10
Подвижность воздуха в рабочей зоне: $V_В$ = 0,15 м/с.

Поступление влаги с поверхности воды W, кг/ч, находится по формуле [5]:

$$W = \frac{A \cdot F \cdot \sigma \cdot (d_w - d_{в)}}{1000}$$

где А – опытный коэффициент, который учитывает интенсификацию испарения с поверхности воды при наличии купающихся по сравнению со спокойной поверхностью. Для лечебных ванн А = 1.

F = 2 м^2 - площадь зеркала воды
$d_в$= 11,25 г/кг при $t_в$=25°С и $\varphi_В$ = 60 %
d_w = 34 г/кг при φ = 100 % и $t_{пов}$= t_w – 1°С = 37 – 1 = 36°С
σ – коэффициент испарения, кг/м^2·ч, находится по формуле:

$$\sigma = 25 + 19 \cdot V_в,$$

где $V_в$ - подвижность воздуха в рабочей зоне,
$V_в$ = 0, 15 м/с

$$\sigma = 25 + 19 \cdot 0{,}15 = 27{,}85$$

$$W = \frac{1 \cdot 2 \cdot 27{,}85 \cdot (34 - 11{,}25)}{1000} = 1{,}26 \text{ кг/ч}$$

Найдем общее количество влагопоступлений с поверхностей воды в помещение водолечебницы $W_{об,}$ кг/ч, по формуле

$$W_{об} = W \cdot n,$$

Где n – количество ванн в помещении, шт.

$$W_{об} = 1{,}26 \cdot 10 = 12{,}6 \text{ кг/ч}.$$

3.5 Расчет теплопоступлений от нагретой поверхности ванны.

Найдем теплопоступления от нагретой поверхности ванны $Q_{в,}$ Вт, по формуле:

$$Qв = \alpha \cdot F \cdot (tп.в - tв),$$

где α – коэффициент теплоотдачи от нагретой поверхности ванны к окружающему воздуху, Вт/(м^2·К), при слабом движении воздуха (V<1 м/с) определяется по формуле: $_{ст}$

$$\alpha = 9{,}3 + 0{,}05\ \Delta tст,$$

где $\Delta t_{ст}$ – разница между температурой поверхности металла и температурой внутреннего воздуха, °С

$$\alpha = 9{,}3 + 0{,}05 \cdot (37 - 25) = 9{,}95 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)};$$

F – площадь нагретой поверхности, м^2, определяется сложением площадей боковых и торцевых поверхностей ванны по формуле:

$$F = 2 \cdot (F_б + F_т),$$

где $F_б$ – боковая поверхность ванны, м^2;
$F_т$ – торцевая поверхность ванны, м^2

Субаквальные ванны имеют прямоугольную форму, рассчитаем поверхности:

$$F_б = 2 \cdot 0{,}86 = 1{,}72 \text{ м}^2$$
$$F_т = 1 \cdot 0{,}86 = 0{,}86 \text{ м}^2$$

$$F = 2 \cdot (1{,}72 + 0{,}86) = 5{,}16 \text{ м}^2;$$

$t_{п.в}$ – температура нагретой поверхности ванны, °С
$t_{п.в}$ = 37 °С
$t_в$ – температура внутреннего воздуха, °С
$t_в$ = 25 °С

Определим теплопоступления от нагретой поверхности ванны $Q_{в,}$ Вт, по формуле:

$$Qв = 9{,}95 \cdot 5{,}16 \cdot (37 - 25) = 667 \text{ Вт}$$

Тогда теплопоступления от 10 ванн будут равны:

$$Qв.об. = 667 \cdot 10 = 6670 \text{ Вт}$$

3.5 Расчет теплопоступлении с открытой поверхности воды.

Поступления явной теплоты с открытой поверхности воды $Q^{я}_{пв}$, Вт, находятся по формуле :

$$Q^{я}_{пв} = (5{,}71 + 4{,}06 \cdot \omega) \cdot (tw - tв) \cdot F$$

где ω - скорость движения воздуха над поверхностью воды, м/с,
ω = 0,15 м/с;

F – площадь поверхности воды, $м^2$
F = 2 $м^2$
t_w – температура воды, ℃
t_w = 37 ℃

$t_в$ – температура внутреннего воздуха, ℃
$t_в$ = 25 ℃

Если температура воды поддерживается на одном уровне, то для расчетов вместо температуры воды t_w следует принимать температуру зеркала воды $t_{з.в.}$, которая берется по табл. 2.28 [11];

при t_w = 37 ℃ $t_{з.в.}$ = 33,4 ℃

$$Q^{я}_{пв} = (5{,}71 + 4{,}06 \cdot 0{,}15) \cdot (33{,}4 - 25) \cdot 2 = 119 \text{ Вт.}$$

Тогда с 10 ванн:

$$Q^{я}_{пв} = 119 \cdot 10 = 1190 \text{ Вт}$$

Поступления скрытого тепла при испарении влаги $Q^{с}_{исп}$, Вт, находятся по формуле :

$$Q^{c}_{исп} = 0{,}68 \cdot W_{об},$$

где $W_{об}$ – суммарные влаговыделения, г/ч;

$$Q^{c}_{исп} = 0{,}68 \cdot 12644 = 8598 \text{ Вт}$$

$Q^{c}_{п.в}$ = 898 Вт

С 10 ванн:

$$Q^{с.\ об}_{п.в} = 898 \cdot 10 = 8980 \text{ Вт}$$

Тогда полное тепло при испарении с поверхности 10 ванн:

$$Q^{п}_{п.в} = 1190 + 8598 = 9788 \text{ Вт}$$

Результаты расчетов теплопоступлений в зрительный зал для теплого и холодного периодов сведены в таблицу 3.1

Таблица 3.1 – Количество теплопоступлений в помещение водолечебницы.

Период года	Теплопоступления, Вт								
	От солнечной радиации		От освещения	От людей		От ванн		Всего	
	Окна	Стена		Явное	Полное	Явное	Полное	Явное	Полное
Теплый	2442	590	2432	779	1460	1190	16458	4411	20742
Холодный	0	0	2432	779	1460	1190	16458	4401	20732

Таблица 3.2 – Количество вредных выделений в помещение водолечебницы.

Вредные выделения			
Влага			CO2
От людей	От ванн	Всего	
972	12644	13616	
972	12644	13616	

4 РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

4.1 Расчет воздухообмена для теплого периода года

Определим угловой коэффициент ε луча процесса по формуле:

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{Q_п}{W} \quad (4.1)$$

где $Q_п$ – количество полных теплопоступлений в помещение, Вт;

W – количество выделяемой в помещении влаги, г/ч.

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{20742}{13616} = 5485 \ \frac{кДж}{кг}$$

3000< ε < 40000, это значит, что в помещении присутствует тепло и влага, следовательно, расчет производится по полному теплу и по влаге по формулам:

$$G_р = \frac{3{,}6 \cdot Q_п}{I_у - I_{пр}} \quad (4.2)$$

где $I_у$,$I_{пр}$ – энтальпия удаляемого и приточного воздуха, кДж/кг.

$$G_р = \frac{W}{d_у - d_{пр}} \quad (4.3)$$

где $d_у$,$d_{пр}$– влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, г/кг.

Расхождение между значениями, полученными по формулам (4.2) и (4.3) не должно превышать 5 %.

Определим температуру приточного воздуха$t_{пр}$ по формуле:

$$t_{пр} = t_н + \Delta t_{нагр} \quad (4.4)$$

где $\Delta t_{нагр}$– подогрев воздуха в вентиляторе и калорифере, $\Delta t_{нагр}$ = 0,5 ^{0}C.

$t_{пр}$ = 24,3 + 0,5 = 24,8 ^{0}C

Определим температуру удаляемого воздуха $t_у$ по формуле:

$$t_у = t_в + gradt \cdot (H - H_{рз}) \quad (4.5)$$

где H – высота помещения, м;

$H_{рз}$– высота рабочей зоны, м, в данном случае $H_{рз}$ = 1 м.

Gradt зависит от теплонапряженности помещения, которая вычислется по формуле:

$$q = \frac{Q_я}{V_{пом}} \quad (4.6)$$

где $Q_я$ – количество явных теплопоступлений в помещение, Вт;

$V_{пом}$–объем помещения, $м^3$.

$$q = \frac{11081}{215 \cdot 3} = 6{,}83\ Вт/м^3$$

Для q = 17,73 $Вт/м^3$gradt = 1,1 ^{0}С/м

$$t_у = 25 + 0{,}6 \cdot (3 - 1) = 27{,}2^0С$$

Построим процесс на I-d диаграмме, зная угловой коэффициент луча процесса и температуры приточного и удаляемого воздуха:

$I_{пр}$= 54,5 кДж/кг, $I_у$=60 кДж/кг.

$$G_р = \frac{3{,}6 \cdot 20742}{60 - 54{,}5} = 13577\ кг/ч,$$

$d_{пр}$=11,9 г/кг, $d_у$=12,9 г/кг

$$G_р = \frac{13616}{12{,}91 - 11{,}9} = 13488\ кг/ч$$

$$H = \frac{13577\text{-}13488}{13577} = 0{,}7\% < 5\ \%$$

4.2 Расчет воздухообмена для холодного периода года

Расчет воздухообмена для холодного периода года выглядит точно так же, как и для теплого периода, в следствии того, что независимо от периода в помещении водолечебницы необходимо поддерживать одинаковые параметры внутреннего воздуха.

4.3Выбор расчетного воздухообмена

В качестве расчетного воздухообмена принимаем максимальный из рассчитанных в теплый и холодный периоды, т.е. $G_р$ = 13577 кг/ч.

4.4 Расчет воздухообмена по санитарной норме

Определение воздухообмена по санитарной норме производим по следующей формуле:

$$L_{с.н.} = L_у \cdot N \quad (4.11)$$

где $L_у$ – минимальное количество свежего воздуха, подаваемое в помещение водолечебницы на одного человека, принимаем равным 60 м³/ч;

N– максимальное количество людей, пребывающих в помещении водолечебницы (13 чел.).

$$L_{с.н.} = 60 \cdot 13 = 780 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчетный расход воздуха удовлетворяет требованиям санитарной нормы для дыхания людей в водолечебнице.

4.5 Расчет воздухообмена по углекислому газу

Определяем воздухообмен по углекислому газу по следующей формуле:

$$L_{CO2} = \frac{M_{CO2}}{C^{у}_{CO2} - C^{пр}_{CO2}} \quad (4.12)$$

где M_{CO2} – количество выделяющегося в помещении CO_2;

$C^{у}_{CO2}$, $C^{пр}_{CO2}$– концентрации углекислого газа в удаляемом и приточном воздухе соответственно, м³/ч.

$$L_{CO2} = \frac{299}{2{,}0 - 0{,}4} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчетный расход воздуха удовлетворяет условию удаления излишек углекислого газа из помещения водолечебницы.

4.6 Расчет воздухообмена по кратностям.

Для второго основного помещения – грязелечебницы, помещений для различных процедур и вспомогательных помещений установлены кратности воздухообмена, приведенные в таблице 3.12 [6].

Воздухообмен в помещении рассчитывается по формуле:

$$L = V_{пом} \cdot К \quad (4.13)$$

где $V_{пом}$ – объем помещения, $м^3$;

К – кратность воздухообмена, $ч^{-1}$, определяется по таблице 3.12 [5].

Таблица 4.1 – Расчет воздухообменов по нормативной кратности

Наименование помещения	$V_{пом}$, $м^3$	$t_в$, ^0C	Кратность, $ч^{-1}$		Расход воздуха, $м^3/ч$	
			приток	вытяжка	приток	вытяжка
1 этаж						
1. Грязелечебница	645	25	4	5	2580	3225
2. Водолечебница	645	25	3	5	1935	3225
3. Кабинет персонала	66	20	1	1	66	66
4. Кабинет персонала	39	20	1	1	39	39
5. Грязевая кухня	18	16	6	10	108	180
6. Душевой зал с кафедрой	132	25	4	5	528	660
7. Регистратура	17,4	18	-	1		
8. Гардероб	71,7	18	-	1		
9. Вестибюль	102	18	-	1	408	
10. Коридор	531	20	-	-	2135	
11. Санузел для инвалидов	15	20	-	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз		50
12. Санузел женский	15	20	-	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз		100
13. Санузел мужской	9	20	-	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз	-	50
14. Помещение для уборочного инвентаря	15	18	-	1	-	-
15. Коридор	6	18	-	-	-	-
16. Тамбур	17,3	18	-	-	-	-
17. Лестничная клетка	0	18	-	-	-	-
18. Теплый переход	13,5	18	-	-	-	-
19. Помещение для баллонов с углегислотой	22,5	15	-	-	-	225
Итого:					5125	7695

2 этаж						
1. Помещение с ванной	129	25	3	5	387	645
2. Кабинет обслуживающего персонала	63	20	1	1	63	63
3. Процедурный зал подводного массажа	192	25	3	5	576	960
4. Кабинет с баррокамерой	63	23	10	10	630	630
5. Кабинет механотерапии	261	20	2	3	522	783
6. Кабинет озонотерапии	57	23	3	5	171	285
7. Кабинет плазмолифтинга и нейроэлектростимуляции	117	20	3	4	351	468
8. Кабинет магнитотерапии	177	20	4	5	708	885
9. Кабинет персонала	57	20	1	1	57	57
10. Кабинет с сухими углекислыми ваннами	117	25	3	5	351	585
11. Кабинет врача	114	20	1	1	114	114
12. Кабинет	57	20	1	1	57	57
13. Кабинет аппаратной косметологии	54	20	3	4	162	216
14. Санузел для инвалидов	15	20	-	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз	-	50
15. Санузел мужской	9	20	-	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз	-	50
16. Санузел женский	15	20	-	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз	-	100
17. Помещение для уборочного инвентаря	15	18	-	-	-	-
18. Вестибюль	178	18	по балансу		1000	
19. Коридор	557	20	по балансу		1000	
20. Коридор	6	18				
21. Теплый переход						
Итого:					4048	6048
подвал						
14. Узел управления, насосная	50	15	2	3	100	150
16. Венткамера	200	15	2	1	400	-
Итого:					500	150

Для каждого этажа должен соблюдаться баланс по воздуху, т.е. расход приточного воздуха равен расходу вытяжного. Небаланс (преобладание вытяжки) возникает за счет помещений, в которых отсутствует приток (санузлы, буфет, гардероб и т.д.). Компенсацию вытяжки необходимо осуществить подачей воздуха в смежные с данными комнатами помещения (фойе, коридор).

Избыток притока дополнительной вытяжкой не компенсируется.

Составление баланса заключается в уравновешивании по этажу притока и вытяжки. В нашем случае:

- для первого этажа:

$$\sum L_{пр} = 5152 \text{ м}^3/\text{ч}; \sum L_{выт} = 7695 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\Delta L_{1эт} = 7695 – 5152 = 2543 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

- для второго этажа:

$$\sum L_{пр} = 4049 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\sum L_{выт} = 6048 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\Delta L_{2эт} = 6048 – 4048 = 2000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Чтобы уравновесить вытяжку, принимаем решение подать 408 м^3/ч в вестибюль №9 и 2135 м^3/ч в коридор №10 на первом этаже. На втором этаже 1000 м^3/ч в вестибюль №18 и в коридор №19.

5 ПОДБОР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ И РАСЧЕТ ПРИТОЧНЫХ СТРУЙ

Подбор воздухораспределителей осуществляется исходя из следующих требований:

1) допустимая скорость на выходе из воздухораспределителя для общественных зданий должная быть не менее 3 м/с;

2) площадь помещения F’, приходящаяся на 1 воздухораспределитель, должна быть не менее 36 м^2;

3) температура и скорость воздуха в рабочей зоне должны соответствовать нормативным значениям.

В данном проекте приняты к установке решетки в качестве воздухораспределителей.

5.1 Подбор количества воздухораспределителей

Определим требуемую суммарную площадь решеток:

$$F_{\Sigma}= \frac{L_р}{3600 \cdot \upsilon_{рек}} \tag{5.1}$$

$$F_{\Sigma}= \frac{7406}{3600 \cdot 2{,}8} = 0{,}734 \text{ м}^2$$

Минимальное количество решеток:

$$N_{min}= \frac{F_{пом}}{F'} \tag{5.2}$$

$$N_{min}= 7 \text{ штук}$$

Площадь помещения, приходящуюся на одну решетку:

$$F_п= \frac{F_{пом}}{N_{min}} \tag{5.3}$$

$$F_п= \frac{215}{7} = 30{,}71 \text{ м}^2$$

Требуемая площадь одной решетки:

$$F= \frac{F_{\Sigma}}{N_{min}} \tag{5.4}$$

$$F = \frac{0{,}734}{7} = 0{,}105 \text{ м}^2$$

По каталогу [7] принимаем решетку АМН размером 400×300 с F_o=0,113 м^2. Тогда N = 0,734/0,113=6,49 = 7 штук.

Рассчитаем фактическую скорость на выходе из решетки:

$$\upsilon_o = \frac{L_p}{3600 \cdot F_o \cdot N} \quad (5.5)$$

$$\upsilon_o = \frac{7406}{3600 \cdot 0{,}113 \cdot 7} = 2{,}69 \text{ м/с}$$

5.2 Расчет приточной струи

В результате данного расчета определяется температура и скорость воздуха на оси струи при входе ее в рабочую зону. Эти значения необходимо сравнить с допустимыми.

Определим допустимые параметры струи:

$$\upsilon_x \leq \upsilon_x^{доп} = K \cdot \upsilon_{р.з.} \quad (5.6)$$

где $\upsilon_{р.з.}$ – скорость на оси струи при входе в рабочую зону, м/с;

К – коэффициент перехода от нормируемой скорости к максимальной на оси, принимается К=1,6.

$$t_x^{доп} \geq t_{р.з.} + \Delta t_{доп} \text{ при } t_{пр} < t_в$$
$$t_x^{доп} \leq t_{р.з.} + \Delta t_{доп} \text{ при } t_{пр} > t_в \quad (5.7)$$

где $\Delta t_{доп}$ – допустимое отклонение от нормируемой температуры, $\Delta t_{доп}$= 1 ^{0}С.

$$\upsilon_x^{доп} = 1{,}6 \cdot 0{,}15 = 0{,}24 \text{ м/с}$$

$$t_x^{доп} \leq 25 - 1 = 24 \ ^0\text{C}$$

Найдем расстояние X от выпуска воздуха до входа в рабочую зону:

$$X = \frac{h - H_{р.з.}}{\sin(\alpha \cdot 0{,}67)} \quad (5.8)$$

где h – высота подачи воздуха в помещение;

$H_{р.з.}$ – высота рабочей зоны;

α – угол наклона струи.

$$X = \frac{3 - 1}{\sin(45 \cdot 0{,}67)} = 4{,}22 \text{ м}$$

Определим коэффициенты неизотермичности K_{tt} и K_{tv}:

$$K_{tv} = \cos\alpha \sqrt{\cos^2\alpha + \left(\sin\alpha + \frac{0{,}83 \cdot Ar_x}{\cos^2\alpha}\right)^2} \quad (5.9)$$

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} \cdot \left(\frac{x}{d_0}\right)^2 \cdot Ar_0 \quad (5.10)$$

$$K_{tt} = \frac{1}{\cos\alpha} \quad (5.11)$$

где m–скоростной коэффициент, принимается по [7], m=4,1;

n– температурный коэффициент, принимается по [7], n=3,4;

d_0– эквивалентный диаметр, м;

Ar_0–число Архимеда для начальных условий.

$$d_0 = 1{,}13 \cdot \sqrt{F_0} \quad (5.12)$$

$$Ar_0 = \frac{g \cdot d_0 \cdot \Delta t_0}{\upsilon_0^2 \cdot (273 + t_в)} \quad (5.13)$$

где $\Delta t_0 = t_в - t_{пр}$.

$$d_0 = 1{,}13 \cdot \sqrt{0{,}113} = 0{,}380 \text{ м};$$

$$Ar_0 = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}380 \cdot (25 - 24{,}8)}{2{,}69^2 \cdot (273 + 25)} = 0{,}00034575$$

$$Ar_x = \frac{3{,}4}{4{,}1^2} \cdot \left(\frac{4{,}22}{0{,}380}\right)^2 \cdot 0{,}00034575 = 0{,}00861$$

$$K_{tv} = 0{,}707 \sqrt{0{,}707^2 + \left(0{,}707 + \frac{0{,}83 \cdot 0{,}0086}{0{,}707^2}\right)^2} = 0{,}707$$

$$K_{tt} = \frac{1}{0{,}707} = 1{,}414$$

Определим коэффициент взаимодействия $K_{вз}$, он находится исходя из расстояния между осями решеток l_0 и расстояния X:

$$l_o = \frac{b}{N+1} \quad (5.14)$$

где b– ширина помещения, м.

$$l_o = \frac{6}{7+1} = 0{,}767 \text{ м}$$

$$\frac{X}{l_0} = \frac{3{,}98}{0{,}767} = 5{,}5 \text{ м} \leq 5 \text{ м}$$

$$К_{вз} = 1$$

Определим коэффициент стеснения $К_{ст}$:

$$f = \frac{F_o}{F_п} = \frac{0{,}113}{30{,}7} = 0{,}0037 > 0{,}0012;$$

$$\bar{x} = \frac{X}{m \cdot \sqrt{F_п}} = \frac{4{,}22}{4{,}1 \cdot \sqrt{30{,}7}} = 0{,}185;$$

$$\bar{x}_o = 1{,}5 \cdot f^{0,4} = 1{,}5 \cdot 0{,}0037^{0,4} = 0{,}16;$$

$$\bar{x} = 0{,}185 > \bar{x}_o = 0{,}16;$$

$$К_{ст} = 0{,}9 + 2{,}5 \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o)^2 - 2{,}7 \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o) \quad (5.15)$$

$$К_{ст} = 0{,}9 + 2{,}5 \cdot (0{,}185 - 0{,}16)^2 - 2{,}7 \cdot (0{,}185 - 0{,}16) = 0{,}83$$

Найдем скорость и температуру на оси струи при входе в рабочую зону:

$$\upsilon_x = \upsilon_0 \cdot m \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{X} \cdot К_{tv} \cdot К_{вз} \cdot К_{ст} \quad (5.16)$$

$$t_x = t_в - \Delta t_0 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{x \cdot К_{tt}} \quad (5.17)$$

$$\Delta t_0 = t_в - t_{пр} \quad (5.18)$$

$$\upsilon_x = 2{,}69 \cdot 4{,}1 \cdot \frac{\sqrt{0{,}113}}{4{,}22} \cdot 0{,}707 \cdot 1 \cdot 0{,}83 = 0{,}51 \frac{м}{с} > 0{,}24 \text{ м/с}$$

$$t_x = 25 - (25 - 24{,}8) \cdot 3{,}4 \cdot \frac{\sqrt{0{,}113}}{4{,}2 \cdot 1{,}414} = 23{,}51 \ ^0C < 24 \ ^0C$$

Параметры вентиляционной струи на входе в рабочую зону не удовлетворяют допустимым нормам. В связи с этим принято решение: воздухообмен в помещении водолечебницы берется по нормативной кратности,

ассимиляция тепло и влаго-избытков будет осуществляться с помощью мультизональной VRF системы кондиционирования.

Рассчитаем количество полной теплоты, которую будет ассимилировать система вентиляции:

Нормативная кратность для помещении водолечебницы составлять 3 для притока и 5 для вытяжки. Исходя из этого, приняв искомое количество теплоты за x:

$$G_р = G_{н.кр.} = \frac{3{,}6 \cdot x}{60 - 54{,}5} = 2322 \text{ кг/ч},$$

$$x = Q_{асс.вент.} = 2322 \cdot 5{,}5 / 3{,}6 = 3548 \text{ Вт}$$

Тогда количество теплоты, которое необходимо ассимилировать с помощью мультизональной VRF системы:

$$Q_{асс.конд.} = Q_{расч.} - Q_{асс.вент.}$$

$$Q_{асс.конд.} = 20742 - 3548 = 17194 \text{ Вт}$$

Произведем подбор воздухораспределителей на нормативную кратность воздухообмена:

Определим требуемую суммарную площадь решеток:

$$F_{\Sigma} = \frac{L_р}{3600 \cdot \upsilon_{рек}} \quad (5.1)$$

$$F_{\Sigma} = \frac{1935}{3600 \cdot 2{,}8} = 0{,}179 \text{ м}^2$$

Минимальное количество решеток:

$$N_{min} = \frac{F_{пом}}{F'} \quad (5.2)$$

$$N_{min} = 7 \text{ штук}$$

Площадь помещения, приходящуюся на одну решетку:

$$F_п = \frac{F_{пом}}{N_{min}} \quad (5.3)$$

$$F_п = \frac{215}{7} = 30{,}71\ м^2$$

Требуемая площадь одной решетки:

$$F = \frac{F_\Sigma}{N_{min}} \quad (5.4)$$

$$F = \frac{0{,}179}{7} = 0{,}026\ м^2$$

По каталогу [7] принимаем решетку АМН размером 300×100 с $F_о$=0,027 м^2. Тогда N = 0,179/0,027=6,62 = 7 штук.

Рассчитаем фактическую скорость на выходе из решетки:

$$\upsilon_о = \frac{L_р}{3600 \cdot F_о \cdot N} \quad (5.5)$$

$$\upsilon_о = \frac{1935}{3600 \cdot 0{,}027 \cdot 7} = 2{,}84\ м/с$$

Рассчитаем параметры струи:

Определим допустимые параметры струи:

$$\upsilon_х \leq \upsilon_х^{доп} = K \cdot \upsilon_{р.з.} \quad (5.6)$$

$$t_х^{доп} \geq t_{р.з.} + \Delta t_{доп} \text{ при } t_{пр} < t_в$$
$$t_х^{доп} \leq t_{р.з.} + \Delta t_{доп} \text{ при } t_{пр} > t_в \quad (5.7)$$

где $\Delta t_{доп}$ – допустимое отклонение от нормируемой температуры, $\Delta t_{доп}$= 1 ^{0}С.

$$\upsilon_х^{доп} = 1{,}6 \cdot 0{,}15 = 0{,}24\ м/с$$

$$t_х^{доп} \leq 25 - 1 = 24\ ^0С$$

Найдем расстояние X от выпуска воздуха до входа в рабочую зону:

$$X = \frac{h - H_{р.з.}}{\sin(\alpha \cdot 0{,}67)} \quad (5.8)$$

$$X = \frac{3 - 1}{\sin(45 \cdot 0{,}67)} = 4{,}22 \text{ м}$$

Определим коэффициенты неизотермичности K_{tt} и K_{tv}:

$$K_{tv} = \cos\alpha \sqrt{\cos^2\alpha + \left(\sin\alpha + \frac{0{,}83 \cdot Ar_x}{\cos^2\alpha}\right)^2} \quad (5.9)$$

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} \cdot \left(\frac{x}{d_0}\right)^2 \cdot Ar_0 \quad (5.10)$$

$$K_{tt} = \frac{1}{\cos\alpha} \quad (5.11)$$

$$d_0 = 1{,}13 \cdot \sqrt{F_0} \quad (5.12)$$

$$Ar_0 = \frac{g \cdot d_0 \cdot \Delta t_0}{\upsilon_0^2 \cdot (273 + t_в)} \quad (5.13)$$

где $\Delta t_0 = t_в - t_{пр}$.

$$d_0 = 1{,}13 \cdot \sqrt{0{,}027} = 0{,}185 \text{ м};$$

$$Ar_0 = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}185 \cdot (25 - 24{,}8)}{2{,}84^2 \cdot (273 + 25)} = 0{,}000151$$

$$Ar_x = \frac{3{,}4}{4{,}1^2} \cdot \left(\frac{4{,}22}{0{,}185}\right)^2 \cdot 0{,}000151 = 0{,}0159$$

$$K_{tv} = 0{,}707 \sqrt{0{,}707^2 + \left(0{,}707 + \frac{0{,}83 \cdot 0{,}0159}{0{,}707^2}\right)^2} = 0{,}537$$

$$K_{tt} = \frac{1}{0{,}707} = 1{,}414$$

Определим коэффициент взаимодействия $K_{вз}$, он находится исходя из расстояния между осями решеток l_0 и расстояния X:

$$l_o = \frac{b}{N + 1} \quad (5.14)$$

$$l_o = \frac{6}{7 + 1} = 0{,}767 \text{ м}$$

$$\frac{X}{l_0} = \frac{4{,}22}{0{,}767} = 5{,}5 \text{ м} \leq 5 \text{ м}$$

$$K_{вз} = 1$$

Определим коэффициент стеснения $К_{ст}$:

$$f = \frac{F_о}{F_п} = \frac{0,027}{30,7} = 0,0008 > 0,0012;$$

$$\bar{x} = \frac{X}{m \cdot \sqrt{F_п}} = \frac{4,22}{4,1 \cdot \sqrt{30,7}} = 0,185;$$

$$\bar{x}_о = 1,5 \cdot f^{0,4} = 1,5 \cdot 0,0008^{0,4} = 0,086;$$

$$\bar{x} = 0,185 > \bar{x}_о = 0,086;$$

$$К_{ст} = 0,9 + 2,5 \cdot (\bar{x} - \bar{x}_о)^2 - 2,7 \cdot (\bar{x} - \bar{x}_о) \quad (5.15)$$

$$К_{ст} = 0,9 + 2,5 \cdot (0,185 - 0,086)^2 - 2,7 \cdot (0,185 - 0,086) = 0,6572$$

Найдем скорость и температуру на оси струи при входе в рабочую зону:

$$\upsilon_x = \upsilon_0 \cdot m \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{X} \cdot К_{tv} \cdot К_{вз} \cdot К_{ст} \quad (5.16)$$

$$t_x = t_в - \Delta t_0 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{x \cdot К_{tt}} \quad (5.17)$$

$$\Delta t_0 = t_в - t_{пр} \quad (5.18)$$

$$\upsilon_x = 2,84 \cdot 4,1 \cdot \frac{\sqrt{0,027}}{4,22} \cdot 0,537 \cdot 1 \cdot 0,65 = 0,16 \frac{м}{с} < 0,24 \text{ м/с}$$

$$t_x = 25 - (25 - 24,8) \cdot 3,4 \cdot \frac{\sqrt{0,027}}{4,22 \cdot 1,414} = 25 - 0,018 = 24,98 \ ^0C > 24 \ ^0C$$

Параметры вентиляционной струи на входе в рабочую зону удовлетворяют допустимым нормам.

Таблица 5.1 – Подбор воздухораспределителей для 1 – го этажа.

Наименование помещения	Расход воздуха, $м^3$\ч		Тип и число ВР		Скорость на выходе, м\с	
	приток	вытяжка	приток	вытяжка	приток	вытяжка
1 этаж						
1. Грязелечебница	2580	3225	10хАМН-К 200х200	10хАМН 200х200	2,1	2,23
2. Водолечебница	1935	3225	по расчету	10хАМН 200х200	-	-
3. Кабинет персонала	66	66	1хАМН-К 200х100	-	1,6	1,8
4. Кабинет персонала	39	39	1хАМН-К 200х100	1хАМН 600х150	1,01	1,8
5. Грязевая кухня	108	180	1хАМН-К 200х100	1хАМН 700х150	1,87	2,41
6. Душевой зал с кафедрой	528	660	1хАМН-К 200х200	2хАМН 300х150	3,05	2,54
7. Регистратура	-	-	-	2хАМН 300х100	-	2-
8. Гардероб	-	-	-	1х АМН 600х200	-	-
9. Вестибюль	408	-	3хАМН-К 200х100	1хАМН 200х100	2,71	-
10. Коридор	2135	-	7хДПУ-К d200	1хАМН 200х100	3,07	-
11. Санузел для инвалидов	-	50	-	1хАМН-К 200х100	-	1,41
12. Санузел женский	-	100		1хАМН-К 200х100		1,98
13. Санузел мужской	-	50	-	1хАМН-К 200х100	-	1,45
14. Помещение для уборочного инвентаря	-	-	-	-	-	-
15. Коридор	-	-			-	-
16. Тамбур	-	-			-	-
17. Лестничная клетка	-	-			-	-
18. Теплый переход	-	-			-	-
19. Помещение для баллонов с углекислотой	-	225	1хАМН-К 200х100	1хАМН-К 200х100	2,9	2,53

Таблица 5.2 – Подбор воздухораспределителей для 2 – го этажа.

Наименование помещения	Расход воздуха, м^3\ч		Тип и число ВР		Скорость на выходе, м\с	
	приток	вытяжка	приток	вытяжка	приток	вытяжка
2 этаж						
1. Помещение с ванной	387	645	3хАМН-К 200х100	3хАМН-К 200х200	2,98	2,48
2. Кабинет обслуживающего персонала	63	63	1хАМН-К 200х100	1хАМН-К 150х150	1,12	1,02
3. Процедурный зал подводного массажа	576	960	3хАМН-К 200х100	3хАМН-К 200х200	2,96	2,46
4. Кабинет с баррокамерой	630	630	2хАМН-К 200х200	1хАМН-К 250х250	2,43	2,26
5. Кабинет механотерапии	522	783	2хАМН-К 300х100	2хАМН-К 200х200	2,65	3,08
6. Кабинет озонотерапии	171	285	1хАМН-К 300х100	1хАМН-К 250х250	2,63	2,93
7. Кабинет плазмолифтинга и нейроэлектростим.	351	468	2хАМН-К 200х100	1хАМН-К 300х100	2,7	2,4
8. Кабинет магнитотерапии	708	885	2хАМН-К 200х200	2хАМН-К 400х200	2,73	2,38
9. Кабинет персонала	57	57	1хАМН-К 200х200	1хАМН-К 150х150	2,53	2,72
10. Кабинет с сухими углекислыми ваннами	351	585	1хАМН-К 200х200	1хАМН-К 150х150	2,78	3,08
11. Кабинет врача	114	114	1хАМН-К 200х100	1хАМН-К 200х100	1,76	1,76
12. Кабинет	57	57	1хАМН-К 200х100	1хАМН-К 200х100	1,18	1,18
13.Кабинет аппаратной косметологии	162	216	1хАМН-К 200х100	1хАМН-К 200х100	2,5	2,26
14. Санузел для инвалидов	-	50	-	1хАМН 200х100	-	1,41
15. Санузел женский	-	100		1хАМН 200х100	-	1,98
16. Санузел мужской	-	50	-	1хАМН 200х100	-	1,45
17. Помещение для уборочного инвентаря	-	-	-	-	-	-
18. Вестибюль	1000	-	4хАМН-К 300х100	-	2,57	-
19. Коридор	1000	-	5хДПУ-К d200	-	1,91	-
20. Коридор	-	-	-	-	-	-

6 ОПИСАНИЕ ПРИНЯТЫХ РЕШЕНИЙ ПО СИСТЕМАМ ВЕНТИЛЯЦИИ.

Подача воздуха в помещения обеспечивается двумя приточными установками, расположенными в подвале, в венткамере. Забор воздуха осуществляется через воздухозаборную шахту, расположенную у наружной стены венткамеры на расстоянии 2 метров от уровня земли. Вентканал изолируется. Приточная установка П1 обслуживает помещение грязелечебницы, грязевой кухни и душевого зала с кафедрой, помещение водолечебницы и помещения с ваннами на втором этаже. Приточная установка П2 обслуживает кабинеты различного назначения на первом и втором этажах. Вытяжка осуществляется с помощью четырех вытяжных установок, по одной на помещения грязелечебницы и водолечебницы, и две на кабинеты различного назначения. Вытяжные вентиляторы располагают на чердаке, выброс воздуха осуществляется на расстоянии 1 метра выше кровли. Приточные установки компонуются воздухозаборными клапанами, водяными воздухоподогревателями, фильтрами, шумоглушителями, вентиляторами. Воздуховоды в помещении венткамеры и чердака изолируются. Избыток вытяжного воздуха компенсируется подачей воздуха в помещения коридора и вестибюля. В помещении водолечебницы и коридора на первом этаже проектируются воздуховоды с равномерной раздачей воздуха. В помещении грязелечебницы равномерную раздачу воздуха обеспечивают регулируемые жалюзийные решетки и изменяющиеся сечения воздуховода. На ответвлениях от магистральных участков устанавливаются огнезадерживающие клапаны.

Для организации естественного проветривания при пожаре в помещениях грязелечебницы предусмотрены открывающиеся окна. Для раздачи и удаления воздуха используются аллюминевые решетки. Воздуховоды размещаются в подшивном потолке.

7 АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

7.1 Аэродинамический расчет системы П1 – приточной системы вентиляции, осуществляющей подачу воздуха в помещение водолечебницы №2, грязелечебницы №1, вспомогательных помещений №5 и №6 на первом этаже, кабинеты водных оздоровительных процедур № 1 и № 3 на втором этаже и подающей воздух в коридор №10 на первом этаже.

Пример расчета первого участка основного направления

Первый участок состоит из участка прямоугольного стального воздуховода и решетки типа АМН.

Расход на участке 1 составляет 528 $м^3$/ч. Длина участка – 10,6 м. Рекомендуемая скорость на данном участке – 3 м/с.

Подбор нужных размеров воздуховода осуществляется подбором. Размер решетки АМН составляет 200х200 мм. Выбираем воздуховод с размерами 250х250.

Определяется фактическая скорость движения воздуха на участке:

$$\upsilon = L_{уч} /(3600 \cdot F);\ \upsilon = 432/(3600 \cdot 0{,}0625^2) = 2{,}3 \text{ м/с}.$$

Рассчитывается динамическое давление:

$$P_Д = (1{,}2 \cdot \upsilon^2)/2;\ P_Д = (1{,}2 \cdot 2{,}3^2)/2 = 3{,}3 \text{ Па}$$

Потери давления на трение в стальном воздуховоде находим по номограмме. Для воздуховода с длиной l=10,6 м потери составляют $P_Л$ = 3,3 Па

Местные сопротивления: Колено с острыми кромками (1 шт) z=1,2; Решетка типа АМН(первое боковое отверстие) z=2,2; Тройник на проход z=0,15; Потери давления на местные сопротивления:

$$\Delta P_М = \Sigma\xi \cdot P_Д;\ \Delta P_М = (1{,}2+2{,}2+0{,}15) \cdot 3{,}3 = 11{,}7 \text{ Па}$$

Суммарные потери давления:

$$\Delta P = \Delta P_Л + \Delta P_М;\ \Delta P = 3{,}3+11{,}7 = 15 \text{ Па}$$

Остальные результаты расчетов приведены в таблицах 6.2 и 6.4.

В таблицах 6.1 и 6.3 приведены коэффициенты местных сопротивлений для основного направления и для ответвления.

Таблица 7.1 – Коэффициенты местных сопротивлений на расчетных участках системы П1

№ уч-ка	Наименование местного сопротивления	ξ	Σξ
1	Решетка типа АМН	2,2	3,55
	Колено с острыми кромками 1 шт.	1,2	
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,0625/0,0625=1; L_o/L_c=108/636=0,16	0,15	
2	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,12/0,12=1; L_o/L_c=258/894=0,28	0,15	0,4
	Внезапное изменение сечения F_O/F_1=0,0625/0,12=0,52	0,25	
3	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,12/0,12=1; L_o/L_c=258/1152=0,22	0,15	0,15
4	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,12/0,12=1; L_o/L_c=258/1410=0,18	0,15	0,15
5	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/1668=0,15	0,15	0,35
	Внезапное изменение сечения F_O/F_1=0,12/0,2=0,6	0,2	
6	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/1926=0,13	0,15	0,15
7	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/2184=0,11	0,15	0,15
8	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/2442=0,1	0,15	0,15
9	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/2700=0,09	0,16	0,16
10	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/2958=0,08	0,17	0,17
11	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=258/3216=0,07	0,18	0,18
12	Колено с острыми кромками 3 шт.	3,6	3,9
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,3=0,66; L_o/L_c=2135/5350=0,39	0,3	
13	Тройник на поворот f_o/f_c=0,2/0,3=0,6; L_o/L_c=5350/6314=0,84	0,9	0,9
14	Тройник на поворот f_o/f_c=0,3/0,32=0,9375; L_o/L_c=6314/8253=0,76	0,76	0,76
15	Колено с острыми кромками 5 шт.	6	6

Таблица 7.2 – Аэродинамический расчет основного направления системы П1

№	L, м³/ч	l, м	υ, м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение			Рд, Па	∑ζ	Потери давления, Па		
				axb, мм	F, м²	dэ, мм	R, Па/м	$B_ш$	ΔРл, Па			Z, Па	на уч-ке	всего
1	528	10,6	2,3	250x250	0,06	250	0,32	1	3,3	3,3	3,55	11,7	15,1	15
2	636	1,1	2,8	250x250	0,06	250	0,44	1	0,5	4,8	0,4	1,9	2	17
3	894	5,8	2,1	300x400	0,12	343	0,17	1	1,0	2,6	0,15	0,4	1	19
4	1152	1	2,7	300x400	0,12	343	0,27	1	0,3	4,3	0,15	0,6	1	20
5	1410	5,8	2,0	400x500	0,2	444	0,11	1	0,6	2,3	0,35	0,8	1	21
6	1668	1	2,3	400x500	0,2	444	0,15	1	0,2	3,2	0,15	0,5	1	22
7	1926	5,8	2,7	400x500	0,2	444	0,19	1	1,1	4,3	0,15	0,6	2	24
8	2184	1	3,0	400x500	0,2	444	0,24	1	0,2	5,5	0,15	0,8	1	25
9	2442	5,8	3,4	400x500	0,2	444	0,30	1	1,7	6,9	0,16	1,1	3	28
10	2700	1	3,8	400x500	0,2	444	0,36	1	0,4	8,4	0,17	1,4	2	29
11	2958	3,6	4,1	400x500	0,2	444	0,42	1	12,0	10,1	0,18	1,8	14	43
12	3216	11,8	4,5	400x500	0,2	444	0,49	1	5,8	12,0	3,9	46,7	52	96
13	5350	2	5	500x600	0,3	545	0,46	1	0,9	14,7	0,9	13,3	14	110
14	6314	13	5,8	500x600	0,3	545	0,3	1	8,1	20,5	0,76	16	23,7	133
15	8253	11,4	7,1	600x800	0,32	533	0,93	1	11	31	6	82	86	219

7.2 Расчет воздуховода равномерной раздачи воздуха

Для подачи воздуха в помещение водолечебницы принято 7 воздухораспределителей, расположенных на равном расстоянии друг от друга. Для обеспечения равномерной раздачи воздуха из каждой решетки, необходимо произвести расчет всего ответвления как воздухораспределителя постоянного сечения с отверстиями различной площади.

Зададимся размерами воздуховода 400x300 мм с площадью поперечного сечения F = 0,12 м². Эквивалентный диаметр $d_э$ = 0,34 м. Пронумеруем решетки против движения воздуха начиная с 1.

Расчет ведется в следующей последовательности:

Рассчитывается x_3 – коэффициент, определенный теоретическим путем при расчете воздухораспределителя постоянного сечения с продольной щелью переменной ширины, обозначающий расстояние, при котором ширина щели

после достижения максимума увеличения, уменьшаясь, становится равной начальной ширине щели. Для воздухораспределителя постоянного сечения с отверстиями различной площади определить x_3 не удалось(аэродинамика вентиляции. Талиев.1979г), поэтому расчет ведется по формуле:

$$x_3 = 3 \cdot d_э / \lambda ,$$

где λ – коэффициент сопротивления трения при турбулентном потоке, по формуле:

$$\lambda = 0{,}11 \sqrt[4]{\frac{68}{Re} + k/d_э} ,$$

где k – эквивалентная шероховатость, для воздуховодов из стали k=0,01 мм;

Re – число Рейнольдса, определяется по формуле:

$$Re = \omega_{нач} \cdot d_э / \upsilon,$$

Где $\omega_{нач}$ – начальная скорость воздуха в воздуховоде, м/с,

$\omega_{нач}$ = 5 м/с.

υ – коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$,

$\upsilon = 1{,}5 \cdot 10^{-5}$ $м^2/с$

$$Re = 5 \cdot 0{,}35 / 1{,}5 \cdot 10^{-5} = 113333 = 1{,}13 \cdot 10^5$$

$$\lambda = 0{,}11 \sqrt[4]{\frac{68}{1{,}13 \cdot 10^5} + 0{,}01/0{,}34} = 0{,}0457$$

$$x_3 = 3 \cdot 0{,}34 / 0{,}0457 = 22{,}32 \text{ м}^2$$

Длина воздуховода l = 31 м. Т.к. $x_3 < l$, площадь первого отверстия по ходу движения воздуха находится по формуле:

$$\sigma_1 = L / \omega_{max} \cdot n,$$

где ω_{max} – максимально допустимая скорость воздуха на выходе из решетки, м/с, принимается равной 3 м/с.

n – число отверстий в воздуховоде,

n = 7;

L – расход воздуха в воздуховоде, $м^3/с$,

L = 1939 / 3600 = 0,53 $м^3/с$.

$$\sigma_1 = 0{,}53 / 3 \cdot 7 = 0{,}0256\ м^2.$$

Площадь i–го отверстия находится по формуле:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\sigma_{i-1}{}^2} - \frac{\mu^2}{F^2} \cdot \left[i^2 - (i-1)^2 - \frac{\lambda \cdot l}{n \cdot d_э} \cdot (i-1)^2 - \eta\right]}},$$

где μ - коэффициент расхода, принимается равным 0,65;

σ_{i-1} – площадь i – 1 -го отверстия, $м^2$;

F – площадь поперечного сечения воздуховода, $м^2$

ŋ - коэффициент смягчения удара (потери на проход воздуха мимо отверстия принимаются как смягченные потери давления при внезапном расширении воздуховода)

ŋ = 0,4

Определим площадь второго отверстия по ходу движения воздуха:

$$\sigma_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0{,}0256^2} - \frac{0{,}65^2}{0{,}12^2} \cdot \left[2^2 - (2-1)^2 - \frac{0{,}0457 \cdot 31}{7 \cdot 0{,}34} \cdot (2-1)^2 - 0{,}4\right]}} = 0{,}037\ м^2$$

Остальные отверстия рассчитываются аналогичным образом, полученные значения сведем в таблицу:

Таблица 7.3 - Площадь отверстий воздуховода равномерной раздачи

i	1	2	3	4	5	6	7
σ_i, $м^2$	0,025	0,037	0,040	0,045	0,052	0,063	0,079
ВП	АМН-К	АМН-К	АМН-К	АМН-К	АМН-К	АМН-К	АМН-К
axb	300x100	300x150	300x150	400x150	300x200	400x200	300x300

Полное сопротивление воздуховода, ΔP, Па, определяется по формуле:

$$\Delta P = \xi_п \cdot \frac{\rho \cdot \omega_{нач}{}^2}{2},$$

где $\xi_п$ – коэффициент полного сопротивления, находится по формуле:

$$\xi_п = \frac{F^2}{\mu^2 \cdot n^2 \cdot \sigma_1{}^2} + 1 + 1{,}2 \cdot 5 + 0{,}3$$

$$\xi_п = \frac{0{,}12^2}{0{,}65^2 \cdot 7^2 \cdot 0{,}025^2} + 1 + 6 + 0{,}3 = 8{,}41$$

$$\Delta P = 8{,}41 \cdot \frac{1{,}2 \cdot 5^2}{2} = 127 \text{ Па}$$

Невязка ответвления на водолечебницу и магистрали 1-15:

$H = ((\Delta P_{маг} – \Delta P_{отв})/\Delta P_{маг}) \cdot 100\%$; $H = ((219–127)/219) \cdot 100\% = 42\%$

$H > 15\%$, поэтому необходима установка дроссель-клапана на ответвлении.

$\xi_{кл} = (\Delta P_{маг} – \Delta P_{отв})/\Delta P_{д\ отв}$; $\xi_{кл} = (219–127)/15 = 6{,}13$. По табл.22.33 [8] определяем, что угол закрытия дроссель-клапана при данном ξ равен 36°.

Таблица 7.4 – Коэффициенты местных сопротивлений на расчетных участках системы П2

№ уч-ка	Наименование местного сопротивления	ξ	$\Sigma\xi$
1	Решетка типа АМН	2,2	3,2
	Тройник на поворот f_o/f_c=0,15/0,2=0,75; L_o/L_c=250/250=1	1	
2	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=261/511=0,51	0,3	0,4
3	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=250/761=0,32	0,16	0,16
4	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=250/1011=0,24	0,15	0,15
5	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=250/1261=0,2	0,15	0,15
6	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=261/1522=0,17	0,15	3,9
	Колено с острыми кромками 3 шт.	3,6	
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=200/1722=0,11	0,15	
7	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=684/2406=0,28	0,15	0,15
8	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=200/2606=0, 07	0,18	0,18

Продолжение таблицы 7.4 – Коэффициенты местных сопротивлений на расчетных участках системы П2

№ уч-ка	Наименование местного сопротивления	ξ	Σξ
9	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=630/3236=0,19	0,15	0,15
10	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=200/3436=0,05	0,2	0,2
11	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=1; L_o/L_c=57/3493=0,016	0,2	0,2
12	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,2/0,2=0,1; L_o/L_c=200/3693=0,05	0,2	0,2
13	Тройник на проход f_o/f_c=0,2/0,2=1; L_o/L_c=200/3893=0,05	0,2	0,2
14	Внезапное изменение сечения F_O/F_1=0,2/0,24=0,83	0,1	0,25
	Тройник на проход f_o/f_c=0,24/0,24=1; L_o/L_c=708/4601=0,15	0,15	
15	Тройник на проход f_o/f_c=0,24/0,24=1; L_o/L_c=352/4953=0,07	0,18	0,18
16	Тройник на проход f_o/f_c=0,24/0,24=1; L_o/L_c=171/5124=0,03	0,2	0,2
17	Тройник на поворот f_o/f_c=0,24/0,24=1; L_o/L_c=171/5295=0,03	1	1
18	Колено с острыми кромками 2 шт.	2,4	3,9
	Тройник на поворот f_o/f_c=0,24/0,24=1; L_o/L_c=5295/5908=0,89	1,5	
19	Тройник на проход f_o/f_c=0,24/0,24=1; L_o/L_c=400/6308=0,06	0,2	1,4
	Колено с острыми кромками 1 шт.	1,2	
20	Колено с острыми кромками 1 шт.	1,2	1,2

Таблица 7.5 – Аэродинамический расчет основного направления системы П2

№	L, $м^3/ч$	l, м	υ, м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение			Рд, Па	∑ζ	Потери давления, Па		
				axb, мм	F, $м^2$	dэ, мм	R, Па/м	$B_ш$	ΔРл, Па			Z, Па	на уч-ке	всего
1	250	0,5	0,3	400x500	0,2	444	0,01	1	0,00	0,1	3,2	0,2	0,2	0,2
2	511	0,5	0,7	400x500	0,2	444	0,02	1	0,01	0,3	0,4	0,1	0,1	0,4
3	761	1	1,1	400x500	0,2	444	0,04	1	0,04	0,7	0,16	0,1	0,1	0,5
4	1011	1	1,4	400x500	0,2	444	0,06	1	0,06	1,2	0,15	0,2	0,2	0,7
5	1261	0,6	1,8	400x500	0,2	444	0,09	1	0,05	1,8	0,15	0,3	0,3	1,1
6	1522	7,2	2,1	400x500	0,2	444	0,13	1	0,92	2,7	3,9	10,5	11,4	12,5

Продолжение таблицы 7.5 – Аэродинамический расчет основного направления системы П2.

№	L, $м^3/ч$	l, м	υ, м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение			Рд, Па	∑ζ	Потери давления, Па		
				axb, мм	F, $м^2$	dэ, мм	R, Па/м	$B_ш$	ΔРл, Па			Z, Па	на уч-ке	всего
7	1722	3	2,4	400x500	0,2	444	0,16	1	0,48	3,4	0,15	10,0	10,5	22,9
8	2406	1,8	3,3	400x500	0,2	444	0,29	1	0,52	6,7	0,18	11,2	11,7	34,7
9	2606	4,9	3,6	400x500	0,2	444	0,34	1	1,65	7,9	0,15	11,2	12,8	47,5
10	3236	0,6	4,5	400x500	0,2	444	0,50	1	0,30	12,1	0,2	10,0	10,3	57,8
11	3436	2	4,8	400x500	0,2	444	0,56	1	1,11	13,7	0,2	12,7	13,8	71,6
12	3493	2,5	4,9	400x500	0,2	444	0,57	1	1,43	14,1	0,2	10,0	11,4	83,1
13	3693	5	5,1	400x500	0,2	444	0,63	1	3,17	15,8	0,2	10,0	13,2	96,2
14	3893	2,5	5,4	400x500	0,2	444	0,70	1	1,75	17,5	0,25	14,4	16,1	112,4
15	4601	1	5,3	400x600	0,24	480	0,62	1	0,62	17,0	0,18	3,1	3,7	116,0
16	4953	6	5,7	400x600	0,24	480	0,71	1	4,24	19,7	0,2	3,9	8,2	124,2
17	5124	1,5	5,9	400x600	0,24	480	0,32	1	1,13	21,1	1	21	22	146
18	5295	27	6,1	400x600	0,24	480	0,44	1	21,6	22,5	3,9	88	109	256
19	5908	9,1	6,8	400x600	0,24	480	0,17	1	8,89	28,1	1,4	39	48	304
20	6308	2,5	7,3	400x600	0,24	480	0,27	1	2,76	32,0	1,2	38	41	345

Таблица 7.6 – Коэффициенты местных сопротивлений на ответвлении системы П2

№ уч-ка	Наименование местного сопротивления	ξ	Σξ
21	Решетка типа АМН-К	2,2	2,9
	Тройник на поворот f_o/f_c=0,03/0,06=0,5; L_o/L_c=136/136=1	0,7	
22	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,06/0,06=1; L_o/L_c=66/202=0,32	0,16	0,16
23	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,06/0,06=1; L_o/L_c=136/338=0,4	0,2	0,2
24	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,06/0,06=1; L_o/L_c=136/474=0,28	0,15	2,55
	Колено с острыми кромками 2 шт.	2,4	
25	Тройник на поворот f_o/f_c=0,06/0,06=1; L_o/L_c=474/513=0,92	1,1	3,5
	Колено с острыми кромками 2 шт.	2,4	

Продолжение таблицы 7.6 – Коэффициенты местных сопротивлений на ответвлении системы П2

№ уч-ка	Наименование местного сопротивления	ξ	Σξ
26	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,06/0,06=1; L_o/L_c=100/613=0,16	0,15	6,15
	Тройник на поворот f_o/f_c=0,06/0,24=0,25; L_o/L_c=613/5908=0,1	6	

Таблица 7.7 – Аэродинамический расчет ответвления системы П2

№	L, м³/ч	l, м	υ, м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение			Рд, Па	∑ζ	Потери давления, Па		
				axb, мм	F, м²	dэ, мм	R, Па/м	$B_ш$	ΔРл, Па			Z, Па	на уч-ке	всего
21	136	0,7	0,6	200x300	0,06	240	0,03	1	0,02	0,24	2,9	1	1	1
22	202	0,8	0,9	200x300	0,06	240	0,06	1	0,05	0,52	0,16	1	1	2
23	338	1,5	1,6	200x300	0,06	240	0,16	1	0,24	1,47	0,2	1	1	3
24	474	2,6	2,2	200x300	0,06	240	0,29	1	0,77	2,89	2,55	7	8	11
25	513	28,5	2,4	200x300	0,06	240	0,34	1	9,67	3,38	3,5	12	22	33
26	613	5,6	2,8	200x300	0,06	240	0,47	1	2,62	4,83	6,15	30	32	65

Невязка ответвления 21-26 и магистрали 1-20:

$H = ((\Delta P_{маг} – \Delta P_{отв})/\Delta P_{маг})\cdot 100\%$; $H = ((256–65)/256)\cdot 100\% = 74,6\%$

H > 15%, поэтому необходима установка дроссель-клапана на ответвлении.

$\xi_{кл} = (\Delta P_{маг} – \Delta P_{отв})/\Delta P_{д\ отв}$; $\xi_{кл} = (256–65)/4,83 = 39,54$. По табл.22.33 [8] определяем, что угол закрытия дроссель-клапана при данном ξ равен 54.

Схема систем П1 и П2 представлены в приложении.

6.2 Аэродинамический расчет системы В1 – вытяжной системы вентиляции грязелечебницы.

Пример расчета первого участка основного направления

Расход на участке 1 составляет 270 $м^3$/ч. Длина участка – 0,3 м. Рекомендуемая скорость на данном участке – 3 м/с.

Подбор нужных размеров воздуховода осуществляется подбором. Размеры решетки АМН составляют 200х200, выбираем воздуховод с размерами 200х300.

Определяется фактическая скорость движения воздуха на участке:

$$\upsilon = L /(3600 \cdot F); \ \upsilon = 1395/(3600 \cdot 0{,}06) = 1{,}3 \text{ м/с}.$$

Рассчитывается динамическое давление:

$$P_Д = (1{,}2 \cdot \upsilon^2)/2; \ P_Д = (1{,}2 \cdot 1{,}3^2)/2 = 0{,}9 \text{ Па}$$

Потери давления на трение в стальном воздуховоде находим по номограмме. Для воздуховода с длиной l=0,3 м потери составляют $P_Л$ = 0,1 Па

Местные сопротивления: решетка (ξ=2,2). Потери давления на местные сопротивления:

$$\Delta P_М = \Sigma\xi \cdot P_Д; \ \Delta P_М = 2{,}2 \cdot 0{,}9 = 2{,}1 \text{ Па}$$

Суммарные потери давления:

$$\Delta P = \Delta P_Л + \Delta P_М; \ \Delta P = 0{,}1 + 2{,}1 = 2{,}2 \text{ Па}$$

Остальные результаты расчетов приведены в таблице 6.6.

В таблице 6.5 приведены коэффициенты местных сопротивлений для основного направления.

Таблица 7.8 – Коэффициенты местных сопротивлений на расчетных участках системы В1

№ уч-ка	Наименование местного сопротивления	ξ	Σξ
1	Решетка типа АМН	2,2	2,45
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,06/0,06=1; L_o/L_c=60/270=0,22	0,25	
2	Тройник на поворот $f_п/f_c$=0,06/0,06=1; L_o/L_c=60/270=0,22	0,6	1,8
	Колено с острыми кромками 1 шт.	1,2	
3	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,12/0,12=1; L_o/L_c=60/600=0,1	0,15	0,15
4	Колено с острыми кромками 1 шт.	1,2	1,62
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,12/0,12=1; L_o/L_c=330/930=0,35	0,42	
5	Внезапное изменение сечения F_O/F_1=0,12/0,15=0,8	0,04	0,4
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,15/0,15=1; L_o/L_c=330/1200=0,275	0,36	
6	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,15/0,15=1; L_o/L_c=330/1530=0,21	0,25	0,25
7	Внезапное изменение сечения F_O/F_1=0,15/0,24=0,624	0,15	0,4
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/1860=0,17	0,25	
8	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/2190=0,15	0,22	0,22
9	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/2520=0,13	0,19	0,19
10	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/2850=0,11	0,16	0,16
11	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/3180=0,1	0,15	0,15
12	Колено с острыми кромками 2 шт.	2,4	3,4
	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=180/3360=0,05	1	
13	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/3690=0,08	0,1	0,1
14	Тройник на проход $f_п/f_c$=0,24/0,24=1; L_o/L_c=330/4020=0,07	0,1	0,1
15	Колено с острыми кромками 4 шт.	4,8	4,83
	Внезапное изменение сечения F_O/F_1=0,24/0,28=0,85	0,03	

Таблица 7.9 – Аэродинамический расчет основного направления системы В1

№	L, $м^3/ч$	l, м	υ, м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение			Рд, Па	∑ζ	Потери давления, Па		
				axb, мм	F, $м^2$	dэ, мм	R, Па/м	$В_ш$	ΔРл, Па			Z, Па	на уч-ке	всего
1	270	0,3	1,3	200x300	0,06	240	0,11	1	0,0	0,9	2,20	2	2	2
2	330	1,4	1,5	200x300	0,06	240	0,15	1	0,2	1,4	3,20	3	3	5
3	600	0,6	1,4	400x300	0,12	343	0,08	1	0,0	1,2	2,20	0	0	5
4	660	6,4	1,5	400x300	0,12	343	0,10	1	0,6	1,4	1,63	2	3	8
5	930	1	2,2	400x300	0,12	343	0,18	1	0,2	2,8	0,40	1	1	9
6	1200	6	2,2	500x300	0,15	375	0,17	1	1,0	3,0	0,25	1	2	11
7	1530	0,85	2,8	500x300	0,15	375	0,27	1	0,2	4,8	0,40	2	2	13
8	1860	6	2,2	600x400	0,24	480	0,12	1	0,7	2,8	0,22	1	1	15
9	2190	0,85	2,5	600x400	0,24	480	0,16	1	0,1	3,9	0,20	1	1	16
10	2520	6	2,9	600x400	0,24	480	0,21	1	1,2	5,1	0,17	1	2	18
11	2850	0,85	3,3	600x400	0,24	480	0,26	1	0,2	6,5	0,15	1	1	19
12	3180	7	3,7	600x400	0,24	480	0,31	1	2,2	8,1	2,50	28	30	49
13	3360	1,3	3,9	600x400	0,24	480	0,35	1	0,5	9,1	0,10	1	1	50
14	3690	2,2	4,3	600x400	0,24	480	0,41	1	0,9	10,9	0,10	1	2	52
15	4020	9	4,7	600x400	0,06	480	0,48	1	6,3	13,0	4,83	63	67	119

Схема системы В1 представлена в приложении.

8 ПОДБОР ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

8.1 Подбор калорифера приточной вентиляционной установки системы П1

Найдем расход теплоты на калорифер I подогрева по формуле:

$$Q_{калI} = 0{,}278 \cdot G_п \cdot c \cdot (t_{пр} - t_н), \quad (8.1.1)$$

где $G_п$- массовый расход воздуха, определяется по формуле:

$$G = L \cdot \rho_{ср}, \quad (8.1.2)$$

где $\rho_{ср}$- средняя плотность воздуха, по формуле:

$$\rho_{ср} = \frac{\rho_н + \rho_{пр}}{2} \quad (8.1.3)$$

$$\rho_н = \frac{353}{273 - 37} = 1{,}49 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{пр} = \frac{353}{273 + 25} = 1{,}18 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{ср} = \frac{1{,}49 + 1{,}18}{2} = 1{,}33 \text{ кг/м}^3$$

$$G_п = 8253 \cdot 1{,}33 = 10977 \text{ кг/ч};$$

$t_{пр}$ – температура приточного воздуха, ^{0}C

$t_{пр}$ = 25 ^{0}C

$t_н$ – температура наружного воздуха, ^{0}C

$t_н$ = -37 ^{0}C

$$Q_{калI} = 0{,}278 \cdot 10977 \cdot 1{,}005 \cdot (25 - (-37)) = 190146 \text{ Вт}$$

Определяем действительную массовую скорость воздуха:

$$\upsilon_\rho = \frac{G_п}{f_{жив} \cdot 3600}, \quad (8.1.4)$$

где $f_{жив}$ – площадь живого сечения, м^2, по формуле:

$$f_{жив} = F_{фронт} \cdot 0{,}8,$$

где $F_{фронт}$ – площадь фронтального сечения, м^2, (по каталогу Веза)

$F_{фронт} = 0{,}67$ для КЦКП – 6,3

$$f_{жив} = 0{,}67 \cdot 0{,}8 = 0{,}536 \text{ м}^2$$

$$\upsilon_\rho = \frac{10977}{0{,}536 \cdot 3600} = 5{,}68 \ \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}$$

Определяем расход воды, проходящей через калорифер:

$$G_w = \frac{3{,}6 \cdot Q_{кал}}{c_w \cdot (t_{гор} - t_{обр})} \qquad (8.1.5)$$

где $t_{гор}$ и $t_{обр}$ - температуры тепловой сети, принимаем равными 95 ^{0}С и 70 ^{0}С соответственно.

$$G_w = \frac{3{,}6 \cdot 190146}{4{,}187 \cdot (95 - 70)} = 6540 \ \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$$

Задаемся скоростью движения воды по трубкам:

$$W_{опт} = 1 - 1{,}5 \frac{\text{м}}{\text{с}}, W_{доп} = 0{,}6 - 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определяем число трубок, подключаемых к калориферу, и округляем до ближайшего целого числа:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot W_{опт}}, \qquad (8.1.6)$$

где f_w – площадь живого сечения медной трубки, м^2,

f_w = 0,0001108 м^2

ρ_w – плотность горячей воды, кг/м^3,

ρ_w = 916,9 кг/м^3;

$W_{опт}$– оптимальная скорость движения воды в трубках, м/с

$W_{опт}$= 1,1 м/с

$$m = \frac{6540}{3600 \cdot 916{,}9 \cdot 0{,}0001108 \cdot 1{,}1} = 16{,}2 = 17$$

Определяем общее число трубок воздухонагревателя, N, по формуле:

$$N = \frac{p \cdot H_{тр}}{h}, \qquad (8.1.7)$$

где $H_{тр}$ – высота трубной решетки, мм, определяется по каталогу Веза;

Для КЦКП-6,3 $H_{тр}$ = 650 мм;

h - шаг труб по высоте (для ЦКПК h = 50 мм);

$$N = \frac{2 \cdot 650}{50} = 26 \text{ трубок}$$

Определяем число ходов по теплоносителю и округляем до ближайшего большего:

$$n = \frac{N}{m}$$

$$n = \frac{26}{17} = 2$$

Определяем фактическое число трубок, подключаемых к подающему коллектору:

$$m_ф = \frac{N}{n_ф}$$

$$m_ф = \frac{26}{2} = 13$$

Определяем реальную скорость движения воды по трубкам:

$$W_ф = \frac{G_{w\ гв}}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m_ф}$$

$$W_ф = \frac{6540}{3600 \cdot 916{,}9 \cdot 0{,}0001108 \cdot 13} = 1{,}37 \text{ м/с}$$

Определяем коэффициент теплопередачи k, Вт/м^2· °С, по формуле:

$$k = A \cdot (\upsilon_\rho)^{0{,}37} \cdot (\omega_ф)^{0{,}18},$$

где A = 20,94 при шаге пластин в 1,8 мм.

$$k = 20{,}94 \cdot (5{,}68)^{0{,}37} \cdot (1{,}37)^{0{,}18} = 42{,}1 \text{ Вт/м}^2 \cdot °C$$

Определяем среднюю разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{ср} = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_{н(0)} + t_{к(п')}}{2}$$

$$\Delta t_{ср} = \frac{95 + 70}{2} - \frac{-37 + 25}{2} = 103{,}5 \text{ °C}$$

Найдем требуемую поверхность теплообмена $F_{тр}$, м^2, по формуле:

$$F_{тр} = \frac{Q_{кал}}{\Delta t_{ср} \cdot k}$$

$$F_{тр} = \frac{190146}{113{,}5 \cdot 42{,}1} = 39{,}8 \text{ м}^2$$

Рассчитаем действительную площадь поверхности теплообмена $F_{действ}$, м^2, по формуле:

$$F_{действ} = P \cdot F_{тепл},$$

$F_{тепл}$ = 20,3 м^2

$$F_{действ} = 2 \cdot 20{,}3 = 40{,}6 \text{ м}^2$$

Определим запас поверхности охладителя, он должен быть меньше либо равен 15%

$$\Delta F = \frac{F_д - F_{треб}}{F_д} \leq 15\ \%$$

$$\Delta F = \frac{40,6 - 39,8}{40,6} = 1,9\ \%$$

Условие выполняется, данный типоразмер КЦКП нам подходит.

Вычисляем аэродинамическое сопротивление калорифера $\Delta P_{возд}$, Па, по формуле:

$$\Delta P_{возд} = Б \cdot (\upsilon_{\rho})^{m} \cdot N\ ,$$

где N – число калориферов, установленных последовательно

m – показатель степени (по табл. 4.2)

Б - эмпирический коэффициент (по табл. 4.3)

n - показатель степени (по табл. 4.3)

Б = 2,104

n = 1,64

m = 1,707

$$\Delta P_{возд} = 2,104 \cdot (5,68)^{1,707} \cdot 1 = 82,3\ Па$$

Определяем гидравлическое сопротивление воздухоохладителя, ΔP_{w}, по формуле:

$$\Delta P_{w} = 1,968 \cdot l_{хода} \cdot (W_{ф})^{1,69},$$

где $l_{хода}$ - приведенная длина хода воды в трубках, м, определяется по формуле:

$$l_{хода} = n \cdot l_{тр},$$

где $l_{тр}$ - длина трубки в поперечном сечении (по табл. 9.1 раздаточного материала)

$l_{тр}$ = 1,03 м.

n – число ходов,

n = 2

$$l_{хода} = 2 \cdot 1,03 = 2,06\ м$$

$$\Delta P_w = 1{,}968 \cdot 2{,}06 \cdot (1{,}37)^{1{,}69} = 7 \text{ кПа}$$

7.2 Подбор фильтра

Для обеспечения в помещении надлежащих санитарных условий, необходимых для комфортного пребывания человека, подберем фильтр. В виду небольшого объема очищаемого воздуха L = 7654 м^3/ч можно принять ячейковый фильтр.

Определим требуемую эффективность очистки:

$$\varepsilon_{тр} = \frac{C_н - C_{пр}}{C_н} \cdot 100\ \% \qquad (8.2.1)$$

где $C_н$ – запыленность наружного воздуха, равная 0,5 мг/м^3;

$C_н$ – запыленность внутреннего воздуха, принимается по ПДК пыли в атмосферном воздухе, равная 0,5 мг/м^3.

$$\varepsilon_{тр} = \frac{0{,}5 - 0{,}15}{0{,}5} \cdot 100\ \% = 70\ \%$$

Подбор фильтра выполняется по величине номинальной пропускной способности одной ячейки $L_{ном}$ по таблице каталогу ВЕЗА. Выберем фильтр ФяВБ, имеющий номинальную пропускную способность: $L_{ном}$ = 2150 м^3/ч.

Рассчитаем необходимое количество ячеек по формуле:

$$n = \frac{L}{L_{ном}} \qquad (8.2.2)$$

$$n = \frac{8253}{2150} = 3{,}83 = 4 \text{ ячейки}$$

Рассчитаем удельную воздушную нагрузку по формуле:

$$L_{уд} = \frac{L}{F_ф \cdot n} \qquad (8.2.3)$$

где $F_ф$ – площадь рабочего сечения фильтра, принимается по каталогу ВЕЗА, $F_ф$ = 0,25 м^2.

$$L_{уд} = \frac{8253}{0{,}25 \cdot 4} = 8253\ м^3/(ч \cdot м^2)$$

Определим время работы фильтра между периодами регенерации:

$$\tau = \frac{10^5 \cdot П}{T \cdot L_{уд} \cdot \varepsilon_{тр} \cdot Сн} \quad (8.2.4)$$

где П – пылеемкость входного сечения фильтра, принимается по каталогу ВЕЗА, П = 2200 г/м^2;

Т – количество часов работы фильтра за сутки, час/сут.

$$\tau = \frac{10^5 \cdot 2200}{10 \cdot 8253 \cdot 70 \cdot 0{,}5} = 76\ сут.$$

Найдем сопротивление фильтра:

$$\Delta P_ф = \frac{\Delta P_{нач} + \Delta P_{кон}}{2} \quad (8.2.5)$$

где $\Delta P_{нач}$ – начальное сопротивление фильтра, принимается по каталогу ВЕЗА, $\Delta P_{нач}$ = 60 Па;

$\Delta P_{кон}$ – сопротивление фильтра в момент его замены, принимается по каталогу ВЕЗА, $\Delta P_{кон}$ = 150 Па;

$$\Delta P_ф = \frac{150 + 60}{2} = 105\ Па.$$

7.3 Подбор воздухозаборного клапана

Устанавливаем воздушный утепленный клапан ГЕРМИК-С фирмы «Веза». Сечение клапана подбирается исходя из условия обеспечения скорости воздуха в живом сечении клапана $\upsilon_{рек}$ = 3…5 м/с по формуле:

$$F_{тр} = \frac{L}{3600 \cdot \upsilon_{рек}} \quad (8.3.1)$$

$$F_{тр} = \frac{8253}{3600 \cdot 4{,}5} = 0{,}51\ м^2$$

К установке принимаем клапан ГЕРМИК-С 800х950 с площадью живого сечения $F_ф$=0,52 м^2. Клапан комплектуется одним электроприводом с усилием 10 Нм.

Найдем фактическую скорость при данном сечении клапана:

$$\upsilon_ф = \frac{L}{3600 \cdot F_ф} \quad (8.3.2)$$

$$\upsilon_ф = \frac{8253}{3600 \cdot 0{,}52} = 4{,}4 \text{ м/с}$$

Далее определим потери давления на клапане по номограмме: при угле раскрытия лопаток 45^0 $\Delta P_{кл}$ = 53 Па.

7.4 Подбор воздухозаборной решетки и шахты

Решетка и шахта подбираются по суммарному расходу воздуха на все приточные установки.

Подбор решеток осуществляется исходя из обеспечения скорости воздуха в живом сечении $\upsilon_{рек}$ = 3…5 м/с.Примем к установке 2 решетки фирмы «Веза» типа Р50. Найдем площадь сечения решетки по формуле (8.5.1):

$$F_{реш} = \frac{8253 + 6308}{3600 \cdot 4} = 1{,}01 \text{ м}^2$$

По каталогу определим размеры решетое и площадь живого сечения: В=920 мм, Н =900 мм; $F_ф$=0,51 м^2

Определим фактическую скорость воздуха по формуле (8.5.2):

$$\upsilon_ф = \frac{14561}{3600 \cdot 0{,}51 \cdot 2} = 3{,}96 \text{ м/с}$$

Далее определим потери давления на воздухозаборной решетке по номограмме: при данной скорости $\Delta P_{реш}$ = 15 Па.

Сечение шахты подбирается аналогично. Размеры шахты подбираются так, чтобы скорость в ее сечении была 2...3 м/с. Найдем требуемую площадь шахты по формуле (7.5.1):

$$F_{тр} = \frac{14561}{3600 \cdot 2{,}5} = 1{,}61 \text{ м}^2$$

Таким образом размер шахты выберем 1100х1100х2000, тогда определим фактическую скорость воздуха по формуле (8.5.2):

$$\upsilon_ф = \frac{18814}{3600 \cdot 2 \cdot 1{,}1} = 2{,}01 \text{ м/с}$$

Потери давления в шахте примем: $\Delta P_{шахты} = 25$ Па.

7.5 Подбор вентилятора для приточной системы П1

Вентилятор подбирается расчетному расходу с запасом 10% и по расчетным потерям давления с запасом 10%:

$$L_{вент} = 1{,}1 \cdot L = 1{,}1 \cdot 8253 = 9079 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$\Delta P_{вент} = 1{,}1 \cdot (\Delta P_{реш} + \Delta P_{шахты} + \Delta P_{кл} + \Delta P_ф + \Delta P_{кал} + n \cdot \Delta P_{перех} + 1{,}2 \cdot \Delta P_{сети}) \quad (8.5.1)$$

где $\Delta P_{перех}$– сопротивление соединительных переходов,

принимается равным 20 Па на 1 переход;

n – количество соединительных переходов.

$$\Delta P_{вент} = 1{,}1 \cdot (15 + 25 + 53 + 105 + 41 + 3 \cdot 20 + 1{,}2 \cdot 219) = 564 \text{ Па}$$

Подобран вентилятор ВРАН6-9 (Исполнение 1):

$\Delta P_{вен}^{факт} = 615$ Па; тип двигателя А112МВ8; установочная мощность $N_у = 3$ кВт; n = 700 об/мин; масса 262 кг.

7.6 Подбор вентилятора для вытяжной системы В1

Подбирается анологичным образом:

$$L_{вент} = 1{,}1 \cdot L = 1{,}1 \cdot 4020 = 4420 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$\Delta P_{вент} = 1{,}1 \cdot \Delta P_{сети} \quad (8.6.1)$$

$$\Delta P_{вент} = 1{,}1 \cdot 119 = 130{,}9 \text{ Па}$$

Подобран вентилятор КРОВ91-F с преобразователемчастоты:

$\Delta P_{\text{вен}}^{\text{факт}} = 200$ Па; тип двигателя A100L6F; установочная мощность $N_у$ = 0,55 кВт; $n_{дв}$ = 1912 об/мин; масса 68 кг.

7.7 Подбор моноблочной приточной установки П2 для зрительного зала

Подбор осуществляется с помощью программы расчета и подбора оборудования центральных каркасно-панельных кондиционеров типа КЦКП (моноблок) «Веза». Результаты подбора представлены в Приложении.

9 ОПИСАНИЕ ПРИНЯТЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ.

Для обеспечения комфортного микроклимата здания, а также для ассимиляции тепло и влагоизбытков в помещениях грязелечебницы и водолечебницы запроектирована система местного кондиционирования с помощью VRF системы компании MDV.

9.1 Внутри здания устанавливаются внутренние блоки настенного типа серии R3. В помещении водолечебницы установлены 4 внутренних блока MDV-D45G/N1-R3 мощностью на охлаждение 4.5 кВт каждый. В помещение грязелечебницы установлены 3 таких же блока. Для комфортного микроклимата в помещениях оздоровительных процедур на втором этаже также устанавливаются внутренние блоки настенного типа VRF системы на расчетное количество выделяющиеся теплоты. Внутренние блоки размещаются под подшивным потолком. Данные расчета и подбор внутренних блоков приведены в таблице.

Таблица 7.1 – Подбор внутренних блоков.

№ помещения	Название	Явные теплоизб., Вт	Полные теплоизб., Вт	Модель выбранного оборудование, характристики	Кол-во
4	Кабинет с баррокамерой	1293	1408	D22G/N1-R3; холод-2,20 кВт	1
5	Кабинет механотерапии	5497	6449	D36G/N1-R3; холод-3,60 кВт	2
6	Кабинет озонотерапии	1355	1495	D22G/N1-R3; холод-2,20 кВт	1

Продолжение таблицы 7.1 – Подбор внутренних блоков

№ помещения	Название	Явные теплоизб., Вт	Полные теплоизб., Вт	Модель выбранного оборудование, характристики	Кол-во
7	Кабинет плазм. и нейроэлстим.	2690	2840	D36G/N1-R3; холод-3,60 кВт	1
8	Кабинет магнитотерапии	3885	4036	D45G/N1-R3; холод-4,50 кВт	1
9	Кабинет персонала	2590	2690	D36G/N1-R3; холод-3,60 кВт	1
10	Кабинет с сухими углекислыми ванными	1295	1345	D22G/N1-R3; холод-2,20 кВт	1
11	Кабинет врача	2690	2840	D36G/N1-R3; холод-3,60 кВт	1
12	Кабинет	1395	1495	D22G/N1-R3; холод-2,20 кВт	1
13	Кабинет аппаратной кос.	1395	1495	D22G/N1-R3; холод-2,20 кВт	1
18	Вестибюль	5390	6260	D36G/N1-R3; холод-3,60 кВт	2

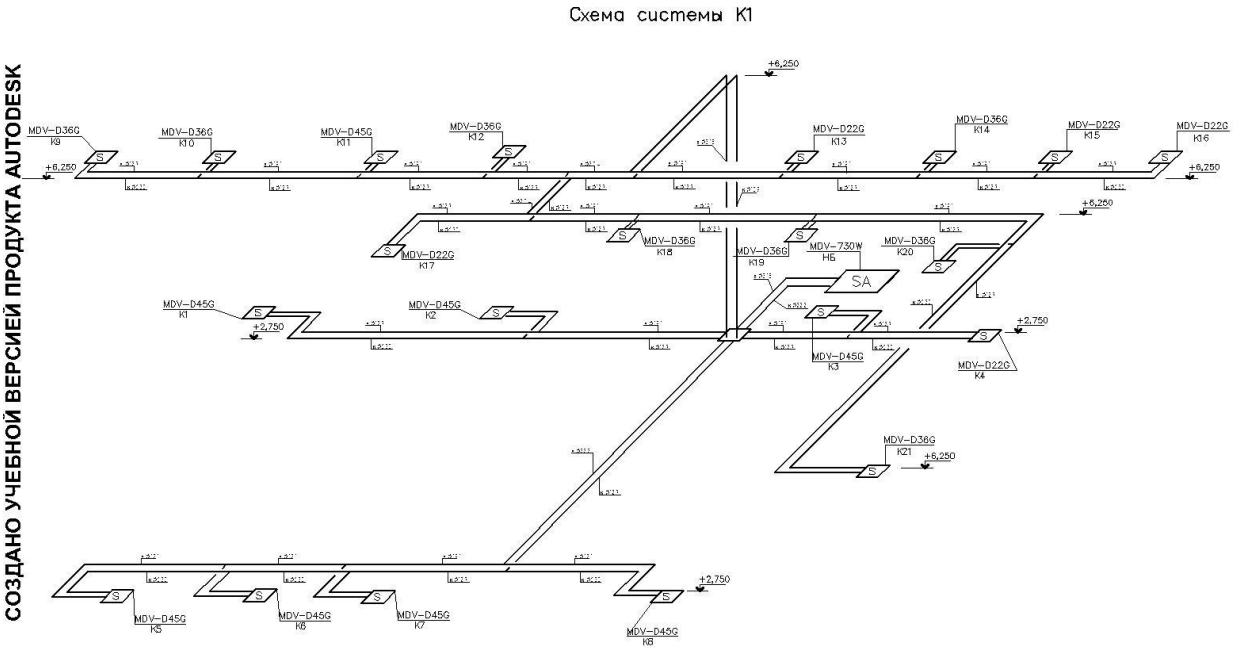
Для управления режимами работы внутренних блоков применяются индивидуальные беспроводные пульты. Кроме того, имеется центральный контроллер внутренних блоков CCM03.

Отвод конденсата от внутренних блоков осуществляется с помощью дренажных трубок, отводящихся от каждого блока и подключаемых к существующей системе канализации. На входе в канализационную сеть к каждой трубке закрепляется сифон, в котором постоянно находится стоячая вода, с целью закрытия прохода к кондиционерам газам из канализационной сети. Диаметр дренажных трубок 20 мм.

Диаметры медных трубопроводов подбираются с помощью расчета в программе фирмы MDV. Трубопроводы покрываются изоляцией фирмы Thermoflex FRZ, толщина 20мм. Результаты расчета приведены в приложении 2.

Схема системы К1

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK



СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

Наружный блок подобран на расчетную суммарную производительность всех внутренних блоков. Наружный блок серии DC Inverter Individual V4 Plus модель MDV-730W/DRN1-i с инвенторным компрессором, производительностью 73,0 кВт при работе на охлаждение потребляет 22,3 кВт. Наружный блок размещается с западной стороны здания, возле пристройки для баллонов с углекислотой. Вокруг устраивается защитное ограждение. Наружный блок оснащается центральным монитором.

Вся система работает на хладагенте типа R410A.

10 АВТОМАТИЗАЦИЯ

В современном мире неотъемлемой частью реализации технологических процессов по обеспечению комфортной жизнедеятельности человека является автоматизация. Грамотную, слаженную и энергосберегающую работу систем вентиляции и кондиционирования может обеспечить только правильно спроектированная, смонтированная и отлаженная система автоматики.

Автоматизация технологических процессов и установок должна обеспечивать выполнение следующих основных функций:

- непрерывное автоматическое регулирование и управление;
- контроль параметров;
- автоматическую блокировку и защиту;
- технологическую и аварийную сигнализацию;

10.1 Автоматическое регулирование и управление

Регулирование приточной установки П1 состоит в поддержании нужной температуры приточного воздуха как в холодное, так и в теплое время года. Приточная установка П1 обслуживает помещения с ваннами, в которых температура должна поддерживаться на уровне +25 °С. Это становится возможным с помощью водяного калорифера и трехходового клапана, установленного на подающем трубопроводе.

В данном проекте функции регулирования и управления осуществляются по принципу обратной связи. Информация об объекте, поступающая от датчиков преобразуется в регулирующие воздействия. Термопары измеряют величину температуры воздуха на выходе из калорифера и на обратном трубопроводе калорифера. Далее, с помощью прибора, осуществляющего обегание,

регистрацию и индикацию температур с обеих термопар, происходит передача сигнала на контроллер, который осуществляет управляющее воздействие на исполнительный механизм – электропривод трехходового клапана. Клапан будет открываться или закрываться до тех пор, пока установившаяся ошибка не станет минимальной.

10.2 Контроль параметров

Система автоматики приточной установки предполагает контроль над следующими параметрами:

- контроль засоренности фильтра с помощью дифференциального датчика перепада давления воздуха;
- контроль температуры наружного воздуха;
- контроль температуры воды на обратном трубопроводе калорифера;
- контроль температуры воздуха после калорифера;
- контроль работоспособности вентилятора с помощью дифференциального датчика перепада давления воздуха;
- контроль температуры приточного воздуха;
- контроль температуры внутреннего воздуха;
- контроль открывания заслонки электроприводом;
- контроль регулирования трехходового клапана.

10.3 Автоматическая блокировка и защита

Приточная установка комплектуется автоматикой безопасности, которая обеспечивает:

- открытие и закрытие воздухозаборного клапана при включении/выключении вентилятора;

- автоматическое закрытие воздухозаборного клапана при отключении электроэнергии;

- защиту от замораживания калорифера, которая обеспечивается следующими мероприятиями: при снижении температуры обратной воды ниже +24 °С и температуры воздуха ниже 3-4 °С реле датчика температуры замыкает контакт и посылает сигнал на контроллер, который в свою очередь закрывает воздушный клапан, отключает вентилятор, включает насос и полностью открывает трехходовой клапан.

10.4 Технологическая и аварийная сигнализация

К приточной установке прилагается щит управления, на котором предусматривается оперативно – технологическая и аварийная сигнализация. Оперативно – технологическая сигнализация предназначена для наблюдения за параметрами регулирования и срабатывает в случае предельных значений этих параметров. Аварийная сигнализация необходима в тех случаях, когда есть риск поломки оборудования, и снабжена световым источником и звуковым сигналом.

Возможно следующие сигналы тревоги:

- сигналы тревоги от насоса и вентилятора, поступающие в случае сбоев в работе (аварийная сигнализация);

- сигнал тревоги при превышении предела перепада давления до и после фильтра (технологическая сигнализация);

- сигнал тревоги по сроку эксплуатации, поступает, если оборудование отработало указанный срок (технологическая сигнализация).

Заказная спецификация приборов и средств контроля и регулирования представлена в таблице 9.1

Таблица 9.1 - Заказная спецификация приборов и средств автоматизации

Позиция	**Наименование, техническая хар-ка приборов и ср-в автомат.**	**Тип и марка приборов**	**Кол-во**
1-1, 6-1, 6-2,10-1	Термопреобразователь сопротивления, погружаемый, НСХ 50М, класс допуска В, код конструктивного исполнения А01. ПГ «Метран», г. Челябинск	ТС-МЕТРАН-2000	4
1-2,10-2	Измерительный прибор, показывающий, отн.погрешность индикации ±0,25% от калиброванного диапазона, выходной сигнал 4…20 мА. ПГ «Метран», г. Челябинск	Rosemount 751	2
6-3	Многоканальный регистратор, показывающий, предел допускаемой основной приведенной погрешности измерений не более ±0,1% от максимального сопротивления термометра, указанного в паспорте. ПГ «Метран», г. Челябинск	Метран А900/RS485 - К1203	1
2-3, 4-2, 6-6, 8-2	Блок ручного управления. ОАО «ЗЭиМ», г. Чебоксары.	БРУ-22	4
2-4, 4-1, 8-1	Пускатель бесконтактный реверсивный. ОАО «ЗЭиМ», г. Чебоксары	ПБР-2ИК-4	3

Продолжение таблицы 9.1 - Заказная спецификация приборов и средств автоматизации

6-8	Пускатель бесконтактный реверсивный. ОАО «ЗЭиМ», г. Чебоксары	ПБР-ИР	1
3-1, 7-1	Датчик разности давлений, основная погрешность измерений до ±0,1% от диапазона, верхний предел измерений 1000 Па. ПГ «Метран», г. Челябинск	Метран-100-ДД-1411	2
5-1, 5-2	Расходомер электромагнитный, комплект: датчик расхода Метран-371, измерительный преобразователь 8732E. ПГ «Метран», г. Челябинск	Метран-370	1
5-3	Коммуникатор HART. ПГ «Метран», г. Челябинск	Rosemount HART 475	1
2-1, 2-2	Расходомер Метран-150RFA, комплект: датчик разности давлений Метран 150CDR, первичный измерительный преобразователь ОНТ Annubar 485. ПГ «Метран», г. Челябинск	Метран-150RFA	1

В результате проектирования системы автоматизации мы имеем приточную установку, осуществляющую эффективную подготовку наружного воздуха в нужном диапазоне перед подачей в помещения, отвечающую всем требованиям. Установка оборудована системами контроля и защиты уязвимых компонентов, такими как защита калорифера от замораживания, защита системы при выключении электроэнергии. Контроль за запыленностью фильтра, оборудованный световым и звуковым сигналом, позволяет осуществлять своевременную замену, важную, при обслуживании лечебных помещений. Также осуществляется контроль за работой вентилятора. Электроприводы воздушного клапана, насоса, трехходового клапана и вентилятора комплектуются приборами, с помощью которых оператор имеет возможность переключиться в ручной режим при срабатывании сигнализации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы над данным проектом был выполнен расчет системы вентиляции и кондиционирования лечебного корпуса в санатории «Юбилейный», деревня Зелена Поляна. Произведен аэродинамический расчет, подобрано все необходимое оборудование для системы. Запроектирована система кондиционирования, выполнена автоматизация приточной установки. Результатом является выполнение основной задачи проектирования - эффективное поддержание комфортных параметров микроклимата в помещении с применением современного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99.

2. СНиП 2.04.05-91 Отопление вентиляция и кондиционирование. – Москва, 1997.

3. СП 60.13330.2012 Отопление вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003.

4. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.

5. Краснов Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. – Москва, 2004.

6. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1/В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992 – 319 с.: ил. – (Справочник проектировщика).

7. Воздухораспределители компании «Арктос». Указания по расчету и практическому применению. Издания пятое, 2008.

8. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. 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).

9. Волошенко, А.В. Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования / А.В. Волошенко, Д.Б. Горбунов. - – Томск: Изд–во Томского политехнического университета, 2008. – 109 с. 10.

10. Талиев, В.Н. Аэродинамика вентиляции: Учеб. Пособие для вузов / В.Н. Талиев. – М: Стройиздательство, 1979. – 295 с.

11. Волков, О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания / О.Д. Волков. – Киев: Изд-во Киевский инженерно - промышленный институт, 1989. – 237

12. Каталоги компании «ВЕЗА».

13. ГОСТ 12.1. 005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.- М.: Издательство стандартов, 1998.- 76 с.

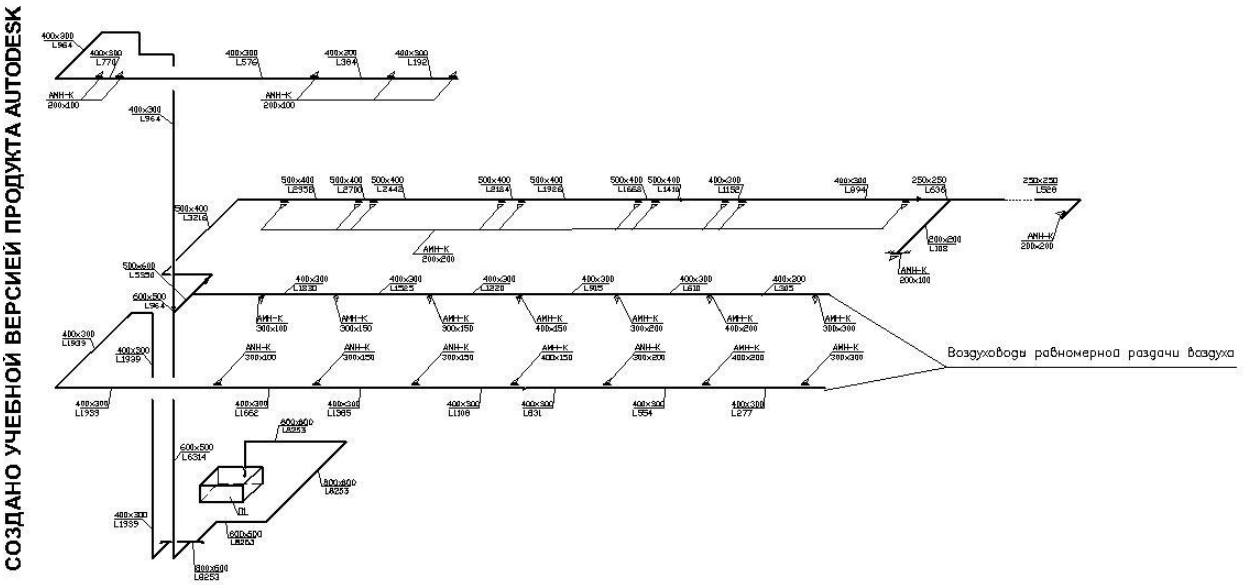
14. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: учебное пособие для вузов / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. И. Новожилов. – М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.

15. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В.А. Ананьев, Л.Н. Балуева, А.Д. Гальперин. – М.: Евроклимат, 2000. – 416 с.

16. Каталог комании «MDV»

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

Расчетная схема системы П1



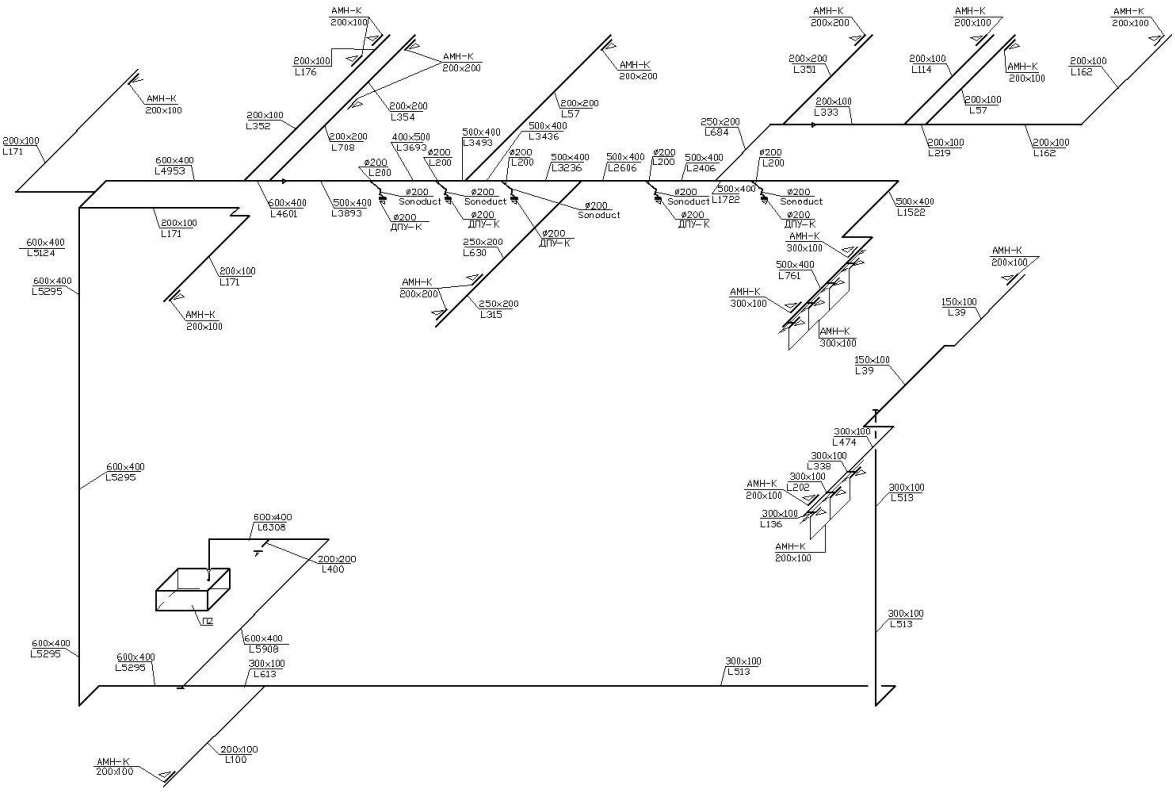
СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

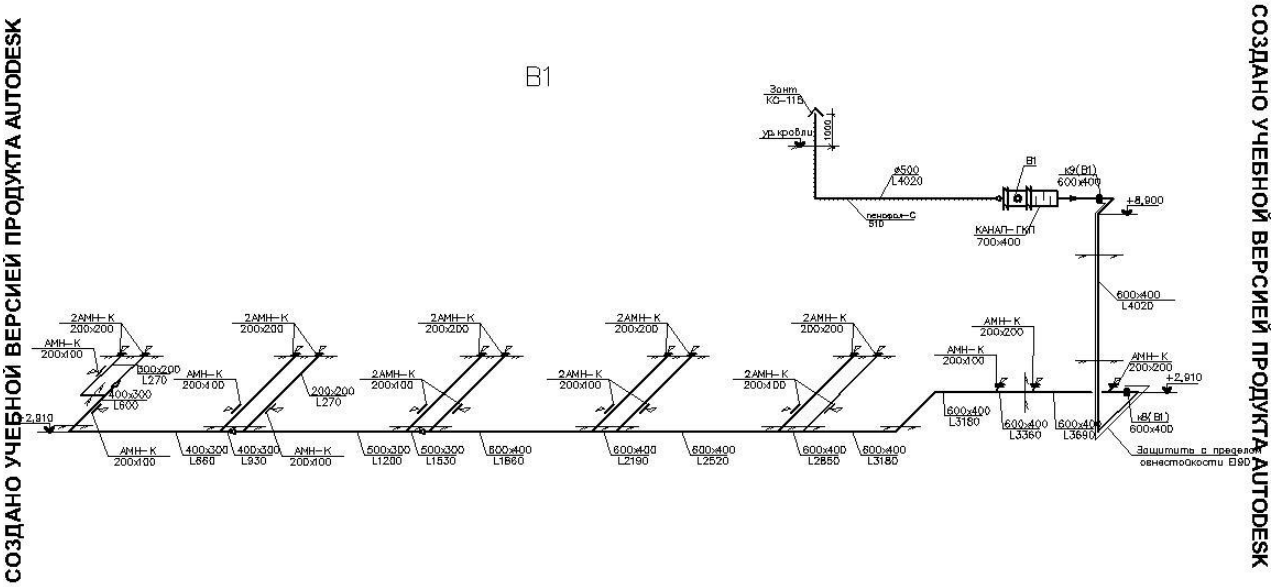
Расчетная схема системы П2



СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK



СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK

СОЗДАНО УЧЕБНОЙ ВЕРСИЕЙ ПРОДУКТА AUTODESK