

Содержание

Реферат	4
ВВЕДЕНИЕ	5
Техническое задание на курсовую работу	7
1 Расчетные параметры наружного воздуха	8
2 расчетные параметры внутреннего воздуха	10
3 Расчет вредных выделений	12
3.1 Теплопоступления от людей	13
3.2 Теплопоступления от источников искусственного освещения	13
3.3 Теплопоступления от солнечной радиации	16
3.4 Теплопоступления от системы отопления	16
4 Построение луча процесса	18
5 Организация воздухообмена в помещении	19
6 Определение воздухообмена	21
6.1 Параметры удаляемого воздуха	21
6.2 Параметры приточного воздуха	22
6.3 Расчет воздухообмена	24
7 Выбор схемы кондиционирования	27
7.1 Прямоточная схема. Холодный период	31
7.1.1 Холодный и теплый периоды. Обработка приточного воздуха при увлажнении в камере орошения. Калорифер второго подогрева	32
7.1.2 Холодный период. Обработка приточного воздуха при увлажнении паром	37

<u>7.2 Обработка воздуха в центральном кондиционере с частичной рециркуляцией</u>	39
<u>7.2.1 Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере в холодный период с частичной рециркуляцией (увлажнение паром)</u>	40
<u>7.2.2 Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере в теплый период с частичной рециркуляцией. Охлаждение и осушение поверхностным охладителем</u>	41
<u>8 Воздухораспределение</u>	43
<u>8.1 Выбор воздухораспределителей</u>	44
<u>9 Расчет и подбор оборудования</u>	45
<u>9.1 Узел регулирования теплоотдачи водяного калорифера</u>	45
<u>10 Система распределения воздуха в кинотеатре</u>	52
<u>11 Холодоснабжение</u>	55
<u>11.1 Выбор холодильной машины</u>	56
<u>11.1.1 Подбор чиллера</u>	56
<u>11.1.2 Объем холодоносителя в контуре</u>	57
<u>11.2 Расчет теплообменника</u>	58
<u>11.3 Расчет и подбор гидромодуля</u>	558
<u>11.3.1 Потери давления в контуре чиллера</u>	59
<u>11.4 Узел регулирования поверхностным воздухоохладителем</u>	60
<u>12 Гидравлический расчет систем центрального кондиционирования</u>	61
<u>12 Гидравлический расчет систем центрального кондиционирования</u>	63
<u>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</u>	66
<u>СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ</u>	67
<u>ПРИЛОЖЕНИЕ А</u>	69

<u>ПРИЛОЖЕНИЕ Б</u>	75
<u>ПРИЛОЖЕНИЕ В</u>	76
<u>ПРИЛОЖЕНИЕ Г</u>	77
<u>ПРИЛОЖЕНИЕ Д</u>	78

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Кондиционирование и холодоснабжение здания кинотеатра в г. Томск» содержит 78 страниц текстового документа, 5 приложений, 19 использованных источников, 4 листа графического материала.

Объект кондиционирования и холодоснабжения – здание кинотеатра в г. Томск.

Цели:

- определить схемы организации воздухообмена в помещении, а именно, правильно организовать места, способы подачи и удаления воздуха из помещения для эффективной работы вентиляционных систем;

- выбрать схемы обработки воздуха в центральном кондиционере, осуществляя их после построения процессов изменения состояния воздуха на *I-D* диаграмме. При этом предпочтение отдается наиболее экономичным и конструктивно простым схемам;

- выполнить расчет и подбор оборудования для всех рассмотренных вариантов построения процессов обработки воздуха;

- выполнить подбор холодильной машины в соответствии с назначенными опциями, видом хладагента и холодильными нагрузками осуществляется по каталогам фирм производителей.

В результате проведения кондиционирования и холодоснабжения здания был обеспечен нормальный воздухообмен во всех помещениях и установлена требуемая температура и влажность воздуха, также было подобрано необходимое для обеспечения микроклимата помещения оборудование, предоставлены различные варианты обработки воздуха и выбран наиболее экономически выгодный вариант.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наблюдается увеличение роста строительства торговых комплексов с кинотеатрами. Уровень отделки, применяемых строительных материалов, а также систем ОВ достаточно высок.

К тому же применение новых технологий и строительных материалов, установка герметичных стеклопакетов для борьбы с теплопотерями через ограждающие конструкции приводят к тому, что естественная вентиляция практически невозможна.

Основные задачи, решаемые проектом: обеспечение санитарно-гигиенических параметров воздушной среды в помещениях; снижение затрат на строительство применяя отечественное оборудование высокого качества; минимальное использование площадей под вентоборудование; выбор оптимальных схем прокладки воздуховодов. А также: обеспечение комфорта, надежного и удобного управления системами, гармонии внешнего вида инженерного оборудования с дизайном помещений.

Для этого в проекте предусматриваем кондиционирование воздуха.

1. Техническое задание на курсовую работу

1.1. Исходные данные

1. Район строительства – г. Томск.
2. Номер плана – 6.
3. Ориентация главного фасада – Север
4. Расчетная географическая широта – 56 с.ш
5. Тип здания: кинотеатр, количество мест: 320.
6. Здание двухэтажное, все помещения эксплуатируются круглый год.
7. Источник теплоснабжения – ТЭЦ 1.
8. Теплоноситель – вода, с параметрами 150/70.

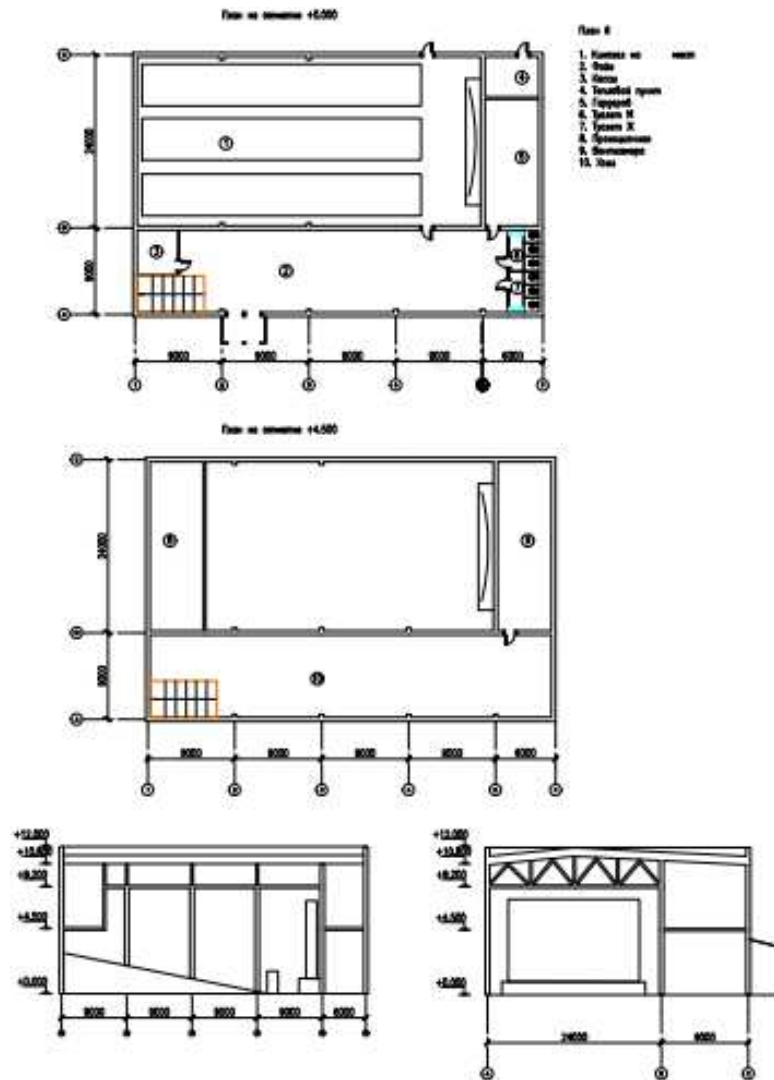


Рисунок 1 – План здания

1. 1.2. Расчетные параметры наружного воздуха

В зависимости от географического месторасположения здания определяются следующие исходные климатологические данные:

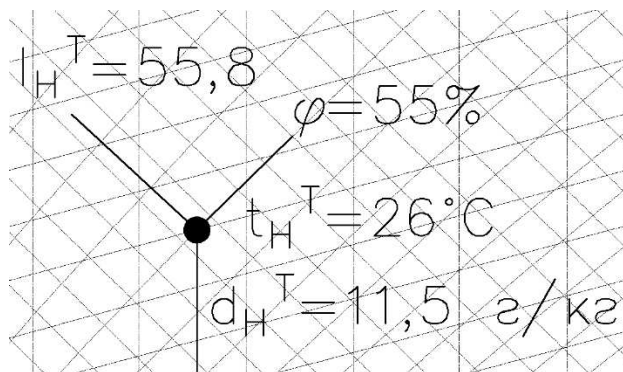
- географическая широта;
- расчетные значения температуры и энтальпии наружного воздуха для теплого и холодного периодов года;
- среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха;

- расчетная скорость ветра в теплый период года;
- максимальная и среднесуточная интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на горизонтальную поверхность;
- время максимума интенсивности солнечной радиации.

Расчетные климатологические данные при разработке проекта СКВ для зданий любого назначения как для холодного, так и для теплого периодов года, согласно п. 5.10 [1], принимаются по параметрам Б, которые следует определять, используя таблицу 10.1 [2].

Принятые расчетные параметры наружного воздуха заносим в таблицу 1.

Удельные энтальпии для холодного и теплого периодов определены по J - D диаграмме. Для холодного периода на J - D диаграмму наносим параметры наружного воздуха, для этого по постоянной изотерме с значением температуры наружного воздуха $t_n = -39$ ведем до линии с относительной влажностью $\varphi = 74\%$, получаем точку с параметрами наружного воздуха, двигаясь по постоянной энтальпии определяем удельную энтальпию, аналогично для теплого периода, по постоянной изотерме с значением температуры наружного воздуха $t_n = 26$ ведем до линии с относительной влажностью $\varphi = 55\%$, получаем точку с параметрами наружного воздуха, двигаясь по постоянной энтальпии определяем удельную энтальпию (рисунок 2).



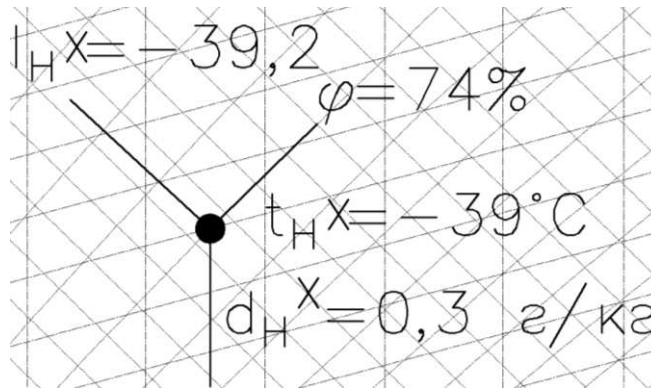


Рисунок 2 – Параметры наружного воздуха теплого и холодного периодов

Расчетные параметры наружного воздуха

Таблица 1

Период года	Температура $t_n, ^\circ\text{C}$	Удельная энтальпия $I_n, \text{кДж/кг}$	Относительная влажность $\varphi, \%$
Холодный	-39	-39,2	74
Теплый	26	55,8	55

2. 1.3. Расчетные параметры внутреннего воздуха

Расчетные параметры внутреннего воздуха при проектировании СКВ следует определять согласно п. 5.2 [1] в пределах оптимальных норм по таблице 2 [3] в зависимости от периода года и категории помещения. С целью уменьшения затрат на тепло- и холодоснабжение СКВ расчетную температуру и относительную влажность воздуха в помещении следует принимать для теплого периода года максимальную, для холодного – минимальную из диапазона оптимальных значений. Относительная влажность воздуха, оптимальная для человека находится в пределах 30-60%. В местностях с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период по параметрам Б более $+30^\circ\text{C}$ температуру воздуха в помещениях следует принимать выше на $0,4^\circ\text{C}$ на каждый градус превышения температуры наружного воздуха сверх

температуры 30°C, увеличивая соответственно скорость движения воздуха на 0,1 м/с на каждый градус превышения температуры наружного воздуха. При этом, скорость движения воздуха в помещениях в указанных условиях должна быть не более 0,5 м/с в соответствии с пунктом 5 [1].

Кинотеатр и главный холл – место, где зрители находятся сидя без верхней одежды, категория помещения 3а. Принимаем параметры внутреннего воздуха зрительного зала в соответствии [3] и заносим данные в таблицу 2.

Параметры внутреннего воздуха

Таблица 2

Период года	Температура t_n , °C	Относительная влажность φ , %	Скорость воздуха (подвижность) v , м/с
Холодный	20-21	45-30	0,2
Теплый	23-25	60-30	0,15

Для более точного определения параметров внутреннего воздуха строим зону оптимальных значение (рисунок 3). Зону строим по характерным точкам:

$$т.1 - t_B^x = 20 \text{ } ^\circ\text{C}; \varphi_B^x = 45 \text{ } \%;$$

$$т.2 - t_B^x = 21 \text{ } ^\circ\text{C}; \varphi_B^x = 30 \text{ } \%;$$

$$т.3 - t_B^x = 23 \text{ } ^\circ\text{C}; \varphi_B^x = 60 \text{ } \%;$$

$$т.4 - t_B^x = 25 \text{ } ^\circ\text{C}; \varphi_B^x = 30 \text{ } \%;$$

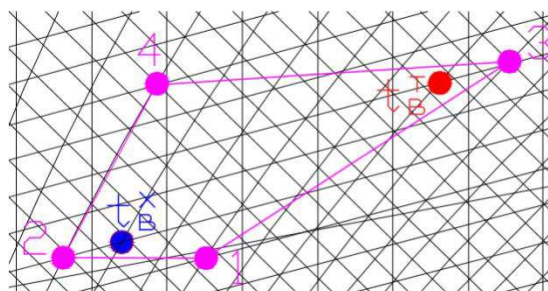


Рисунок 3 – Зона оптимальных значений

Опираясь на требования закона об энергосбережении, следует принять два режима кондиционирования: для теплого и холодного периодов. Для теплого периода следует принимать большую температуру из оптимальных значений, а для холодного периода соответственно меньшую. Если данное положение рассмотреть с точки зрения создания комфортных условий для человека, то в теплый период года, при высокой температуре необходима низкая влажность, а при низких температурах высокая. Расчетные параметры внутреннего воздуха занесены в таблицу 3.

Расчетные параметры внутреннего воздуха

Таблица 3

Период года	Температура t_n , °C	Относительная влажность φ , %	Скорость воздуха (подвижность) v , м/с
Холодный	21	35	0,2
Теплый	23	55	0,15

Используя данные таблицы 3 определяем на J - D диаграмме положение точки t_B^X и точки t_B^T (рисунок 3).

3. 3. Расчет вредных выделений

Основными вредными выделениями, поступающими в помещения с массовым пребыванием людей, являются избытки теплоты, влаги и диоксид углерода (CO_2). Источником всех перечисленных вредных выделений являются люди, находящиеся в помещении. Кроме того, теплота поступает в помещение от источников освещения, от солнечной радиации через световые проемы и

покрытие (в теплый период года) и от системы отопления (в холодный период года).

Расчет количества вредных выделений от людей при проектировании кондиционирования воздуха выполняют для явной теплоты, влаги и диоксида углерода. Выделение теплоты и влаги людьми зависит от температуры воздуха в помещении и категории тяжести выполняемой ими работы.

4. 3.1. Теплопоступления от людей

Определяем количество выделяющихся вредных выделений в помещениях кинотеатр для климатических условий г. Томск.

Расчет количества выделяющихся вредностей в кинотеатре выполняем для параметров внутреннего воздуха принятых в таблице 3.

Расчет производится при 100% загрузки кинозала и при 50% загрузки холла.

5. 3.1.1. Теплопоступления в помещение кинозала

В кинотеатре люди находятся без верхней одежды, в положении сидя, выполняя среднюю работу. Окна в зале отсутствуют. Подвесной потолок находится на отметке +9,200. Площадь $24 \cdot 36 = 864 \text{ м}^2$. Светильники люминесцентные.

1. Количество явной теплоты, выделяемой людьми, определяется по формуле 1, Вт:

$$Q_{\text{я}} = q_{\text{уд}}^{\text{я}} \cdot n; \quad (1)$$

где $q_{\text{уд}}^{\text{я}}$ – количество явной теплоты, выделяемой одним человеком, Вт/ч [6]; – количество людей в помещении.

Теплый период

$$Q_{\text{я}} = 79 \cdot 320 = 25280, \text{ Вт},$$

Холодный период

$$Q_{\text{Я}} = 93 \cdot 320 = 29760, \text{ Вт};$$

2. Количество полной теплоты, выделяемой людьми, определяется по формуле 2, Вт:

$$Q_{\text{П}} = q_{\text{уд}}^{\text{п}} \cdot n; \quad (2)$$

где $q_{\text{уд}}^{\text{п}}$ – количество полной теплоты, выделяемой одним человеком, Вт/ч [6];
 n – количество людей в помещении.

Теплый период

$$Q_{\text{П}} = 147 \cdot 320 = 47040, \text{ Вт},$$

Холодный период

$$Q_{\text{П}} = 149 \cdot 320 = 47680, \text{ Вт};$$

3. Количество влаги, выделяемой людьми, рассчитывается по формуле 3, г/ч

$$W_{\text{Л}} = W^{\text{уд}} \cdot N; \quad (3)$$

где N – количество людей в помещении; $W^{\text{уд}}$ – количество влаги, выделяемое одним человеком, г/ч.

Теплый период

$$W_{\text{Л}} = 99 \cdot 320 = 31492, \text{ г/ч} = 31,5, \text{ кг/ч}.$$

Холодный период

$$W_{\text{Л}} = 83 \cdot 320 = 25924, \text{ г/ч} = 25,9, \text{ кг/ч}.$$

4. Количество диоксида углерода, выделяемого людьми, рассчитывается по формуле 4, г/ч

$$M_{\text{CO}_2} = m_{\text{уд}} \cdot n, \quad (4)$$

где $m_{\text{уд}}$ – количество диоксида углерода, выделяемого одним человеком, г/ч [6]; n – тоже что и в формуле 1.

$$M_{\text{CO}_2} = 45 \cdot 320 = 14400, \text{ г/ч}.$$

6. 3.1.2. Теплопоступления в помещение холла

В холле люди находятся без верхней одежды, в положении сидя, стоя или перемещаясь выполняя среднюю работу. Окна в зале отсутствуют. Подвесной потолок находится на отметке +9,200, отметка пола +4,500. Площадь $42 \times 9 = 378 \text{ м}^2$. Светильники люминесцентные.

2. Количество явной теплоты, выделяемой людьми, определяется по формуле 1, Вт:

$$Q_{\text{я}} = q_{\text{уд}}^{\text{я}} \cdot n; \quad (1)$$

где $q_{\text{уд}}^{\text{я}}$ – количество явной теплоты, выделяемой одним человеком, Вт/ч [6]; – количество людей в помещении.

Теплый период

$$Q_{\text{я}} = 79 \cdot 160 = 12640, \text{ Вт},$$

Холодный период

$$Q_{\text{я}} = 93 \cdot 160 = 14880, \text{ Вт};$$

2. Количество полной теплоты, выделяемой людьми, определяется по формуле 2, Вт:

$$Q_{\text{п}} = q_{\text{уд}}^{\text{п}} \cdot n; \quad (2)$$

где $q_{\text{уд}}^{\text{п}}$ – количество полной теплоты, выделяемой одним человеком, Вт/ч [6]; n – количество людей в помещении.

Теплый период

$$Q_{\text{п}} = 147 \cdot 160 = 23520, \text{ Вт},$$

Холодный период

$$Q_{\text{п}} = 149 \cdot 160 = 23840, \text{ Вт};$$

3. Количество влаги, выделяемой людьми, рассчитывается по формуле 3, г/ч

$$W_{\text{л}} = W^{\text{уд}} \cdot N; \quad (3)$$

где N – количество людей в помещении; $W^{\text{уд}}$ – количество влаги, выделяемое одним человеком, г/ч.

Теплый период

$$W_{\text{л}} = 99 \cdot 160 = 15840 \text{ г/ч} = 15,840, \text{ кг/ч}.$$

Холодный период

$$W_{\text{л}} = 83 \cdot 160 = 13280 \text{ г/ч} = 13,280, \text{ кг/ч.}$$

4. Количество диоксида углерода, выделяемого людьми, рассчитывается по формуле 4, г/ч

$$M_{\text{CO}_2} = m_{\text{уд}} \cdot n, \quad (4)$$

где $m_{\text{уд}}$ – количество диоксида углерода, выделяемого одним человеком, г/ч [6]; n – тоже что и в формуле 1.

$$M_{\text{CO}_2} = 45 \cdot 160 = 7200, \text{ г/ч.}$$

7. 3.2. Теплопоступления от источников искусственного освещения

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot n_{\text{осв}}, \quad (5)$$

где E – освещенность, Лк, [4]; F – площадь пола помещения, м²; $q_{\text{уд}}$ – удельные тепловыделения [5]; $n_{\text{осв}}$ – доля теплоты поступающей, в помещение [5].

$$Q_{\text{осв}}^{\text{Зал}} = 75 \cdot 864 \cdot 0,067 \cdot 0,45 = 1954, \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{осв}}^{\text{холл}} = 75 \cdot 378 \cdot 0,067 \cdot 0,45 = 855, \text{ Вт.}$$

8. 3.3. Теплопоступления от солнечной радиации

В помещениях кинотеатра предусмотрен подвесной потолок, запотолочное пространство проветривается. В связи с этим поступление тепла от солнечной радиации через покрытие в зрительный зал можно не учитывать.

9. 3.4. Теплопоступления от системы отопления

В настоящее время проектировать системы отопления без автоматического регулирования отпуска тепла запрещено. Отсюда следует, что система отопления включается только тогда, когда температура внутреннего воздуха помещения опустится

ниже расчетной температуры. Отопительные приборы оснащены термостатическими клапанами, которые при поступлении избыточного тепла будут отключать приборы. В нашем случае примем $Q_o = 0$, тогда следует учесть теплопотери помещением в холодный период.

В работе потери тепла $Q_{тп}$, Вт, можно условно принять по укрупненным показателям учитывая потери через две наружные стены, потолок и пол не утепленный на грунте.

$$Q_{тп} = q_0 \cdot V \cdot (t_B - t_H), \quad (6)$$

где q_0 – удельная отопительная характеристика (равная $0,036 \text{ Вт/м}^3\text{°C}$); V – объем помещения, м^3 ; t_B и t_H – внутренняя и наружная температуры воздуха.

$$Q_{тп \text{ залл}} = 0,036 \cdot 7949 \cdot (21 - (-39))/1000 = 17,17, \text{ кВт};$$

$$Q_{тп \text{ холл}} = 0,036 \cdot 954 \cdot (21 - (-39))/1000 = 2,06, \text{ кВт}.$$

С учетом теплопотерь составляем таблицы теплового баланса для каждого из расчетных помещений.

Таблица теплового баланса для кинозала

Таблица 4

Период года	Поступление тепла				Потери тепла
	$Q^Я$, кВт	$Q^П$, кВт	$Q_{осв}$, кВт	Q_o	$Q_{тп}$
Холодный	29,76	47,68	1,95	0	17,17
Теплый	25,28	47,04	1,95	0	0

Таблица теплового баланса для холла

Таблица 5

Период года	Поступление тепла				Потери тепла
	$Q^Я$, кВт	$Q^П$, кВт	$Q_{осв}$, кВт	Q_o	$Q_{тп}$

Холодный	14,88	23,84	0,855	0	2,06
Теплый	12,64	23,52	0,855	0	0

Результаты расчета по выделению вредностей сводим в таблицу 6.

Расчетное количество выделяющихся вредностей для кинозала

Таблица 6

Период года	Температура внутреннего воздуха, t_B , °C	Количество выделяющихся вредностей			
		$Q_{ИЗБ}^Я$, кВт	$Q_{ИЗБ}^П$, кВт	W, кг/ч	M_{CO_2} , кг/ч
Холодный	21	14,54	32,46	25,9	14,4
Теплый	23	27,23	48,99	31,5	14,4

Расчетное количество выделяющихся вредностей для холла

Таблица 7

Период года	Температура внутреннего воздуха, t_B , °C	Количество выделяющихся вредностей			
		$Q_{ИЗБ}^Я$, кВт	$Q_{ИЗБ}^П$, кВт	W, кг/ч	M_{CO_2} , кг/ч
Холодный	21	7,27	16,23	13,28	7,2
Теплый	23	13,6	24,5	15,84	7,2

10. 4. Построение луча процесса

Основной характеристикой изменения параметров воздуха в помещении является отношение избыточного полного тепла к влаговыведениям, называемое угловым коэффициентом луча процесса в помещении, кДж/кг

Вычисление углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении в теплый и холодный периоды определяем по формуле 7.

$$\varepsilon_{X,T} = \frac{3,6Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{П}}}{W}, \quad (7)$$

где $Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{П}}$ – избыточные полные тепловыделения в помещении, Вт; W – влаговыведения в помещении, кг/ч.

1. Кинозал

Холодный период

$$\varepsilon_X = \frac{3,6 \cdot 32460}{25,9} = 4500, \text{ кДж/кг};$$

Теплый период

$$\varepsilon_T = \frac{3,6 \cdot 48990}{31,5} = 5600, \text{ кДж/кг}.$$

2. Холл

Холодный период

$$\varepsilon_X = \frac{3,6 \cdot (16230)}{13,28} = 4400, \text{ кДж/кг};$$

Теплый период

$$\varepsilon_T = \frac{3,6 \cdot 24500}{15,84} = 5570, \text{ кДж/кг}.$$

11. 5. Организация воздухообмена в помещении

Эффективность работы вентиляционных систем зависит от грамотно выбранной схемы организации воздухообмена в помещении, а именно от правильного определения места, способа подачи и удаления воздуха из помещения. Наилучшим вариантом является такой, при котором нет застойных (не проветриваемых) зон, а отклонения температуры и подвижности воздуха в обслуживаемой зоне не превышают допустимых значений. Принятая схема организации воздухообмена определяет параметры приточного и удаляемого воздуха.

Общепринятые схемы организации воздухообмена "сверху-вверх", "сверху-вниз", "снизу-вверх", "снизу вниз" и "смешанная" или "комбинированная". При определении места и способа подачи воздуха в помещение следует руководствоваться указаниями [8, 9, 10]. Для выбора схемы подачи и расчета струй следует учитывать [11]. В проекте принимаем воздухораспределители производства ЗАО "Арктика" для этого пользуемся каталогом компании [11].

Принимаем схему «сверху-вниз» настилающимися на потолок веерными струями (рисунок 4). Необходимо предусмотреть то, что воздух должен удаляться из самой загрязненной зоны.

Воздушный поток захватывает большие количества внутреннего воздуха, который смешивается с приточной струей. В результате этого струя, распределяясь по помещению, расширяется, но теряет скорость. Этот процесс называется эжекцией или подсосом внутреннего воздуха приточной струей.

Движение воздуха, созданное струей, приводит к быстрому распространению приточного воздуха по всему помещению. Это значит, что вредные выделения, присутствующие во внутреннем воздухе, растворяются приточным воздухом и равномерно распределяются по всему помещению. То есть происходит разбавление вредных выделений приточным воздухом. При таком типе вентиляции распределение температуры оказывается сравнительно равномерным по всему помещению.

Важнейшим критерием при проектировании вентиляции этого типа является достаточно низкая скорость воздушной струи в рабочей зоне.

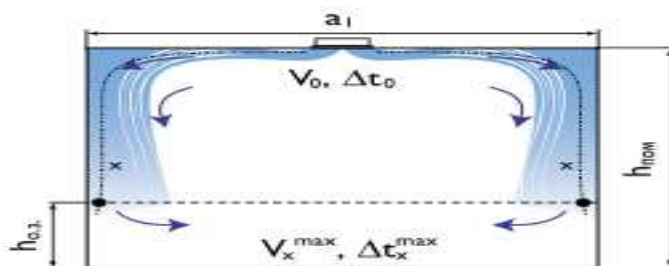


Рисунок 4 – Схема воздухообмена в кинотеатре «сверху-вниз»
настилающимися веерными струями

12. 6. Определение воздухообмена

Исходными данными при расчете количества приточного воздуха для помещений являются количество выделяемых за 1 ч вредностей, допустимое количество вредностей в 1 м³ воздуха рабочей зоны и количество тех же веществ в 1 м³ приточного воздуха. Определение величины необходимого воздухообмена проводится на основании соответствующих расчетов, гигиеническими критериями при этом служат содержание в воздухе диоксида углерода, влагосодержание и избытки тепла.

Перед тем как приступить к расчету воздухообмена в помещении, следует задаться температурой приточного воздуха, величина которой зависит от принятой схемы подачи воздуха в помещение.

13. 6.1. Параметры удаляемого воздуха

В кинотеатре принята перемешивающая схема. В связи с этим температура удаляемого воздуха может быть принята на три градуса выше внутренней для теплого периода и два градус для холодного (в холодный период теплоизбытки много меньше, чем в теплый) [12].

Наносим значения на *I-D* диаграмму и определяем остальные параметры воздуха и записываем в таблицу 8.

Параметры удаляемого воздуха

Таблица 8

Период года	Наименование помещения	Температура внутреннего воздуха, t_B , °C	Температура удаляемого воздуха, t_Y , °C	Энтальпия удаляемого воздуха, I_Y , $\frac{\text{кДЖ}}{\text{кг}\cdot^\circ\text{C}}$	Влажность удаляемого воздуха, d_Y , г/кг
Холодный	Кинозал	21	22	37	5,9
Теплый		23	25	49,5	9,8
Холодный	Холл	21	22	37	5,9
Теплый		23	25	49,5	9,8

14. 6.2 Параметры приточного воздуха

При высоте помещений до 4 м принимают $t_{\text{П}}$ ниже t_B на 1-3 °C; при высоте помещений более 4 м, принимают $t_{\text{П}}$ ниже t_B на 3-6 °C. Большее понижение значения $t_{\text{П}}$ возможно, но при его выборе необходимо гарантировать соблюдение заданных параметров воздуха в обслуживаемой зоне помещения, подтвердив это расчетом приточной струи. Следует принять во внимание, что подвижность воздуха в рабочей зоне не должна превышать допустимых значений.

Примем температуру воздуха, подаваемого на 4 °C ниже температуры внутреннего воздуха, тогда для холодного периода:

$$t_{\text{П}}^{\text{X}} = t_B^{\text{X}} - 4 = 21 - 4 = 17, \text{ } ^\circ\text{C};$$

для теплого периода:

$$t_{\text{П}}^{\text{T}} = t_B^{\text{T}} - 4 = 23 - 4 = 19, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Принимая расчетный расход приточного воздуха по формуле 8, по нормируемому воздухообмену и принятой температуре удаляемого воздуха в теплый период года – температуру приточного воздуха можно рассчитать по формуле 9.

$$G_{min} = \rho \cdot L \cdot n, \quad (8)$$

где L – минимальный воздухообмен на 1 человека, м³/ч[1]; n – количество людей; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

$$G_{min} = 1,2 \cdot 25 \cdot 320 = 9600, \text{ кг/ч} \text{ – для кинозала;}$$

$$G_{min} = 1,2 \cdot 20 \cdot 160 = 3840, \text{ кг/ч} \text{ – для холла;}$$

$$t_{\Pi}^{X,T} = t_y^{X,T} - \frac{Q_{ЯИЗБ}^{X,T}}{C \cdot G_{\Pi}} \quad (9)$$

Теплый период

$$t_{\Pi}^T = 25 - \frac{27230}{0,278 \cdot 9600} = 14,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\Pi}^T = 25 - \frac{13600}{0,278 \cdot 3840} = 12,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

В связи с неспособностью термометра улавливать значение температуры с большой точностью, принимаем температуру притока в теплый период года равную 15 °С для кинозала и 13 °С для холла и пересчитываем расход приточного воздуха.

$$G_{min} = \frac{Q_{ИЗБ}^Я}{C(t_y - t_{\Pi})} = \frac{27230}{0,278 \cdot (25 - 15)} = 9800, \text{ кг/ч} \text{ – для зала;}$$

$$G_{min} = \frac{Q_{ИЗБ}^Я}{C(t_y - t_{\Pi})} = \frac{13600}{0,278 \cdot (25 - 13)} = 4100, \text{ кг/ч} \text{ – для холла.}$$

Аналогично произведем расчет для температуры приточного воздуха в холодный период, при этом проверяя допустимое отклонение $\pm 1^{\circ}\text{C}$ для температуры удаляемой. Удаляемая температура принята в пункте 6.1.

$$t_{\Pi}^X = 22 - \frac{25520}{0,278 \cdot 9800} = 12,6, \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ – для зала;}$$

$$t_{\Pi}^X = 22 - \frac{12976}{0,278 \cdot 4100} = 11,4, \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ – для холла;}$$

Принимаем температуру притока в холодный период года равную 13°С для зала и 12 °С для холла и производим проверку.

$$t_{y}^X = t_{\Pi}^T + \frac{Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{Я}}}{C \cdot G_{\Pi}} = 13 + \frac{25520}{0,278 \cdot 9800} = 22,3, \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Delta t = 22,3 - 22 = 0,3^{\circ}\text{C} < 1^{\circ}\text{C}$ – верно.

$$t_{y}^X = t_{\Pi}^T + \frac{Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{Я}}}{C \cdot G_{\Pi}} = 12 + \frac{12976}{0,278 \cdot 4100} = 23,4, \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Delta t = 22,3 - 23,4 = -0,1^{\circ}\text{C} < 1^{\circ}\text{C}$ – верно.

Наносим температуры притока на *I-D* диаграмму, определяем остальные параметры и заносим в таблицу 8.

Параметры приточного воздуха

Таблица 9

Период года	Наименование помещения	Температура приточного воздуха, t_{Π} , $^{\circ}\text{C}$	Энтальпия приточного воздуха, I_{Π} , $\frac{\text{кДЖ}}{\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C}}$	Влажесодержание приточного воздуха, d_{Π} , г/кг
Холодный	Кинозал	13	24	2,8
Теплый		15	26	3,4
Холодный	Холл	12	23	2,6
Теплый		13	24	2,8

15. 6.3. Расчет воздухообмена

Расход приточного воздуха в помещении рассчитывается по всем вредностям, поступающим в это помещение. Расчет воздухообмена ведем по рекомендациям, кг/ч [1].

Воздухообмен по явным теплоизбыткам

$$G_{\text{T,X}}^{\text{Я}} = \frac{3,6Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{Я}}}{c(t_y - t_{\Pi})} \quad (10)$$

где $Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{Я}}$ – избыточные явные теплопоступления в помещение; $t_{\text{У}}$ – температура удаляемого воздуха; $t_{\text{П}}$ – температура приточного воздуха; c – теплоёмкость приточного воздуха.

Воздухообмен по полным теплоизбыткам

$$G_{\text{T,X}}^{\text{П}} = \frac{3,6Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{П}}}{(I_{\text{У}} - I_{\text{П}})}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{П}}$ – избыточные полные тепловыделения в помещение; $I_{\text{У}}$ и $I_{\text{П}}$ – соответственно энтальпии удаляемого и приточного воздуха.

Воздухообмен по избыткам влаги

$$G^{\text{W}} = \frac{1000 \cdot W}{(d_{\text{У}} - d_{\text{П}})}, \quad (12)$$

где W – влагоизбытки в помещении, кг/ч; $d_{\text{У}}$ и $d_{\text{П}}$ – влагосодержание воздуха, соответственно удаляемого и подаваемого в помещение, г/кг.

Воздухообмен по окиси углерода

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{M}{1000(C_{\text{У}} - C_{\text{П}})}, \quad (13)$$

где M – поступление окиси углерода в помещение, кг/ч; $C_{\text{У}}$ и $C_{\text{П}}$ – содержание CO_2 в воздухе, соответственно удаляемого и подаваемого в помещение г/м³воздуха.

Концентрацию CO_2 в наружном (приточном) воздухе следует принимать по справке, выданной метеослужбой для района строительства. В курсовом проекте можно воспользоваться рекомендацией из таблицы 11 [12]. Для приточного воздуха принимаем 0,9 г/м³.

Для удаляемого: с кратковременным пребыванием людей (залы заседаний, зрительные залы и т. п.) – 3,7.

Минимальный (нормируемый) воздухообмен

Минимальный воздухообмен в помещении зрительного зала

определяют из расчета на одного человека в соответствии с таблицей 7.3 [13] кг/ч.

$$G_{min} = \rho \cdot L \cdot n, \quad (14)$$

где L – минимальный воздухообмен на 1 человека, м³/ч; n – количество мест в зрительном зале; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

При определении воздухообмена из условия одновременного удаления избыточной теплоты и влаги, должно выполняться примерное равенство

$$G = \frac{Q_{п}}{(I_y - I_{п})} = \frac{W}{(d_y - d_{п})}, \quad (15)$$

Если процент невязки менее 5 %, то полученные нами при расчётах значения можно принять как верные.

При одновременном поступлении в помещение различных вредностей воздухообмен определяют по каждой вредности отдельно. Обычно за расчетный воздухообмен при проектировании кондиционирования воздуха, когда основными вредностями является избыточная теплота, принимают минимальный, при условии, что он превышает воздухообмен по вредным газам ($G_{min} > G_{CO2}$), соответственно, избытки тепла и влаги можно ассимилировать с помощью системы кондиционирования.

16. 6.3.1. Расчет воздухообмена для кинозала

Холодный период

$$G_X^Я = \frac{3,6 \cdot 14540}{1 \cdot (22 - 13)} = 5819, \text{ кг/ч};$$

$$G_X^П = \frac{3,6 \cdot 32460}{(37 - 24)} = 8988, \text{ кг/ч};$$

$$G_X^W = \frac{25,9 \cdot 1000}{(5,9 - 2,8)} = 8354, \text{ кг/ч};$$

$$G_X^{CO2} = \frac{14400}{(3,7 - 0,9)} = 5760, \text{ кг/ч}.$$

Теплый период

$$G_T^Я = \frac{3,6 \cdot 27230}{1 \cdot (25 - 15)} = 35262 \text{ кг/ч};$$

$$G_T^П = \frac{3,6 \cdot 48990}{(49,5 - 31)} = 9533 \text{ кг/ч};$$

$$G_T^W = \frac{31,5 \cdot 1000}{(9,8 - 6,3)} = 7400 \text{ кг/ч};$$

$$G_T^{CO2} = \frac{14400}{(3,7 - 0,9)} = 5760 \text{ кг/ч}.$$

Осуществим проверку вычислений по формуле 15,

$$\Delta^X = \frac{8988 - 8354}{8988} \cdot 100 = 7\%$$

$$\Delta^T = \frac{9533 - 7400}{9533} \cdot 100 = 22,4\%.$$

Результаты расчета воздухообменов по всем видам вредностей сводят в таблицу 10.

Определим нагрузку на центральный кондиционер (количество влаги и избыточного тепла, ассимилируемое приточным воздухом) для холодного и теплого периодов.

$$Q_{\text{яцк}}^{X,T} = G \cdot C \cdot (t_y^{X,T} - t_{\text{п}}^{X,T}), \quad (16)$$

$$Q_{\text{пцк}}^{X,T} = G \cdot (I_y^{X,T} - I_{\text{п}}^{X,T}) / 3,6, \quad (17)$$

$$W_{\text{цк}}^{X,T} = G \cdot (d_y^{X,T} - d_{\text{п}}^{X,T}) / 1000, \quad (18)$$

Холодный период

$$Q_{\text{яцк}}^X = 9800 \cdot 0,278 \cdot (22 - 13) = 24520, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{пцк}}^X = 9800 \cdot \frac{37 - 24}{3,6} = 45184, \text{ Вт};$$

$$W_{\text{цк}}^X = 9800 \cdot \frac{5,9 - 2,8}{1000} = 30,4, \text{ кг/ч}.$$

Теплый период

$$Q_{\text{яцк}}^T = 9800 \cdot 0,278 \cdot (25 - 15) = 27244, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{пцк}}^T = 9800 \cdot \frac{49,5 - 31}{3,6} = 50361, \text{ Вт};$$

$$W_{\text{цк}}^T = 9800 \cdot \frac{9,8 - 6,3}{1000} = 25,9, \text{ кг/ч}.$$

Количество влаги и избыточного тепла, ассимилируемое местными доводчиками для холодного и теплого периодов, рассчитываем по формулам

$$Q_{\text{ямд}}^{X,T} = Q_{\text{яизб}}^{X,T} - Q_{\text{яцк}}^{X,T}, \quad (19)$$

$$Q_{\text{пмд}}^{X,T} = Q_{\text{пизб}}^{X,T} - Q_{\text{пцк}}^{X,T}, \quad (20)$$

$$W_{\text{МД}}^{\text{X,T}} = W^{\text{X,T}} - W_{\text{ПЦК}}^{\text{X,T}}, \quad (21)$$

Холодный период

$$Q_{\text{ЯМД}}^{\text{X}} = 14540 - 13622 = 918 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ПМД}}^{\text{X}} = 32460 - 28944 = 2516 \text{ Вт};$$

$$W_{\text{МД}}^{\text{X}} = 25,9 - 25,9 = 0 \text{ кг/ч.}$$

Теплый период

$$Q_{\text{ЯМД}}^{\text{T}} = 27230 - 27244 = -14 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ПМД}}^{\text{T}} = 48990 - 50361 = -1371 \text{ Вт};$$

$$W_{\text{МД}}^{\text{T}} = 31,5 - 25,9 = 5,6 \text{ кг/ч} = 134,4 \text{ л/сут.}$$

Расчетные воздухообмены

Таблица 10

Наименование помещения	Период года	Воздухообмен G , кг/ч					
		$G^{\text{Я}}$, кг/ч	$G^{\text{П}}$, кг/ч	G^{W} , кг/ч	G^{CO_2} , кг/ч	G_{min} , кг/ч	Расчетный
Кинозал	Холодный	45184	9533	7400	5760	9600	9800
	Теплый	5819	8988	8354		9600	

17. 6.3.2. Расчет воздухообмена для холла

Холодный период

$$G_{\text{X}}^{\text{Я}} = \frac{3,6 \cdot 7270}{1 \cdot (22 - 13)} = 2908, \text{ кг/ч};$$

$$G_{\text{X}}^{\text{П}} = \frac{3,6 \cdot 16230}{(37 - 24)} = 4494, \text{ кг/ч};$$

$$G_X^W = \frac{13,28 \cdot 1000}{(5,9-2,8)} = 4284, \text{ кг/ч};$$

$$G_X^{CO2} = \frac{7200}{(3,7-0,9)} = 2570, \text{ кг/ч}.$$

Теплый период

$$G_T^Я = \frac{3,6 \cdot 13600}{1 \cdot (25-15)} = 4900, \text{ кг/ч};$$

$$G_T^П = \frac{3,6 \cdot 24500}{(49,5-31)} = 4770, \text{ кг/ч};$$

$$G_T^W = \frac{15,84 \cdot 1000}{(9,8-6,3)} = 4525, \text{ кг/ч};$$

$$G_T^{CO2} = \frac{7200}{(3,7-0,9)} = 2570, \text{ кг/ч}.$$

Осуществим проверку вычислений по формуле 15,

$$\Delta^X = \frac{4494-4284}{4494} \cdot 100 = 4,7, \%$$

$$\Delta^T = \frac{4770-4525}{4770} \cdot 100 = 5,13\%.$$

Результаты расчета воздухообменов по всем видам вредностей сводят в таблицу 11.

Определим нагрузку на центральный кондиционер (количество влаги и избыточного тепла, ассимилируемое приточным воздухом) для холодного и теплого периодов.

$$Q_{\text{яцк}}^{X,T} = G \cdot C \cdot (t_y^{X,T} - t_{\text{п}}^{X,T}), \quad (16)$$

$$Q_{\text{пцк}}^{X,T} = G \cdot (I_y^{X,T} - I_{\text{п}}^{X,T})/3,6, \quad (17)$$

$$W_{\text{цк}}^{X,T} = G \cdot (d_y^{X,T} - d_{\text{п}}^{X,T})/1000. \quad (18)$$

Холодный период

$$Q_{\text{яцк}}^X = 4100 \cdot 0,278 \cdot (22 - 12) = 11398, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{пцк}}^X = 4100 \cdot \frac{37-23}{3,6} = 15944, \text{ Вт};$$

$$W_{\text{цк}}^X = 4100 \cdot \frac{5,9-2,6}{1000} = 13,53, \text{ кг/ч}.$$

Теплый период

$$Q_{\text{яцк}}^T = 4100 \cdot 0,278 \cdot (25 - 13) = 13678, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ПЦК}}^T = 4100 \cdot \frac{49,5-24}{3,6} = 29042, \text{ Вт};$$

$$W_{\text{ЦК}}^T = 4100 \cdot \frac{9,8-2,8}{1000} = 28,7, \text{ кг/ч}.$$

Количество влаги и избыточного тепла, ассимилируемое местными доводчиками для холодного и теплого периодов, рассчитываем по формулам

$$Q_{\text{ЯМД}}^{X,T} = Q_{\text{ЯИЗБ}}^{X,T} - Q_{\text{ЯЦК}}^{X,T}, \quad (19)$$

$$Q_{\text{ПМД}}^{X,T} = Q_{\text{ПИЗБ}}^{X,T} - Q_{\text{ПЦК}}^{X,T}, \quad (20)$$

$$W_{\text{МД}}^{X,T} = W^{X,T} - W_{\text{ПЦК}}^{X,T}, \quad (21)$$

Холодный период

$$Q_{\text{ЯМД}}^X = 7270 - 11398 = -4,128, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ПМД}}^X = 16230 - 15944 = 286, \text{ Вт};$$

$$W_{\text{МД}}^X = 13,28 - 13,53 = -0,75, \text{ кг/ч}.$$

Теплый период

$$Q_{\text{ЯМД}}^T = 13600 - 13678 = -78, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ПМД}}^T = 24500 - 29042 = -4542, \text{ Вт};$$

$$W_{\text{МД}}^T = 15,84 - 28,7 = -12,86, \text{ кг/ч} = -308,64, \text{ л/сут}.$$

Расчетные воздухообмены

Таблица 11

Наименование помещения	Период года	Воздухообмен G , кг/ч					Расчетный
		$G^{\text{Я}}$, кг/ч	$G^{\text{П}}$, кг/ч	G^{W} , кг/ч	G^{CO_2} , кг/ч	G_{min} , кг/ч	
Кинозал	Холодный	2908	4494	4284	2570	3840	4100
	Теплый	4900	4770	4525		3840	

18. 6.3.3. Общий воздухообмен для помещений

Влага полностью не ассимилируется в теплый период, поэтому ставим 1 осушитель BALLUBD15N производительностью 15 л/сут и 2 осушителя BALLUBD60U производительностью 60 л/сут, подобрав осушители в сумме получаем производительность 135 л/сут, что соответствует нашим расчетам.

Расчетные воздухообмены

Таблица 12

Наименование помещения	Период года	Воздухообмен G , кг/ч					
		$G^Я$, кг/ч	$G^П$, кг/ч	G^W , кг/ч	G^{CO_2} , кг/ч	G_{min} , кг/ч	Расчетный
Кинозал	Холодный	48091	14027	11684	8330	13080	13900
	Теплый	10719	13758	12879		13080	

19.

20. 7. Выбор схемы кондиционирования

В дипломной работе кондиционирование воздуха необходимо организовать для зрительного зала и холла кинотеатра. Организация кондиционирования воздуха для остальных помещений кинотеатра не является обязательной.

Выбор схемы обработки воздуха в центральном кондиционере осуществляется после построения процессов изменения состояния воздуха на I - D диаграмме. При этом предпочтение отдается наиболее экономичным и конструктивно простым схемам.

Построение процессов обработки приточного воздуха удобнее рассмотреть на конкретных примерах.

Построение схемы обработки воздуха начинают с определения на *I-D* диаграмме положение точек, характеризующих параметры приточного – точка $t_{\text{П}}$ и наружного воздуха – точка $t_{\text{Н}}$ для холодного и теплого периодов.

Для г. Томск параметры наружного воздуха принимаем по таблице 1. По данным таблицы наносим на *I-D* диаграмму точки с параметрами $t_{\text{Н}}^{\text{X}} = -39^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 74\%$ и $t_{\text{Н}}^{\text{T}} = 26^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 55\%$.

Аналогично для теплого периода по таблице 2 принимаем параметры внутреннего воздуха и по данным таблицы наносим на *I-D* диаграмму точки $t_{\text{В}}^{\text{X}} = 21^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{В}}^{\text{T}} = 23^{\circ}\text{C}$.

Анализируя положение точек, характеризующих параметры воздуха можно определить процессы обработки наружного воздуха перед подачей его в помещение. Для холодного периода наружный воздух перед подачей его в помещение следует нагреть и увлажнить. Для теплого периода охладить и осушить.

Рассмотрим несколько вариантов обработки воздуха.

21.

22. 7.1. Прямоточная схема. Холодный период

Прямоточной называется система, в которой обрабатывается только наружный воздух. В таких системах возможны следующие схемы обработки воздуха: с адиабатическим охлаждением и увлажнением, с политропическим охлаждением и увлажнением или осушением в камере орошения по традиционной схеме с двумя подогревами или управляемым процессом в камере орошения.

Прежде чем приступить к расчету воздухонагревателя следует принять решение по способу увлажнения воздуха. Для увлажнения воздуха применяют

контактные аппараты: камеры орошения, сотовые увлажнители и увлажнение паром.

23. 7.1.1. Холодный и теплый периоды. Обработка приточного воздуха при увлажнении в камере орошения. Калорифер второго подогрева

Построение процесса начинаем с нанесения на *I-D* диаграмму точек с параметрами приточного и наружного воздуха для холодного периода.

Из точки $t_{\text{П1}}^{\text{X}}$ проводим луч d_{const} до пересечения с кривой относительной влажности $\varphi=60\%$, т.к. температура воды должна быть $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ или выше для предотвращения ее замерзания и ставим точку $t_{\text{ПК2}}^{\text{X}}$ характеризующую параметры воздуха после камеры орошения. Из точки $t_{\text{ПК2}}^{\text{X}}$ проводим луч с постоянной энтальпией i_{const} до пересечения с лучом d_{const} проведенным из точки $d_{\text{Н}}^{\text{X}}$. На пересечении лучей ставим точку $t_{\text{ПК1}}^{\text{X}}$ характеризующую параметры воздуха на выходе из калорифера первого подогрева (на входе в камеру орошения). Луч $t_{\text{Н}}^{\text{X}} - t_{\text{ПК1}}^{\text{X}}$ характеризует процесс нагрева приточного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева (сухой нагрев).

Луч $t_{\text{ПК1}}^{\text{X}} - t_{\text{ПК2}}^{\text{X}}$ характеризует процесс увлажнения и охлаждения приточного воздуха в камере орошения. Луч $t_{\text{ПК2}}^{\text{X}} - t_{\text{П1}}^{\text{X}}$ характеризует процесс нагрева приточного воздуха в воздухонагревателе второго подогрева (сухой нагрев).

В результате построения получаем на *I-D* диаграмме параметры характерных точек. Луч $t_{\text{П1}}^{\text{X}} - t_{\text{П}}^{\text{X}}$ характеризует процесс нагрева на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ в вентиляторе.

Холодный период

Исходные данные

Таблица 13

Воздух	Температура, t , °C	Влагосодержание, d , г/кг	Энтальпия, I , $\frac{\text{кДж}\cdot\text{кг}}{^\circ\text{C}}$
Наружный	-39	0,3	-39,2
Внутренний	21	5,4	34,9
Приточный	13	3,1	21

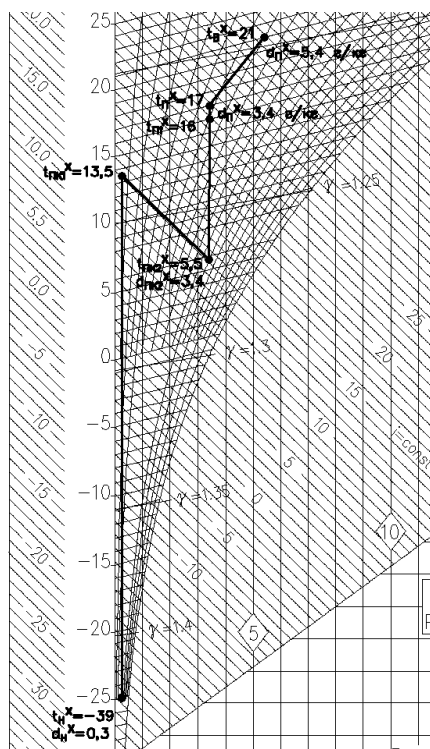


Рисунок 5 – Построение процесса в холодный период обработка приточного воздуха при увлажнении в камере орошения. Калорифер второго подогрева

Используя полученные данные, проведем расчеты:

- расхода тепла на нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева

$$Q_{\text{ПК1}}^X = G_{\text{П}} \cdot 0,278 \cdot (t_{\text{ПК1}}^X - t_{\text{Н}}^X) = 13900 \cdot 0,278 \cdot (13,5 - (-39)) = 202870,5 \text{ Вт}; \quad (22)$$

- расхода тепла на нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе второго подогрева

$$Q_{\text{ПК2}}^X = G_{\text{П}} \cdot 0,278 \cdot (t_{\text{П1}}^X - t_{\text{ПК2}}^X) = 13900 \cdot 0,278 \cdot (16 - 5,5) = 40574,1 \text{ Вт}; \quad (23)$$

- суммарного расхода тепла на обработку воздуха

$$Q_{\text{ОБЩ}}^X = Q_{\text{ПК1}}^X + Q_{\text{ПК2}}^X = 202870,5 + 40574,1 = 243444,6 \text{ Вт}; \quad (24)$$

- расход воды на увлажнение воздуха в камере орошения

$$G_{\text{КО}}^X = G_{\text{П}} \cdot (d_{\text{П}} - d_{\text{Н}}) = 13900 \cdot (3,4 - 0,8) = 36140, \text{ г/ч} = 36,14 \text{ кг/ч}; \quad (25)$$

Теплый период

Исходные данные

Таблица 14

Воздух	Температура, t, °C	Влагосодержание, d, г/кг	Энтальпия, I, $\frac{\text{кДж} \cdot \text{кг}}{^\circ\text{C}}$
Наружный	31	13,6	66
Внутренний	23	9,7	47,8
Приточный	15	7	32,9

1 Способ – (осушение приточного воздуха контактным охладителем), Калорифер второго подогрева

Из точки $t_{\text{П1}}^T$ опустим луч d_{const} до пересечения с линией $\phi 90\%$ [12] и ставим точку O . Далее проводим луч из точки $t_{\text{Н}}^T$ до точки O . Луч $t_{\text{Н}}^T$ – Охарактеризует процесс обработки воздуха в камере орошения (охлаждение и

осушение). Луч $O - t_{\Pi 1}^T$ характеризует процесс нагрева приточного воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Точка K на пересечении продолжения луча $O - t_{\Pi 1}^T$ с линией насыщения $\varphi 100\%$ определяет среднюю температуру воды для камеры орошения t_W^T .

Используя полученные данные, проведем расчеты:

- расхода тепла на нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе второго подогрева

$$Q_{\text{ПК2}}^X = G_{\Pi} \cdot 0,278 \cdot (t_{\Pi 1}^T - t_0^T) = 13900 \cdot 0,278 \cdot (14 - 10) = 15456,8, \text{ Вт}; \quad (26)$$

- расход холода

$$Q_{\text{ХКО}}^X = G_{\Pi} \cdot (I_{\text{Н}}^T - I_0^T)/3,6 = 13900 \cdot (55 - 32,9)/3,6 = 85330, \text{ Вт}; \quad (27)$$

- суммарного расхода тепла на обработку воздуха

$$Q_{\text{ОБЩ}}^X = Q_{\text{ПК2}}^X = 15456,8, \text{ Вт}; \quad (28)$$

- расход воды для камеры орошения

$$G_{\text{КО}}^X = G_{\Pi} \cdot (d_{\text{Н}} - d_{\Pi}) = 13900 \cdot (11,5 - 7) = 62550, \text{ г/ч} = 62,55, \text{ кг/ч}. \quad (29)$$

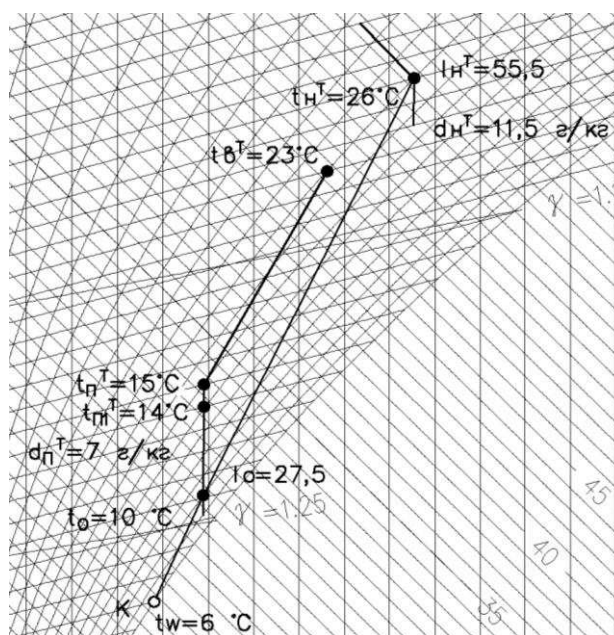


Рисунок 6 – Построение процесса в теплый период обработка

приточного воздуха – охлаждение и осушение поверхностным охладителем.

Калорифер второго подогрева

2 Способ – Управляемый процесс Рисунок 7

Из точки t_H^T проводим луч через точку $t_{П1}^T$ до пересечения с линией насыщения $\phi 100\%$. Луч $t_H^T - t_{П1}^T$ характеризует управляемый процесс обработки воздуха в камере орошения (охлаждение и осушение). По изотерме точки пересечения с линией насыщения определяем температуру воды для камеры орошения t_W^T . Луч не пересекает линию насыщения, следовательно, нужно менять исходные данные или ставить калорифер второго подогрева.

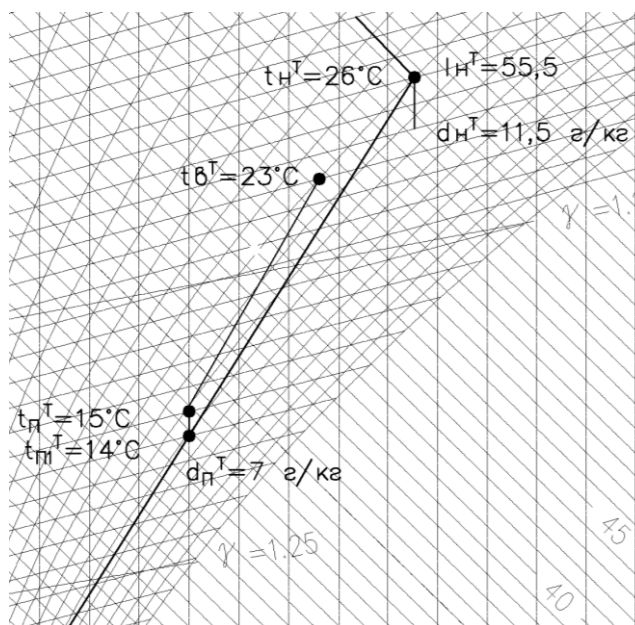


Рисунок 7 – Построение процесса в теплый период обработка приточного воздуха при увлажнении в камере орошения

24. 7.1.2. Холодный период. Обработка приточного воздуха при увлажнении паром

При увлажнении воздуха паром процесс принято считать изотермическим, т.е. процесс увлажнения будет проходить с постоянной температурой.

Для построения процесса следует по изотерме провести луч из точки $t_{\text{Пп}}^X$ (параметры приточного воздуха) в сторону оси ординат до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_{\text{Пп}}^X$. Полученная точка $t_{\text{ПК}}^X$ характеризует состояние воздуха на входе в камеру увлажнения, т.е. характеризует параметры приточного воздуха после воздухонагревателя. Процесс нагрева воздуха в поверхностном воздухонагревателе проходит без изменения влагосодержания "сухой нагрев" $d_{\text{Пconst}}^X$. Рисунок 8

Исходные данные

Таблица 15

Воздух	Температура, t, °C	Влагосодержание, d, г/кг	Энтальпия, I, $\frac{\text{кДж}\cdot\text{кг}}{\text{°C}}$
Наружный	-39	0,3	-39,2
Внутренний	21	5,4	34,9
Приточный	17	3,4	26

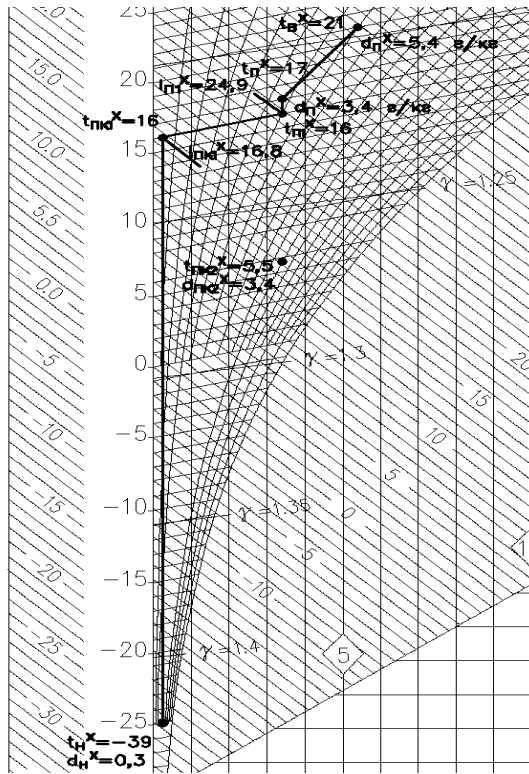


Рисунок 8 – Построение процесса в холодный период. Обработка приточного воздуха при увлажнении паром

Используя полученные данные, проведем расчеты:

- расход тепла на выработку пара, Вт

$$Q_{\text{ПАР}}^X = G_{\text{П}} \cdot \frac{(I_{\text{ПК1}}^X - I_{\text{П1}}^X)}{3,6} = 13900 \cdot (24,9 - 16,8)/3,6 = 31275, \text{ Вт}; \quad (30)$$

- расхода тепла на нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе, Вт

$$Q_{\text{ПК1}}^X = G_{\text{П}} \cdot 0,278 \cdot (t_{\text{П1}}^X - t_{\text{Н}}^X) = 13900 \cdot 0,278 \cdot (16 - (-39)) = 212531, \text{ Вт}; \quad (31)$$

- суммарного расхода тепла на обработку воздуха

$$Q_{\text{ОБЩ}}^X = Q_{\text{ПАР}}^X + Q_{\text{ПК1}}^X = 31275 + 212531 = 243806, \text{ Вт}; \quad (32)$$

- расход воды на увлажнение воздуха паром

$$G_{\text{КО}}^X = G_{\text{П}} \cdot (d_{\text{П}} - d_{\text{Н}}) = 13900 \cdot (3,4 - 0,3) = 43090, \text{ г/ч} = 43,09, \text{ кг/ч}. \quad (33)$$

25. 7.2 Обработка воздуха в центральном кондиционере с частичной рециркуляцией

Центральные кондиционеры с частичной рециркуляцией (часть воздуха для формирования приточной смеси забирается из помещения) применяются с целью повышения энергетической и экономической эффективности СКВ. Обязательное требование, это сохранение как минимум нормируемого воздухообмена.

Любой процесс обработки воздуха на $I-D$ диаграмме изображается линией, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха в начале и в конце процесса. Параметры смеси воздуха могут быть определены аналитическим способом или графически при помощи $I-D$ диаграммы.

Если требуется смешать G_1 воздуха с параметрами t_1, d_1, i_1 и G_2 воздуха с параметрами t_2, d_2, i_2 , то аналитически параметры смеси воздуха G_{CM} определяют из уравнения тепловлажностного баланса.

Энтальпия смеси, кДж/кг·°С

$$i_{CM} = \frac{G_1 i_1 + G_2 i_2}{G_{CM}}; \quad (34)$$

Температура смеси, °С

$$t_{CM} = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{G_{CM}}; \quad (35)$$

Влагосодержание смеси, г/кг

$$d_{CM} = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{G_{CM}}. \quad (36)$$

26. 7.2.1. Обработка воздуха для холодного периода в центральном кондиционере с частичной рециркуляцией. При увлажнении паром. С калорифером второго подогрева

Нагреем приточный воздух в воздухонагревателе первого подогрева до $t_{пк1}^x = -17^\circ\text{C}$.

Соединим точки $t_{пк1}^x$ и t_y^x получим процесс смешивания.

Определим параметры точки смеси: температуру, °С; влагосодержание, г/кг; теплосодержание, кДж/кг, смешивание делаем 50 на 50.

$$t_{см} = \frac{13900 \cdot (-17) + 13900 \cdot 22}{19600} = 3,55, \text{ °С};$$

$$d_{см} = \frac{13900 \cdot 0,3 + 13900 \cdot 6}{19600} = 2,46, \text{ г/кг};$$

$$i_{см} = \frac{13900 \cdot (-8) + 13900 \cdot 37}{19600} = 20,56, \text{ кДж/кг}.$$

Увлажним приточный воздух паром (изотермический процесс).

Проведем луч из точки $t_{см}$ по изотерме до пересечения с лучом d_{const} проведенным из точки $t_{п1}^x$ получим точку $t_{пк2}^x$, характеризующую параметры воздуха перед калорифером второго подогрева после увлажнения. Луч из точки $t_{пк2}^x$, до точки $t_{п1}^x$ характеризует процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева (сухой нагрев).

Выполним расчеты по полученным параметрам и определим затраты тепла и пара для осуществления данных процессов:

– Расход тепла на нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, Вт

$$Q_{пк1}^x = G_{п} \cdot c \cdot (t_{пк1}^x - t_{н}^x) / 3,6, \quad (1)$$

$$Q_{пк1}^x = 13900 \cdot 1,006 \cdot (-8 - (-39)) / 3,6 = 120413 \text{ Вт}$$

– Расход тепла на нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе второго подогрева

$$Q_{пк2}^x = G_{см} \cdot c \cdot (t_{п1}^x - t_{пк2}^x) / 3,6, \quad (2)$$

$$Q_{пк2}^x = 19600 \cdot 1,006 \cdot (16 - 2,5) / 3,6 = 73500 \text{ Вт}.$$

– Общий расход теплоты на подготовку приточного воздуха, Вт

$$Q_{общ}^x = Q_{пк1}^x + Q_{пк2}^x, \quad (3)$$

$$Q_{общ}^x = 120413 + 73500 = 193913, \text{ Вт}$$

– Расход электроэнергии на выработку пара, Вт

$$Q_{пар}^x = G_{см} \cdot (i_{пк2}^x - i_{см}^x) / 3,6, \quad (4)$$

$$Q_{пк2}^x = 19600 \cdot (12 - 10,9) / 3,6 = 5989 \text{ Вт}$$

– Расход пара на увлажнение, г/ч

$$G_{\text{ко}}^x = G_{\text{см}} \cdot (d_{\text{п}}^x - d_{\text{см}}^x), \quad (5)$$

$$G_{\text{ко}}^x = 19600 \cdot (3,5 - 2,9) = 11760 \text{ г/ч}$$

27. 7.2.2. Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере в теплый период с частичной рециркуляцией.

Охлаждение и осушение поверхностным охладителем

Построим процессы обработки приточного воздуха для теплого периода в центральном кондиционере при подаче настилающимися веерными струями с частичной рециркуляцией для условий, рассмотренных в предыдущих примерах. Обработка воздуха поверхностным воздухоохладителем (управляемый процесс).

Проводим луч смешивания – соединяем точки $t_{\text{в}}^T$ и $t_{\text{н}}^T$. Наносим точку $t_{\text{см}}^T$, которая будет характеризовать параметры воздуха перед воздухоохладителем.

Соединяем точки $t_{\text{см}}^T$ и $t_{\text{п1}}^T$. Получает процесс охлаждения и осушения приточного воздуха поверхностным охладителем (управляемый процесс).

Продлевая луч не получаем пересечение с линией насыщения, поэтому процесс невозможен. Рисунок 10

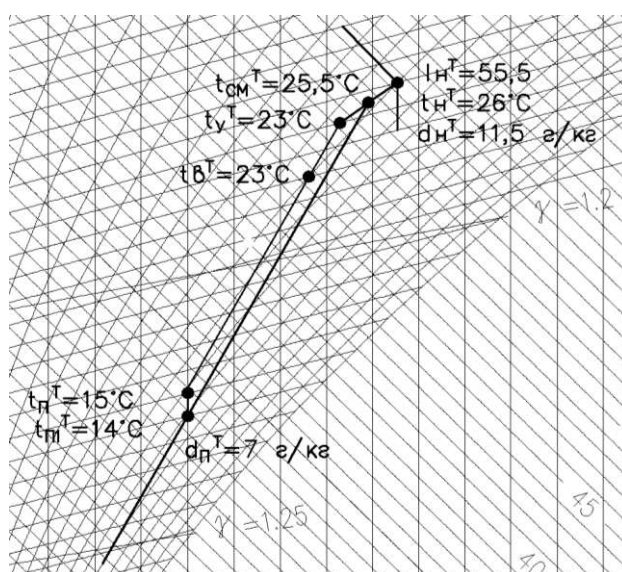


Рисунок 10 – Построение процесса в теплый период с частичной рециркуляцией. Охлаждение и осушение поверхностным охладителем

Делаем выбор из всех построенных процессов. Процессы, построенные с рециркуляцией экономически невыгодно применять, так как на устройство центрального кондиционера расходуется много материалов на прокладку воздухопроводов для смешивания воздуха.

Сравнение вариантов

Таблица 16

Рисунок	Расход тепла ЦК, Вт по периодам		Расход холода ЦК, Вт по периодам		Расход энергии на выработку пара, кВт		Температура воды для обработки воздуха, °С теплый период
	теплый	холодн.	теплый	холодн.	Расход пара, кг/ч	Расход эл.энергии кВт	
5	-	242531	-	-	-	-	5,5
8		212531	-	-	30,4	22,05	16,5
6	24520	-	85330	-	-	-	6
7	-	-	-	-	-	-	-
9	-	198395	-	-	11,76	5,99	-
10	-	-	-	-	-	-	-

Вывод: согласно табличным данным делаем выбор в пользу увлажнения паром, т.к. данный способ более экономичный.

28. 8. Воздухораспределение

Для подачи приточного воздуха принята схема Д [11], «сверху вниз» настилающимися веерными струями. При выборе воздухораспределителей следует стремиться к наименьшему их числу, соблюдая равномерность распределения при условии, что уровень звуковой мощности не должен для зрительного зала превышать 35 дБ.

29. 8.1. Выбор воздухораспределителей

Расчет и подбор воздухораспределителей выполнен в соответствии с расчетом, представленным в [12] с помощью программы ArtkosCFSe1Air, отчет представлен на рисунке 11.

Скриншот программы ArtkosCFSe1Air, версия 2018.08. Интерфейс содержит следующие элементы:

- Выбор воздухораспределителя:** Круглые диффузоры, Типоразмер: 315. Рег. формы струи: 20 мм, 0 мм, 25 мм.
- Выбор схемы подачи воздуха:** Схема подачи воздуха Д. Параметры: a=12 м, b=12 м, h=9.2 м, h0=9.2 м, hoz=2 м, L0=1980 м³/ч, Изотермическая струя, t0z=21 °C, t0=17 °C.
- Результат:** ΔP = 58 Па, Vx = 0,15 м/с, Δtx = -0,1 °C, Хотр = 5 м. Акustический расчет и Журнал и отчет.
- Определение уровня звукового давления Lp в расчетной точке:** Размеры помещения: 36 x 24 x 9.2 м. Тип помещения: Помещение с наибольшим количеством людей. Кол-во ВР: 6. Расстояние от расчетной точки до ближайших ВР: 1,7, 2,2, 3,5 м.
- Расчет акустики:**

Уровни звукового давления Lp (дБ) в октавных полосах частот								Lpa, дБ(A)
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
44	38	31	30	28	17	<10	<10	32

а) холодный период; б) теплый период

Рисунок 11 – Отчет по подбору воздухораспределителей

Из отчета видим, что в холодный и теплый период мы попадаем в допустимые отклонения по изменению температуры $\pm 1^{\circ}\text{C}$, по скорости в рабочей зоне $\pm 0,07$ м/с[1].

Таким образом, принимаем воздухораспределители тип круглые диффузоры марки:

- ДКК Ø315 мм - 6 шт для зала;
- ДКК Ø160 мм - 3 шт для холла.

30. 9. Расчет и подбор оборудования

Расчет и подбор оборудования нужно выполнить для всех рассмотренных вариантов построения процессов обработки воздуха. Расчет и подбор оборудования следует выполнять, используя программы производителей оборудования. Программы можно найти на сайтах компаний.

Воздух в центральном кондиционере обрабатывается по схеме:

- в теплый период – поверхностный воздухоохладитель, калорифер второго подогрева(электрический);
- в холодный период – поверхностный воздушонагреватель (калорифер водный), поверхностный калорифер второго подогрева, камера орошения.

Теплоноситель вода с параметрами T1-T2: холодный период 95-70 $^{\circ}\text{C}$.

Компоновка центрального кондиционера представлена в Приложении А.

31. 9.2. Узел регулирования теплоотдачи водяного калорифера

Примем схему регулирования, представленную на рисунке 11, с трехходовым регулирующим клапаном

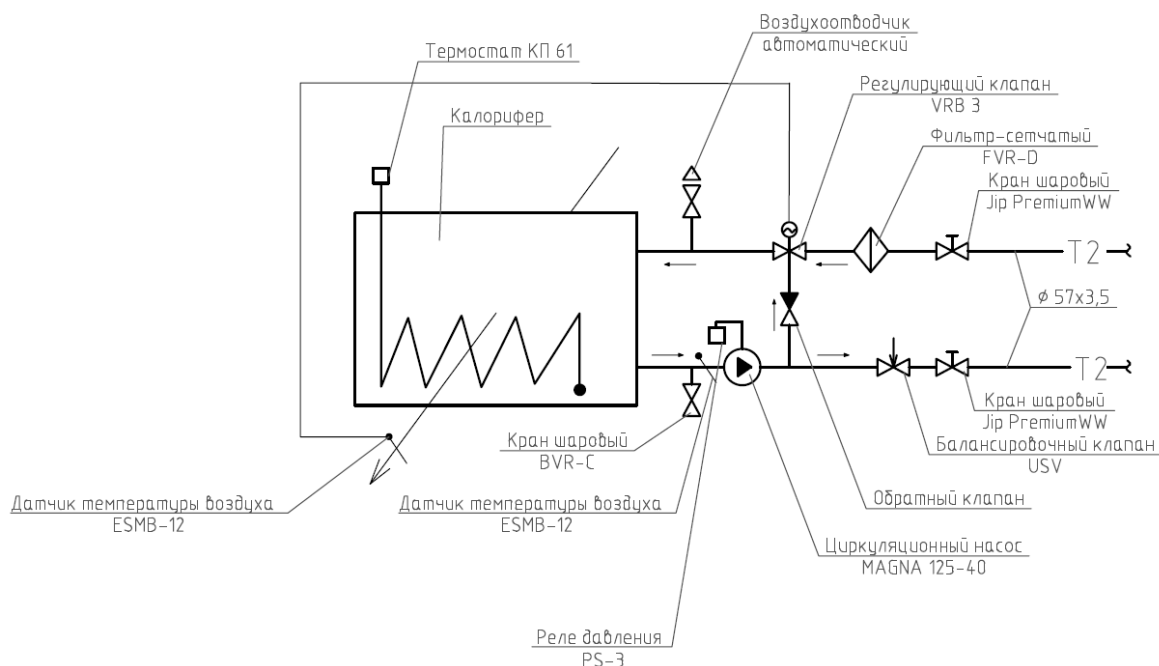


Рисунок 11 – Схема регулирования узла

Для системы теплоснабжения калорифера примем трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-91. Определим диаметр трубопроводов теплоснабжения. По расходу теплоносителя задавшись скоростью теплоносителя в трубе $\omega=1,0$ м/с, используя таблицы гидравлического расчета примем диаметр труб $\text{Ø}57 \times 3,5$ DN50 мм.

Номинальный диаметр DN (диаметр условного прохода) запорной арматуры и фильтра примем по диаметру труб.

Произведем расчет и подбор регулирующего клапана по каталогу фирмы Danfoss.

Определяем объёмный расход теплоносителя через калорифер первой ступени, $\text{м}^3/\text{ч}$

$$G_{K1} = \frac{G_{B1}^X}{962 \cdot \rho_{B1}} = \frac{7375}{962 \cdot 1} = 7,6, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (37)$$

Рассчитываем пропускную способность регулирующего клапана по формуле

$$k_{vS} = \frac{G_{K1}}{\sqrt{\Delta P_{кл}}} = \frac{7,4}{\sqrt{0,03}} = 42,7, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (38)$$

где G_{K1} – объемный расход теплоносителя калорифера первой ступени; $\Delta P_{кл}$ – потери давления в клапане, принимаем 0,03, исходя из условия, что $\Delta P_{кл} \geq \Delta P_{сист} \cdot 0,5$ (приложение А), где $\Delta P_{сист}$ – потери давления калорифера.

Подбираем регулирующий трехходовой клапан VRB3 $D_y=50$; $k_{vS}=40$ м³/ч. Для управления клапаном, производитель предлагает электроприводы AMV 435, напряжение 24v. Скорость перемещения штока привода 7,5 с на 1мм.

Проведем проверку клапана на

– кавитацию

$$v_{кл} = 354 \cdot \frac{G_{K1}}{D_y} = 354 \cdot \frac{7,6}{50^2} = 1,08 \text{ м/с} < 3,5, \text{ м/с} – \text{верно.} \quad (39)$$

– шум

$$\Delta P_{перед} = 0,9 \cdot Z \cdot (P_{вх} - P_{нас}) = 0,9 \cdot 0,5 \cdot (0,08 - 0,07) = 0,005, \quad (40)$$

бар

Произведем подбор циркуляционного насоса. Целесообразно принимать вторую или третью часть от максимального расхода.

$$G_H = \frac{G_{max}}{2 \div 3} = \frac{7,6}{2} = 3,8, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (41)$$

Напор, создаваемый насосом, должен обеспечить циркуляцию теплоносителя через контур калорифера. Потери давления в калорифере, трубах подводки, обратном клапане. $P_{кл1} = 5,5$ кПа (приложение А).

$$P_H = 1,2 \cdot (P_{кл1} + P_{кл}) = 1,2 \cdot (5,5 + 2,7) = 9,84, \text{ кПа} \quad (42)$$

К установке принимаем насос фирмы MAGNA1 25-40.

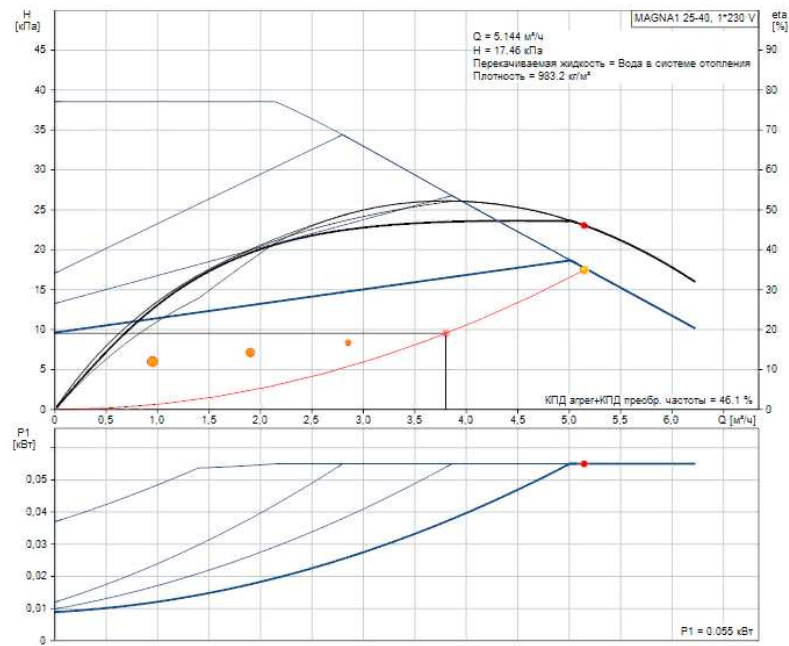


Рисунок 13 – Характеристика насоса MAGNA1 25-40

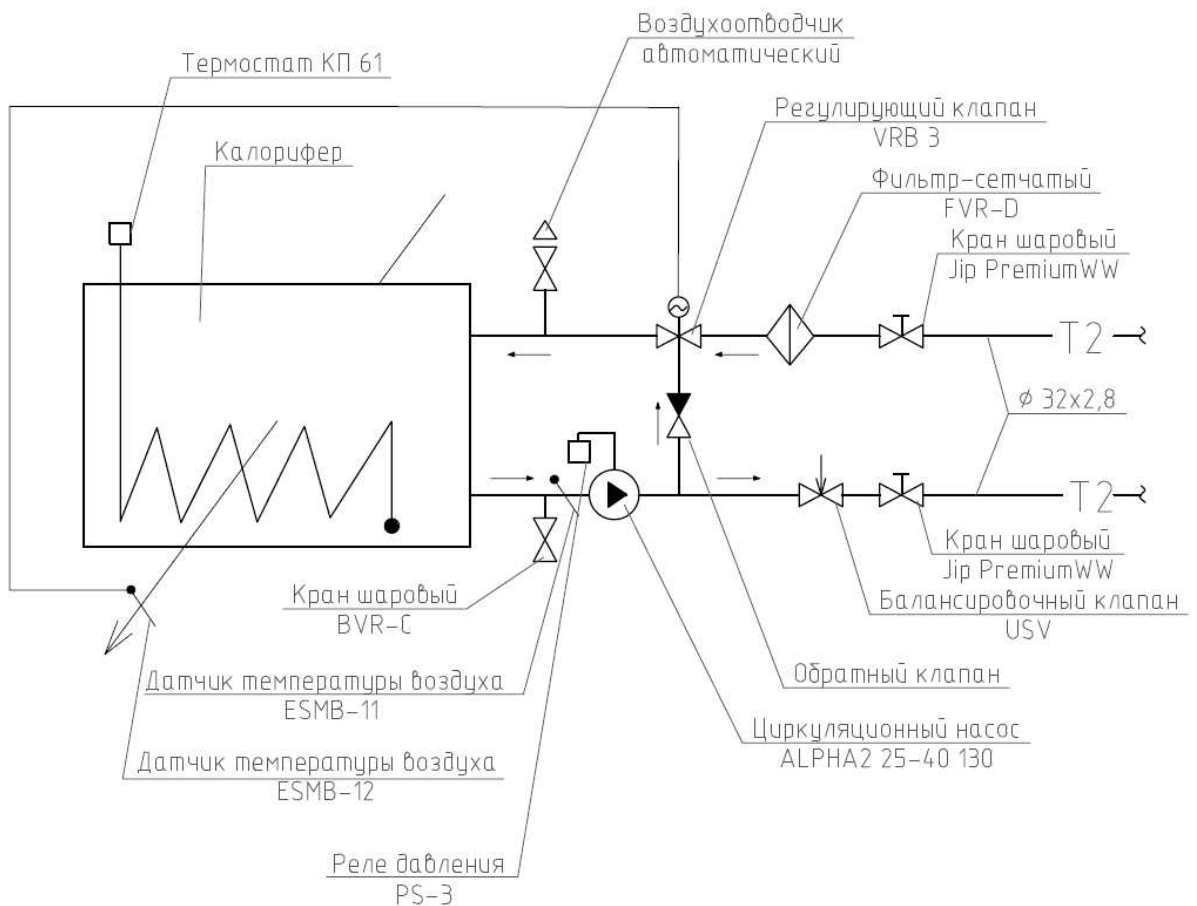


Рисунок 14 – Схема регулирования узла 2

Для системы теплоснабжения калорифера примем трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-91. Определим диаметр трубопроводов теплоснабжения. По расходу теплоносителя, задавшись скоростью теплоносителя в трубе $\omega=1,0$ м/с, используя таблицы гидравлического расчета примем диаметр труб $\text{Ø}32 \times 2,8$ DN25 мм.

Номинальный диаметр DN (диаметр условного прохода) запорной арматуры и фильтра примем по диаметру труб.

Произведем расчет и подбор регулирующего клапана по каталогу фирмы Danfoss.

Определяем объёмный расход теплоносителя через калорифер первой ступени, м³/ч

$$G_{K1} = \frac{G_{B1}^X}{962 \cdot \rho_{B1}} = \frac{1474}{962 \cdot 1} = 1,53 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Рассчитываем пропускную способность регулирующего клапана по формуле

$$k_{vs} = \frac{G_{K1}}{\sqrt{\Delta P_{кл}}} = \frac{1,53}{\sqrt{0,076}} = 5,55 \text{ м}^3/\text{ч}$$

где G_{K1} – объёмный расход теплоносителя калорифера первой ступени; $\Delta P_{кл}$ – потери давления в клапане, принимаем 0,076, исходя из условия, что $\Delta P_{кл} \geq \Delta P_{сист} \cdot 0,5$ (приложение А).

Подбираем регулирующий клапан VRB3 $D_y=25$; $k_{vs}=10$ м³/ч. Для управления клапаном, производитель предлагает электроприводы AMV 435, напряжение 24v. Скорость перемещения штока привода 7,5 с на 1мм.

Проведем проверку клапана на

– кавитацию

$$v_{кл} = 354 \cdot \frac{G_{K1}}{D_y} = 354 \cdot \frac{1,53}{25^2} = 0,86 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с} \text{ – верно.}$$

– шум

$$\Delta P_{пред} = 0,9 \cdot Z \cdot (P_{вх} - P_{нас}) = 0,9 \cdot 0,5 \cdot (0,08 - 0,07) = 0,005$$

бар

Произведем подбор циркуляционного насоса. Целесообразно принимать вторую или третью часть от максимального расхода.

$$G_H = \frac{G_{max}}{2 \div 3} = \frac{1,53}{2} = 0,77 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Напор, создаваемый насосом, должен обеспечить циркуляцию теплоносителя через контур калорифера. Потери давления в калорифере, трубах подводки, обратном клапане. $P_{кл1} = 15,2$ кПа (приложение А).

$$P_H = 1,2 \cdot (P_{кл1} + P_{кл}) = 1,2 \cdot (15,2 + 7,6) = 22,8 \text{ кПа}$$

К установке принимаем насос фирмы ALPHA2 25-40 130.

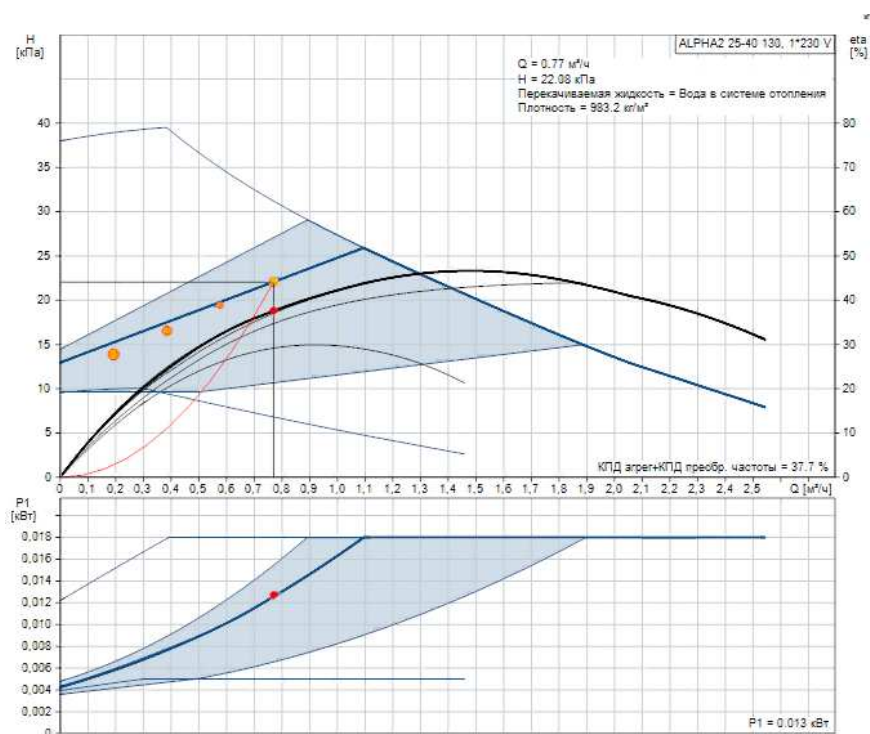


Рисунок 15 – Характеристика насоса ALPHA2 25-40 130

Все данные по подбору запорно-регулирующей арматуры представлены в таблице 14.

Технические характеристики запорно-регулирующей арматуры,
оборудования и материалов для "обвязки" калориферов первой и второй
ступени центрального кондиционера

Таблица 17

Позиция	Калорифер первой ступени подогрева. УР-1	Калорифер второй ступени подогрева. УР-2
1	$F_{ЖВ}=1,59 \text{ м}^2$, DN50, $G=13440 \text{ м}^3/\text{ч}$, $t_H=-39 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_K=13,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $Q=236,34 \text{ кВт}$, $T_1-T_2=95-70 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_B=7975 \text{ л/ч}$, $\Delta P=5,5 \text{ кПа}$	$F_{ЖВ} = 0,55 \text{ м}^2$, DN32, $G=13440 \text{ м}^3/\text{ч}$, $t_H=6 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_K=16 \text{ }^\circ\text{C}$, $Q=45,02 \text{ кВт}$, $T_1-T_2=95-70 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_B=1874 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta P=15,2 \text{ кПа}$
2	Клапан регулирующий сидельный VRB3, DN50, $K_{VS} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=16 \text{ бар}$, $T_{\max}=130 \text{ }^\circ\text{C}$. $\Delta P= 2,7 \text{ кПа}$ Электропривод AMV435, 24v. Скорость перемещения штока привода 7,5 с на 1мм.	Клапан регулирующий сидельный VRB3, DN25, $K_{VS} =$ $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=16 \text{ бар}$, $T_{\max}=130 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta P= 7,6 \text{ кПа}$ Электропривод AMV435, 24v. Скорость перемещения штока привода 7,5 с на 1мм.
3	Насос циркуляционный MAGNA1 25-40 $7,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ /, $9,84 \text{ кПа}$, 230 Вт	Насос циркуляционный ALPHA2 25-40 130 $7,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ /, $22,8 \text{ кПа}$, 230 Вт
4	Клапан обратный DN25, $K_{VS} = 10,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=16 \text{ бар}$, $T_{\max}=110 \text{ }^\circ\text{C}$	Клапан обратный DN25, $K_{VS} = 10,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=25 \text{ бар}$, $T_{\max}=110 \text{ }^\circ\text{C}$
5	Фильтр сетчатый FVR-D, DN50, $K_{VS} = 36 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=25$ бар, $T_{\max}=130 \text{ }^\circ\text{C}$	Фильтр сетчатый FVR-D, DN25, $K_{VS} = 11,2 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=25 \text{ бар}$, $T_{\max}=130 \text{ }^\circ\text{C}$

6	Кран шаровой Jip Premium WW DN50, $K_{VS} = 34 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\text{max}}=40 \text{ бар}$, $T_{\text{max}}=180 \text{ }^\circ\text{C}$	Кран шаровой Jip Premium WWD N25, $K_{VS} = 34 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\text{max}}=40 \text{ бар}$, $T_{\text{max}}=150 \text{ }^\circ\text{C}$
7	Кран шаровой спускной BVR-CDN50, $K_{VS} = 13,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\text{max}}=10\text{бар}$, $T_{\text{max}}=90 \text{ }^\circ\text{C}$	Кран шаровой спускной BVR-CDN25, $K_{VS} = 11,2 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\text{max}}=10\text{бар}$, $T_{\text{max}}=90 \text{ }^\circ\text{C}$
8	Кран шаровой (воздушник) BVR, DN15, $K_{VS} = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\text{max}}=40 \text{ бар}$, $T_{\text{max}}=110 \text{ }^\circ\text{C}$	Кран шаровой (воздушник) BVR, DN15, $K_{VS} = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\text{max}}=40$ бар, $T_{\text{max}}=110 \text{ }^\circ\text{C}$
9	Термостат типа КП 61, IP33, диапазон $-30+15 \text{ }^\circ\text{C}$, 16А, 440В $T_{\text{max}}=120 \text{ }^\circ\text{C}$	Термостат типа КП 61, IP33, диапазон $-30+15 \text{ }^\circ\text{C}$, 16А, 440В $T_{\text{max}}=120 \text{ }^\circ\text{C}$
10	Датчик температуры воды поверхностный ESM-11, IP32, $0-100 \text{ }^\circ\text{C}$.	Датчик температуры воды поверхностный ESM-11, IP32, $0-$ $100 \text{ }^\circ\text{C}$.
11	Датчик температуры воздуха ESMB-12, IP54, $0-100 \text{ }^\circ\text{C}$.	Датчик температуры воздуха ESMB-12, IP54, $0-100 \text{ }^\circ\text{C}$.
12	Реле давления PS-3, диапазон $0,6-6\text{бар}$, 3А, 220В $T_{\text{max}}=70 \text{ }^\circ\text{C}$	Реле давления PS-3, диапазон $0,6-6\text{бар}$, 3А, 220В $T_{\text{max}}=70 \text{ }^\circ\text{C}$

32.

33. 10. Система распределения воздуха в кинотеатре

Перед проведением аэродинамического расчета вычерчиваем расчетную схему воздухораспределения в аксонометрической проекции. Аэродинамический расчет выполняется с целью определения сечений воздуховодов и суммарных потерь давления по участкам основного направления (магистрالی).

Принимаем камеру статического давления, расположенную над потолком второго этажа с воздухораспределителями ДКК.

Ход расчета:

1. На схеме выбираем основное (магистральное) направление, для чего выявляем наиболее протяженную цепочку последовательно расположенных расчетных участков. При равной протяженности магистралей за расчетную принимаем наиболее нагруженную. Производим нумерацию участков магистрали, начиная с участка с меньшим расходом, а затем нумеруем участки ответвлений. На каждом участке указывают расход воздуха L , м³/ч, и длину l , м.

2. Ориентировочную площадь поперечного сечения воздуховода, м², принимаем по формуле

$$F_o = \frac{L}{3600 \cdot V_{рек}}, \quad (43)$$

где: L – расход воздуха на участке, м³/ч; $V_{рек}$ – рекомендуемая скорость воздуха, м/с, $V_{рек} = 5$ м/с.

Ориентируясь на F_o , принимаем площадь сечения стандартного воздуховода $F_{ст}$ и размер диаметра.

3. Фактическую скорость воздуха, м/с, определяем с учетом площади сечения $F_{ст}$ принятого стандартного воздуховода

$$V = \frac{L}{3600 \cdot F_{ст}} \quad (44)$$

4. При определении значения R для круглых воздуховодов необходимо находить значение R при V и d_v . По таблице расчета металлических воздуховодов круглого сечения находим динамическое давление.

5. Потери давления на трение, Па, определяем по формуле

$$\Delta P_{тр} = R \cdot \beta_{ш} \cdot l \quad (45)$$

6. Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений (к.м.с.) на участках $\sum \xi$.

Участок 1

Отвод $90^\circ = 0,35 \cdot 2 = 0,7$;

Внезапное сужение = 0,08;

Конфузор = 0,08;

$\sum \xi = 0,86$.

Участок 2

Внезапное расширение = 0,4;

Конфузор = 0,08;

$\sum \xi = 0,48$.

Участок 3

Внезапное расширение = 0,4;

Тройник = 0,5;

Отвод $90^\circ = 0,35 \cdot 2 = 0,7$.

$\sum \xi = 1,6$.

7. Потери давления в местных сопротивлениях Z , Па, определяют по формуле:

$$Z = \sum \xi \cdot P_d \quad (46)$$

8. Общие потери давления на расчетном участке ΔP , Па, определяют по формуле:

$$\Delta P = R \cdot \beta_{ш} \cdot l + Z \quad (47)$$

Общие потери давления в системе равны сумме потерь в последовательно соединенных участках по магистральному направлению.

Таблица 18 – Аэродинамический расчет

№ участка	Расход воздуха L, м3/ч	Диаметр воздуховода d, м	Длина воздуховода L, м	Скорость движения воздуха U, м/с	Динамическое давление воздуха Рд, Па	Удельная потеря давления на трение PR, Па/м	Потеря давления по всему участку PR*L, Па	Коеффициент местного сопротивления, К	Потери давления на местные сопротивления Рz, Па	Общая потеря давления на участке PR*L+Pz, Па	Суммарные потери, Па
1	1500	0,47	10,00	2,40	3,60	0,17	1,70	0,86	3,10	4,80	4,80
2	9000	0,89	18,00	4,00	10,00	0,25	4,48	0,48	4,80	9,28	14,07
3	11760	0,89	8,00	5,30	17,56	0,44	3,52	1,60	28,09	31,61	45,68
Решетка последняя										58	103,68

34.

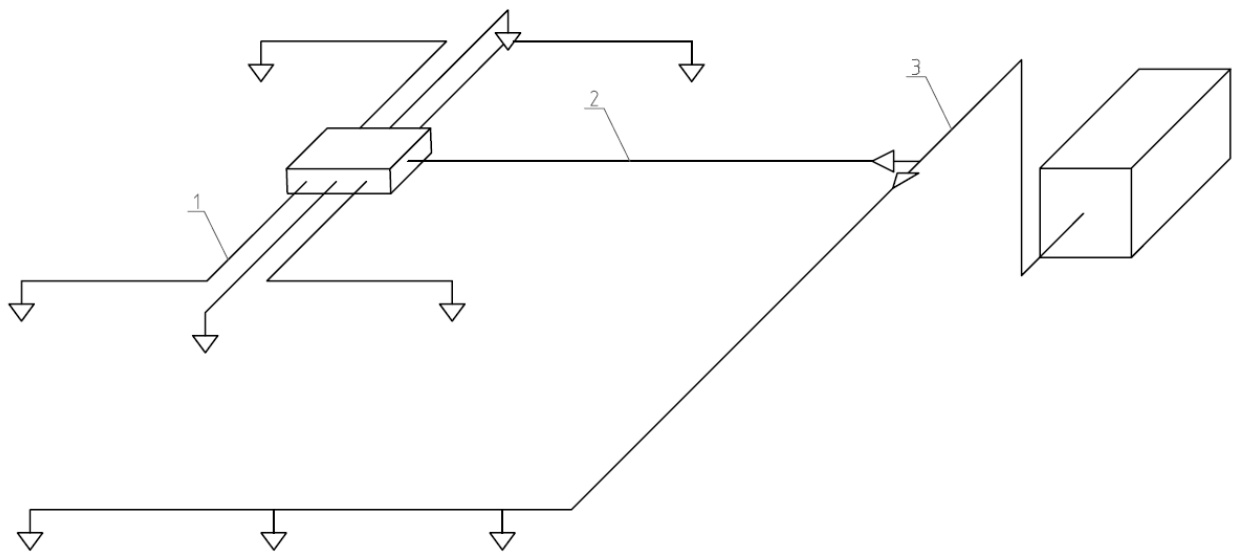


Рисунок 16 – Схема кондиционирования

35.

36. 11. Холодоснабжение

Для снабжения кондиционируемых помещений холодом в зависимости от принятой схемы, применяют компрессорно-конденсаторные блоки (ККБ) или чиллеры. Выбор холодильной машины начинается с определения величины холодильной нагрузки и характера ее изменения во времени. При переменной во времени холодильной нагрузке к установке следует принимать несколько холодильных машин, в том числе и двухконтурных с одинаковыми или различными по производительности компрессорами.

37. 11.1 Выбор холодильной машины

Подбор холодильной машины в соответствии с назначенными опциями, видом хладагента и холодильными нагрузками осуществляется по каталогам фирм производителей.

Для подбора чиллера рассчитаем его производительность по холоду. Нагрузку на чиллер в теплый период примем с учетом потерь в трубопроводах на 15% выше расчетной.

$$Q_{\text{ХМ}} = 1,15 \cdot (Q_{\text{ЦК}} + Q_{\text{Ф}}) = 1,15 \cdot (85330 + 0) = 98129,5 \text{ Вт} \approx 98,1 \text{ кВт} \quad (48)$$

где: $Q_{\text{цк}}$ – холодопроизводительность ЦК, берем по Табл. 11(расход холода за теплый период)

38. 11.2. Подбор чиллера

В соответствии с требуемой холодопроизводительностью примем к установке чиллер SyScroll Air CO S производства компании Systemair.

Технические особенности: холодильная машина серии SyScrollAir CO S работает на хладагенте R 410A. Чиллер– модель с воздушным охлаждением конденсатора.

- 3 исполнения: STD (стандартное), HT (высокотемпературное), HPF (с высоконапорными вентиляторами).
- 2 варианта по уровню шума: BLN(стандартная версия с низким уровнем шума), SLN (с очень низким уровнем шума).
- 6 типоразмеров;
- Спиральные компрессоры;
- Низкое содержание воды в системе.

Все данные чиллера представлены в приложении Б.

39. 11.3. Объем холодоносителя в контуре

Минимальный объем холодоносителя, л, в контуре охлаждения высчитывается по минимальному времени работы компрессора (для спиральных компрессоров 1,5 минуты) и минимальному шагу производительности (работает только один компрессор из четырех установленных).

$$V_{\text{ХН}} = \frac{P \cdot t}{(n \cdot 25 \cdot \Delta T)}, \quad (49)$$

где P – общая холодопроизводительность машины, Вт; n – число шагов производительности компрессора, 2 шага; t – минимальное время работы компрессора, 1,5 минуты; ΔT – разность температур испарителя, 5°C .

Минимальный объем воды в контуре должен быть не менее 3 л/кВт.

$$V_{\text{ХН}} = \frac{98129 \cdot 1,5}{(2 \cdot 25 \cdot 5)} = 589, \text{ л.}$$

Все характеристики чиллера SyScrollAir CO S, размеры, требования к свободному пространству и эксплуатационные ограничения представлены в приложениях В, Г и Д.

По данным таблицы производительность чиллера по холоду зависит от температуры наружного воздуха, в нашем случае расчетная температура наружного воздуха в теплый период $t_{\text{Н}}^{\text{T}} = +26^{\circ}\text{C}$, если принять условие что температура воздуха при охлаждении конденсатора повышается на $+8^{\circ}\text{C}$, тогда на выходе из конденсатора воздух будет иметь температуру $+34^{\circ}\text{C}$. При температуре воды на выходе из ТО чиллера $+5^{\circ}\text{C}$ и температуре воздуха на выходе из конденсатора $+34^{\circ}\text{C}$ находим холодопроизводительность принятого типоразмера чиллера, которая составит $Q_{\text{ч}}^{\text{T}}=98,1$ кВт, что соответствует требуемой нагрузке.

Используя данными приложение Б примем расход холодоносителя (испарителя) через ТО охладителя $G_{\text{ч}}^{\text{T}}=15,7\text{м}^3/\text{ч}$ (4,4 л/с). Учитывая, что в контуре используется 55% раствор пропиленгликоля с удельной

теплоемкостью 3,4 кДж/(кг·К) и плотностью $\rho=1,042$ кг/м³ требуется скорректировать расход холодоносителя при тех же условиях

$$G_{\text{Ж}} = \frac{3,6Q}{c(t_{\text{ЖН}} - t_{\text{ЖК}})\rho}, \quad (50)$$

$$G_{\text{Ж}} = \frac{3,6 \cdot 98129}{3,4(11 - 6)1,042} = 19943, \quad \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Потери давления в ТО определяем, $\Delta P_{\text{ТО}}^T = 17,7$ кПа. Потери увеличатся в среднем на 5-20%. $\Delta P_{\text{ТО}}^T = 1,2 \cdot 17,7 = 21,24$ кПа. Диаметр подводящих труб к ТО ($D_y = 100$ мм).

40. 11.4. Расчет теплообменника

Для обеспечения бесперебойной работы системы холодоснабжения (XC1-XC2) в течении года, второй контур чиллера заполнен 55%-ным водным раствором пропилен гликоля. Температура 6-10 °С. Чиллер устанавливаем на кровле дома культуры (плоская крыша), установка на кровле обуславливает применение раствора пропилен гликоля, для предотвращения замерзания трубок подключения и самого чиллера. Группу циркуляционных насосов, бак-аккумулятор и теплообменник (ТО) размещаем в помещении венткамеры. Теплообменник предназначен для передачи холода (6-10 °С) от чиллера в систему (7-13°С По рис. 6 берем +6 °С.) холодоснабжения центрального кондиционера (XC11-XC21). Расчет теплообменника выполним производителем в программе Ridan.

Холодопроизводительность $Q_x = 98129$, Вт

Расход холодоносителя по контуру чиллера (пропилен гликоль 55%) 6-10°С $G_{\text{ПП}} = 22344 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ (холодная сторона);

Расход холодоносителя по контуру центрального кондиционера (вода)

$$+6С G_{\text{ПП}} = 12534 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \text{ (горячая сторона);}$$

Потери давления холодная сторона 2,96 м.вод.ст.=29,6 кПа=0,3 бар;

Потери давления горячая сторона 0,8 м.вод.ст.=8,042 кПа=0,08 бар;

Внутренний объём холодная сторона 70,15 л;

Внутренний объём горячая сторона 70,15 л.

41. 11.3 Расчет и подбор гидромодуля

В соответствии с ранее выполненными расчетами объём жидкости в контуре чиллера должен быть не менее $V_{\text{ХН}} = 589$ л.

Количество жидкости в ТО чиллера (конденсатор) $V_{\text{К}} = 7$ л.

Количество жидкости в ТО центрального кондиционера $V_{\text{ЦК}} = 70,15$ л.

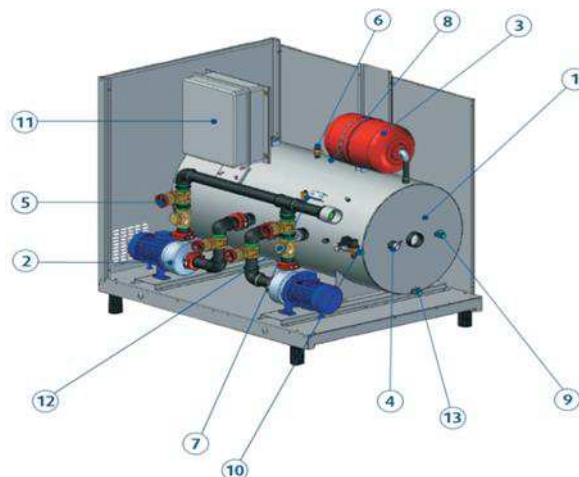
Ёмкость холодопроводов (труб Ду100) протяженностью 20м $V_{\text{Тр}} = 157$ л.

$$\text{Суммарная ёмкость системы } V_{\text{ХС1,2}} = 7 + 70,15 + 157 = 234,15 \text{ л. (71)}$$

Минимальная ёмкость бака-аккумулятора

$$V_{\text{Б}} = V_{\text{ХН}} - V_{\text{ХС1,2}} = 526 - 234,15 = 291,85 \text{ л. (51)}$$

Примем к установке гидромодуль Systemaier НРТ.



1 – аккумулярующая ёмкость (бак-аккумулятор); 2 – насосы; 3 – расширительный бак; 4 – манометр; 5 – запорный вентиль; 6 – предохранительный клапан; 7 – автоматический воздухоотводчик; 8 – ручной воздуховыпускной клапан; 9 – запорный

вентиль подпитки; 10 – вентиль автоматический подпитки; 11 – электрическая панель; 12 – обратный клапан; 13 – выпускной клапан

Рисунок 18 – Схема гидромодуля SystemaierНРТ:

Второй насос в гидромодуле является резервным, который включается в случае поломки первого.

Подбираем модель насоса А. Аккумулирующая ёмкость гидромодуля равна 300 л.

Модель насоса	Аккумулирующая ёмкость		Wsb1	Wsb2	F.L.I.	F.L.A.		Q мин.	Н макс.	Q макс.	Н мин.	Ve
						F.L.A.						
	л	кг				(400/3/50)	(230/3/50)					
А	300	186	216	1,1	2,5	4,3	6	188	24	83	25	
	500	208	238	1,1	2,5	4,3	6	188	24	83	25	
В	300	188	220	1,5	3,2	5,5	6	220	24	122	25	
	500	210	242	1,5	3,2	5,5	6	220	24	122	25	
С	300	188	220	1,5	3,4	5,9	10	170	45	61	25	
	500	210	242	1,5	3,4	5,9	10	170	45	61	25	
D	300	191	225	2,2	4,8	8,3	10	230	45	112	25	
	500	213	247	2,2	4,8	8,3	10	230	45	112	25	
E	300	194	231	3	5,6	9,7	10	230	45	112	25	
	500	215	253	3	5,6	9,7	10	248	45	137	25	
F	750	341	428	3	6,2	10,8	30	191	72	103	25	
	1000	364	455	3	6,2	10,8	30	191	72	103	25	
	1500	513	586	3	6,2	10,8	30	191	72	103	2 x 25	

Рисунок 19 – Технические характеристики гидромодуля Systemaier НРТ

42. 11.3.1 Потери давления в контуре чиллера

Потери давления в конденсаторе при $t_w = +6^\circ\text{C}$

$$\Delta P_K = 17,7 \text{ кПа} = 0,18 \text{ м.вод.ст.}$$

Потери давления в ТО холодная сторона $\Delta P_{TO} = 2,96 \text{ м.вод.ст.}$

Потери давления в трубах и местные потери $\Delta P_{TP} = 5,31 \text{ кПа} = 0,54 \text{ м.вод.ст.}$

Требуемое давление насоса

$$P_H = 1,1(\Delta P_K + \Delta P_{TO} + \Delta P_{TP}) = 1,1(0,18 + 2,86 + 0,54) = 3,94 \text{ м.вод.ст.}$$

Гидромодуль подобран верно.

43. 11.4 Узел регулирования поверхностным воздухоохладителем

При выборе процесса охлаждения и осушения воздуха поверхностным охладителем, необходимо в схему холодоснабжения включить узел регулирования (УР) отпуска холода охладителем и подобрать регулирующий клапан.

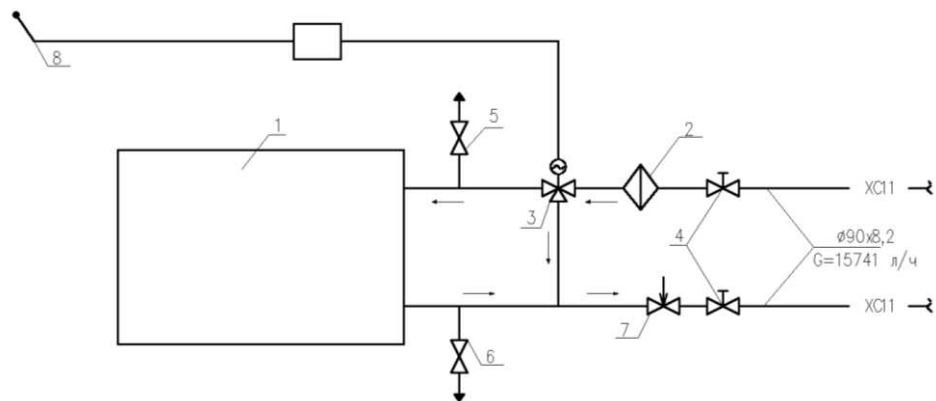
Холодоноситель вода с температурой 7-13°C.

Расход воды $G_w = 15741 \text{ л/ч} = 4,4 \text{ л/с}$.

Потери напора в охладителе $\Delta P_0 = 17,7 \text{ кПа}$.

Трубы холодоснабжения примем полипропиленовые для холодной воды PPRSPN10. Ориентировочно скорость в трубах примем 1,22 м/с. Пользуясь номограммой [18] при расходе 4,4 л/с диаметр трубы $\text{Ø}90 \times 8,2$. Удельные потери $R = 11 \text{ мм/м}$.

Номинальный диаметр DN (диаметр условного прохода) запорной арматуры и фильтра примем по условному диаметру труб $D_y 65$.



1 – воздухоохладитель; 2 – фильтр; 3 – регулирующий клапан трехходовой; 4 – запорная арматура; 5 – воздушник; 6 – дренаж; 7 – балансировочный клапан; 8 – доводчик

Рисунок 20 –Схема узла регулирования воздухоохладителя (УР-3):

Произведем расчет и подбор регулирующего клапана по каталогу фирмы Danfoss.

Рассчитываем пропускную способность регулирующего клапана по формуле

$$k_{vS} = \frac{4,4}{\sqrt{0,5}} = 6,2 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (57)$$

Подбираем регулирующий клапан TRV-3 $D_y=65$; $k_{vS}=63 \text{ м}^3/\text{ч}$. Для управлением клапаном, производитель предлагает электроприводы DN.RU, напряжение 220v. Скорость перемещения штока привода 3 с на 1мм.

Проведем проверку клапана на кавитацию и шум.

$$v_{кл} = 354 \cdot \frac{4,4}{65^2} = 0,37 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с} - \text{верно.}$$

Технические характеристики запорно-регулирующей арматуры

Таблица19

Позиция	Узел регулирования 3(УР-3) к охладителю ЦК
1	$F_{ЖВ}=1,59\text{м}^2$, DN65, $G=11740\text{м}^3/\text{ч}$, $t_H=26^\circ\text{C}$, $t_K=14^\circ\text{C}$, $Q_X=91,8\text{кВт}$, XC11-XC21=7-13°C, $G_B=15741 \text{ л/ч}$, $\Delta P=78,3\text{кПа}$
2	Фильтр сетчатый FVF, DN65, $K_{vS} = 57 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=16\text{бар}$, $T_{\max}=130^\circ\text{C}$
3	Клапан регулирующий сидельный TRV-3DN65, $K_{vS} = 65 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=25 \text{ бар}$, $T_{\max}=200^\circ\text{C}$. Электропривод DN.RU 220В. Скорость перемещения штока привода 3 на 1мм.
4	Краншаровой BVR DN65, $K_{vS} = 476 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=40 \text{ бар}$, $T_{\max}=180^\circ\text{C}$
5	Краншаровой (воздушник) BVR, DN32, $K_{vS} = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=40\text{бар}$, $T_{\max}=110^\circ\text{C}$
6	Краншаровой спускной BVR-CDN65, $K_{vS} = 470 \text{ м}^3/\text{ч}$, $P_{\max}=10\text{бар}$, $T_{\max}=90^\circ\text{C}$

44. 12 Гидравлический расчет систем центрального кондиционирования

В проекте следует разработать две системы холодоснабжения. Система передачи холода ХС1-ХС2 от чиллера до теплообменника, система ХС11-ХС21 от теплообменника до охладителя центрального кондиционера (второй контур).

Система ХС1-ХС2 заполнены 55% раствором пропилен гликоля с температурой 6-11°C, трубы стальные электросварные (первый контур). Система ХС11-ХС21 заполнена водой с температурой 8-13°C, трубы из полипропилена PN10 (второй контур).

Гидравлический расчет

Таблица 20

№ участка	G, кг/ч	L, м	v, м/с	D, мм	R, Па/м	R·l, Па	$\sum \xi$	Z*	Rl+Z	ΔH , Па	ΔH , бар
Калорифер 1-го подогрева											
	7375	41	0,914	50	220	9020	-	315 7	12177	12177	
ΔP_{Φ}									6000	18177	
$\Delta P_{\text{КЛ}}$									2700	20877	0,2
$\Delta P_{\text{КЛБ}}=8-7-0,2=0,8$ бар											
Калорифер 2-го подогрева											
	1474	43	0,69	25	300	1290 0	-	451 5	17415	17415	
ΔP_{Φ}									100	17515	
$\Delta P_{\text{КЛ}}$									7600	31115	0,31

$\Delta P_{\text{КЛБ}}=8-7-0,31=0,69$ бар											
XC11-XC21 (от ТО к охладителю)											
	15741	20,5	0,852	65	110	2255	-	790	3045	3045	
ΔP_{Φ}									20000	23045	
$\Delta P_{\text{ТО}}$									29571	52616	
$\Delta P_{\text{ОХ}}$									17700	70316	0,7
л											
Примечание:											
*-потери на местные сопротивления рассчитываем через доли потерь по таблице П.21 [7]											

Подбираем балансировочные клапаны:

– Калорифер 1-го подогрева

Пропускная способность клапана равна

$$k_{vS} = \frac{7,6}{\sqrt{0,8}} = 8,5 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Подбираем балансировочный клапан $USVD_y = 40$; $k_{vS} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$ и настраиваем его на давление 0,8 бар.

– Калорифер 2-го подогрева

Пропускная способность клапана равна

$$k_{vS} = \frac{1,53}{\sqrt{0,69}} = 1,8 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Подбираем балансировочный клапан $USVD_y = 20$; $k_{vS} = 2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и настраиваем его на давление 0,69 бар.

Произведем подбор циркуляционного насоса для второго контура.

Циркуляционный насос второго контура должен обеспечить циркуляцию расчетного количества холодоносителя в системе XC11-XC21 с учетом потерь давления в системе.

Давление, создаваемое насосом, должно быть равно, м.в.ст.

$$\Delta P_H = 1,1 \cdot (17,7 + 29,6) = 47,3 \text{ кПа} = 4,8 \text{ м. в. ст.}$$

Расход насоса равен, м³/ч

$$G_H = 1,1G_{XC} = 1,1 \cdot 15741 = 17315 \text{ кг/ч} = 17,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Примем к установке насос MAGNA3 40-120 F. Подбор произведен по программе Grundfos Product Center.

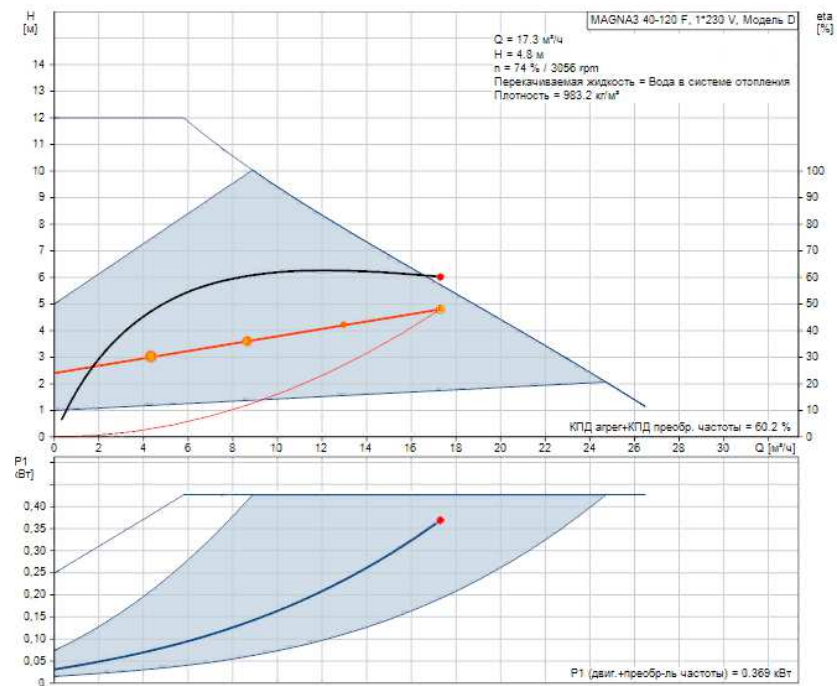


Рисунок 21 – Характеристика насоса MAGNA3 40-120 F

45.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения работы достигнута главная цель – проектирование системы кондиционирования и холодоснабжения здания.

Для достижения цели были решены следующие задачи:

- рассчитано параметры приточного и удаляемого воздуха;
- разработана схема воздухообмена помещений;
- подобрано необходимое оборудование.

В разделе приложений представлено описание технического оборудования и систем, а также указаны рабочие характеристики холодильных установок.

46. СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. Введ.01.01.2013. - Москва: Минрегион России, 2012. – 76с.
2. СП 131.13330.2018 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*. Введ.01.01.2013. - Москва: Минрегион России, 2012. – 108 с.
3. ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. Докипедия: ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. - Взамен ГОСТ 30494-96; введ. 01.01.2013. - Москва: МНТКС,2013. – 20 с.
4. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03 "Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий" (с изменениями на 15 марта 2010 года). – введ. 15.06.2003. – Москва:ГГСВ РФ, 2010. – 26 с.
5. Титов, В. П.Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: учеб. пособие для вузов / В. П. Титов, Э. В. Сазонов и др. – М: Стройиздат, 1985. – 208 с.
6. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91Расчет поступления теплоты солнечной радиации в помещения.-введ. 01.01.1993.- Москва: Промстройпроект, 1993. – 34с.
7. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2. / Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. – М: Стройиздат, 1992. – 416 с.
8. Белова, Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях / Е. М. Белова. – М: Евроклимат, 2006. – 640 с.

9. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. в 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция. В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов. Под общ. ред. В. Н. Богословского. - Москва: Стройиздат, 1976. – 439 с.
10. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91 Расчет и распределение приточного воздуха.-введ. 01.01.1993.- Москва: Промстройпроект, 1993. – 48с.
11. Воздухораспределители компании "Арктос". Указания к расчету и практическому применению / Москва: Арктос, 2008. – 218 с.
12. В. И. Панфилов, В. К. Шмидт. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение [Электронный ресурс]- учеб.-метод. пособие по выполнению курсового проекта. - Красноярск: Сиб. федер. ун-т. 2019. – 121 с.
13. СП 118.13330.2012* Общественные здания и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 31-06-2009 (с Изменениями N 1, 2). - Введ.09.01.2014. - Москва: Минрегион России, 2014. – 71 с.
14. СНИП-12-77 «Защита от шума» Госстрой СССР, 1977. – 133 с.
15. ГОСТ 21.602-2016 Система проектной документации для строительства (СПДС). Правила выполнения рабочей документации систем отопления, вентиляции и кондиционирования; введ. 01.07.2017. – Москва: Стандартинформ, 2017. – 31 с.
16. АЗ-804 Руководство по расчету воздуховодов из унифицированных деталей. - Москва: ГПИ Проектпромвентиляция, 179. – 206 с.
17. Богословский, В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: учебник для вузов / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л.В. Петров; под ред. В. Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с
18. СП 40-101-96. Проектирование и монтаж трубопроводов из полипропилена Рандом сополимер.-введ. 04.09.1996.- Москва: ГУП ЦПП, 1997 – 33 с.
19. СТО 4.2-07-2014 Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности.-Введ.22.12.2014.- Красноярск: ИПК СФУ, 2014. – 60 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Технические данные на приточную установку от производителя

Технические данные

Типоразмер	PR 160	Корпус	
Расход приточ. возд. вн.	11760 м ³ /h	Толщина мет. листа	1.0 мм нар. / 0.8 мм
Тип агрегата	3.27 м ³ /s	Внутр. лист	Оцинков. сталь
покрытием	Внутрен. установки	Наруж. лист	С эмалевым
Высота над ур.м.	0 м	Крепеж	Оцинков. сталь
Velocity in air tunnel кг/м ³ ?)	2.06 м/s	Изоляция	Минерал. вата (35 / 50 мм



Energy Efficiency Class : D

Классификация по EN 1886

Прочность корпуса : класс 2A - D1 (PR & TR)

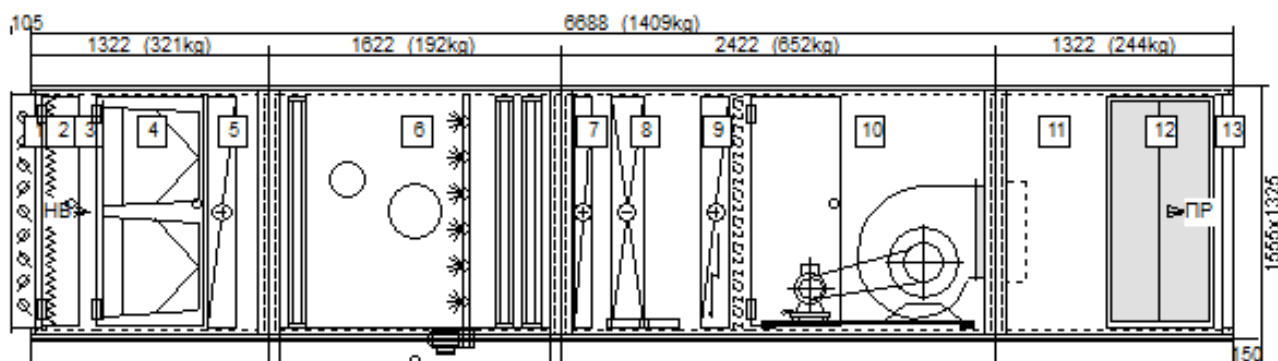
Теплоизоляция : класс T2(PR) / T4(TR)

Герметич. Корпуса : класс B/B - L2/L2 (PR & TR) / TB3(TR)

Тепловые мостики : класс TB2(PR) /

Утечки на фильтре : класс F9 (PR & TR) / 04.12.068(PR) / 07.01.337(TR)

Сертификат EUROVENT №



Вид сбоку

Агрегат в комплекте с Опорн. рама выс.150 мм (оцинков. сталь)

Торговая цена: 24611 Евро

Транспорт. Секция 1 Длина: 1322 мм Вес: 321 kg**(1) Секция смешения**

<i>Наружный воздух</i>		<i>Наруж. клапан на полную фронт. панель</i>		<i>Стандарт.</i>	
Мак. расх. возд.	11760	m ³ /h	Падение давления	7	Pa
момент	11.9	Nm			Крут.
	3.27	m ³ /s			

(2) Фильтр с Дверца

<i>Характеристики</i>		<i>Производительность</i>		<i>Размер и кол-во</i>	
Тип	Синтетич. плоский	Расход воздуха			
11760	m ³ /h	592 x 592	4		
Класс	G4	3.267		m ³ /s	
Площадь поверх.	1.486	m ²	Конеч.		
давление	150	Pa	Расчет.		
давление		96	Pa		

(3) Пустая секция 100мм**(4) Фильтр** с Дверца

<i>Характеристики</i>		<i>Производительность</i>		<i>Размер и кол-во</i>	
Тип	Карманный ф.	Расход воздуха	11760	m ³ /h	592 x 592 4
Класс	F5	3.267		m ³ /s	
Площадь поверх.	1.486	m ²	Конеч.		
давление	200	Pa	Расчет.		
давление		124	Pa		

(5) Воздуонагреватель

<i>Характеристики</i>		<i>Производительность</i>		<i>Энергоноситель</i>		
Тип	Теплообменник	Расход воздуха				
11780	m ³ /h	Тип	Вода			
Материал	Cu/Al	3.267	m ³ /s	Гликоль	0	%
Фронт. скорость	2.6	m/s	Вход. воздух	-39/74	°C/%г.Н.	t
вход./выход.	150/70	°C				
Площадь поверхн.	1.28	m ²	Выход.			
воздух	13.5/1	°C/%г.Н.	Расход	7375	l/h	
Ряды/ходы	4/48	Коэф.				
безопасн.	86	%	Скорость	0.7	m/s	
Расст. м. ребр.	2.5	mm	Полная произв.	208.6	kW	Потеря напора 5.5 kPa
Соединения	DN50	Падение давл.	69	Pa	Мин. температ.	0 °C

Транспорт. Секция 2 Длина: 1622 мм Вес: 192 kg**(6) Увлажнитель**

<i>Увлажнитель</i>		<i>Производительность</i>		<i>Энергоноситель</i>		
Тип	Ороситель	Расход воздуха	11760	m ³ /h	Тип	Вода
	Стандарт.	3.267		m ³ /s	t вход./выход.	8 °C
	Эффектив.	Вход. воздух	13.5/5	°C/%г.Н.	Расход	
	4324	l/h				

Фронт. скорость насоса	2.1	m/s	Выход. воздух	8/42	°C/%г.Н.	Мощность
Площадь поверхн. %	0.55	kW	Эффективность	55		
	1.59	m ²	Падение давл.	61	Pa	

Транспорт. Секция 3 Длина: 2422 mm Вес: 652 kg

(7) Воздухонагреватель

Характеристики		Производительность		Энергоноситель		
Тип	Теплообменник	Расход				
воздуха	11760	m ³ /h	Тип	Вода		
Материал	Cu/Al		3.267	m ³ /s	Гликоль	0 %
Фронт. скорость	2.6	m/s	Вход. воздух	5.5/60	°C/%г.Н.	t
вход./выход.	95/70	°C				
Площадь поверхн. воздух	1.28	m ²	Выход.			
Ряды/ходы	16/30	°C/%г.Н.	Расход	1474	l/h	
безопасн.	1/7	Коэф.	Скорость	0.9	m/s	
Расст. м. ребр.	120	%	Полная произв.	41.7	kW	Потеря напора 15.2 kPa
Соединения	2.5	mm	Падение давл.	16	Pa	Мин. температ. 0 °C
	DN25					

(8) Воздухоохладитель

Характеристики		Производительность		Энергоноситель		
Тип	Теплообменник	Расход				
воздуха	11760	m ³ /h	Тип	Вода		
Материал	Cu/Al		3.267	m ³ /s	Гликоль	0 %
Фронт. скорость	2.6	m/s	Вход. воздух	26/55	°C/%г.Н.	t
вход./выход.	7/12	°C				
Площадь поверхн. воздух	1.28	m ²	Выход.			
Ряды/ходы	11/98	°C/%г.Н.	Расход	15741	l/h	
безопасн.	8/68	Коэф.	Скорость	1	m/s	
Расст. м. ребр.	0	%	Полная произв.	91.8	kW	Потеря напора 17.7 kPa
Соединения	2.5	mm	Явная произв.	58.1	kW	Мин. температ. 0 °C
	DN65		Конденсация	53.6	l/h	
			Падение давл.	257	Pa	

(9) Воздухонагреватель

Характеристики		Производительность	
Тип	Эл. калорифер	Расход воздуха	11760 m ³ /h
Фронт. скорость	2.5	m/s	3.267 m ³ /s
Площадь поверхн. воздух	1.33	m ²	Вход.
Ступени	10/90	°C/%г.Н.	
	2	Выход. воздух	16/60 °C/%г.Н.
		Полная произв.	24 kW
		Падение давл.	35 Pa

Аксессуары - 1x Отражатель вниз по потоку (оцинк. сталь)

(10) Приточный вентилятор с Дверца

Вентилятор	Электродвигатель	Производительность
Типоразмер	ADH 400 L	Rated Power 5.5 kW
		Расход воздуха 11760

m ³ /h	Стандарт	Напряжение	400/690V-3ph-50Hz	3.267					
Лопатки 690.4	Загн. вперед Pa	Класс защиты	IP55 Стандарт	Пад. давл. в агр.					
Виброизоляторы	Резиновые	Тепловая защита	РТО	Внешнее					
давление	89.6	Pa							
Скорость	1120	об/мин	Rated Speed 1455	об/мин Динам.					
давление	96	Pa							
Эффективность	63	%	Rated Current 11.4	A Общее					
давление	876	Pa							
Shaft power	4.55	kW	Потреб.						
мощность	6.35	kW	SFP4	1944 W/(m ³ /s)					
<i>Уровень шума</i>	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	Полн.
Lw воздухов. вверх по п.	82 dB	87 dB	82 dB	82 dB	81 dB	79 dB	77 dB	72	
dB	86 dB(A)								
Lw воздухов. вниз по п.	84 dB	89 dB	84 dB	83 dB	81 dB	79 dB	77 dB	72	
dB	87 dB(A)								
Lw корпуса	66 dB	68 dB	57 dB	57 dB	52 dB	53 dB	45 dB	33 dB	60 dB(A)
Lp*	49 dB	51 dB	40 dB	40 dB	35 dB	36 dB	28 dB	16 dB	43 dB(A)
Lw Наружный воздух	78.4 dB	81.8 dB	75.3 dB	73.8 dB	71.8 dB	69.5 dB	64.3 dB	58.8	
dB	77 dB(A)								
Lw Приточный воздух	78.9 dB	81.9 dB	72.9 dB	65.9 dB	58.9 dB	59.9 dB	59.9 dB	60.9	
dB	71 dB(A)								
*Ур. зв. давл.. рассч. на расст. 2м в усл. св. простр.									

Транспорт. Секция 4 Длина: 1322 mm Вес: 244 kg

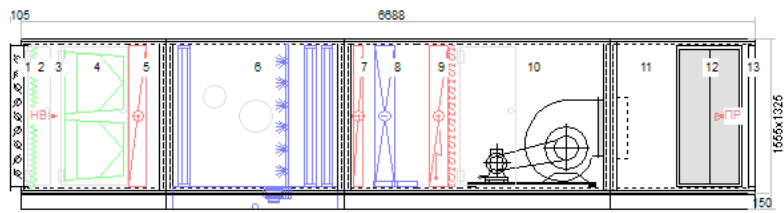
(11) Диффузор 500mm

(12) Шумоглушитель

Ширина разделит. воздуха	200	mm	Кол-во разделит.	4	Ск.			
Длина разделит.	600	mm	Потеря давл.	25	Pa			
<i>Уровень шума</i>	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
Затухание	5	7	11	17	22	19	17	11

(13) Выход воздуха

Приточный воздух	Полное отверстие во фронт. панели							
Мак. расх. возд.	11760	m ³ /h						
	3.27	m ³ /s						



Вид сбоку

Wesper®

№ праймж.:

Код агрегата:

Заказчик:

Утверждено заказчиком

Дата

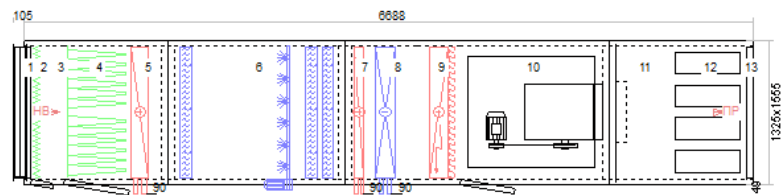
Типоразмер

Проект:

Подпись и печать

17.01.2021

PR 160



Вид сверху

Wesper®

№ праймж.:

Код агрегата:

Заказчик:

Утверждено заказчиком

Дата

Типоразмер

Проект:

Подпись и печать

17.01.2021

PR 160

47. ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Технические характеристики SyscrollAir CO 105 S

Технические характеристики - модели SysScroll Air CO_ - (STD-HT-HPF)

Модели со стандартными вентиляторами и вентиляторами, выдерживающими высокие температуры и давление

Модель		85	95	105	120	135
Номинальная холодопроизводительность ¹	кВт	84,2	93,2	104,6	118,6	132,1
Мощность потребления ¹	кВт	27,2	31,5	37,7	42,0	47,6
EER ¹		3,09	2,96	2,77	2,82	2,78
Класс энергопотребления		B	B	C	C	C
EER 75%		3,56	3,58	3,39	3,49	3,38
EER 50%		4,15	4,74	4,33	4,30	4,38
EER 25%		4,22	4,94	4,45	4,39	4,50
ESEER		3,94	4,35	4,00	4,01	4,03
EER*		3,18	3,04	2,76	2,84	2,80
ESEER*		4,03	4,43	3,96	4,03	4,00
EER**		2,80	2,73	2,58	2,72	2,68
ESEER**		3,66	4,11	3,81	3,90	3,90
Кол-во контуров хладагента		2	2	2	2	2
Ступени регулирования производительности	%	50-100	43-100	50-100	44-100	50-100
Компрессор						
Кол-во / Тип		2 / Спиральный				
Количество ступеней нагрузки		0/100	0/100	0/100	0/100	0/100
Испаритель						
Кол-во / Тип		1 / Пластинчатый				
Расход воды	м ³ /ч	14,5	16,0	18,0	20,4	22,7
Падение давления	кПа	26	32	28	22	19
Объем воды	л	7	7	8	11	13
Нагреватель для защиты от замерзания	Вт	130				
Конденсатор с воздушным охлаждением						
Количество теплообменников		2				
Общая площадь лицевой поверхности каждого теплообменника	м ²	2,4			3,1	
Вентиляторы						
Количество вентиляторов		2				
Номинальная скорость	об/мин	690	690	900	900	900
Общий расход воздуха	м ³ /ч	34.000	34.000	44.000	44.000	44.000
Общая мощность потребления	кВт	2,4	2,4	3,4	3,4	3,4
Общая мощность потребления*	кВт	1,6	1,6	3,0	3,0	3,0
Общая мощность потребления**	кВт	3,0	3,0	5,2	5,2	5,2
Внешнее статическое давление	Па	0 или 120 Па**				
Подвод воды (испаритель)						
Тип		Трубная газовая резьба, наружная				
Диаметр впускного/выпускного отверстий	дюйм	2"1/2 / 2"1/2				
Подвод воды (пароохладитель)						
Тип		Трубная газовая резьба, наружная				
Диаметр впускного/выпускного отверстий	дюйм	1" / 1"				
Вес						
Транспортировочный	кг	708	779	858	908	946
Рабочий	кг	715	786	867	919	959
Дополнительный вес						
Модели HT-HPF	кг	20	20	20	20	20
Модели с пароохладителями	кг	12	12	13	13	13
Размеры						
Длина	мм	3000			3500	
Ширина	мм	1100				
Высота	мм	2250				
Акустические характеристики						
Уровень звуковой мощности ²	дБ(А)	84	84	88	88	88
Уровень звукового давления на расстоянии 10 м ³	дБ(А)	52	52	56	56	56

¹ Значения приведены при температуре охлажденной воды на выходе 7°C и температуре воздуха на выходе из конденсатора 35°C в соответствии со стандартом EN14511.

² Акустические характеристики указаны при полной нагрузке машины. Уровень звуковой мощности указан в соответствии со стандартом ИСО 3744.

³ Значения уровней звукового давления приведены в соответствии со стандартом ИСО 3744 для расстояния измерения в форме параллелепипеда.

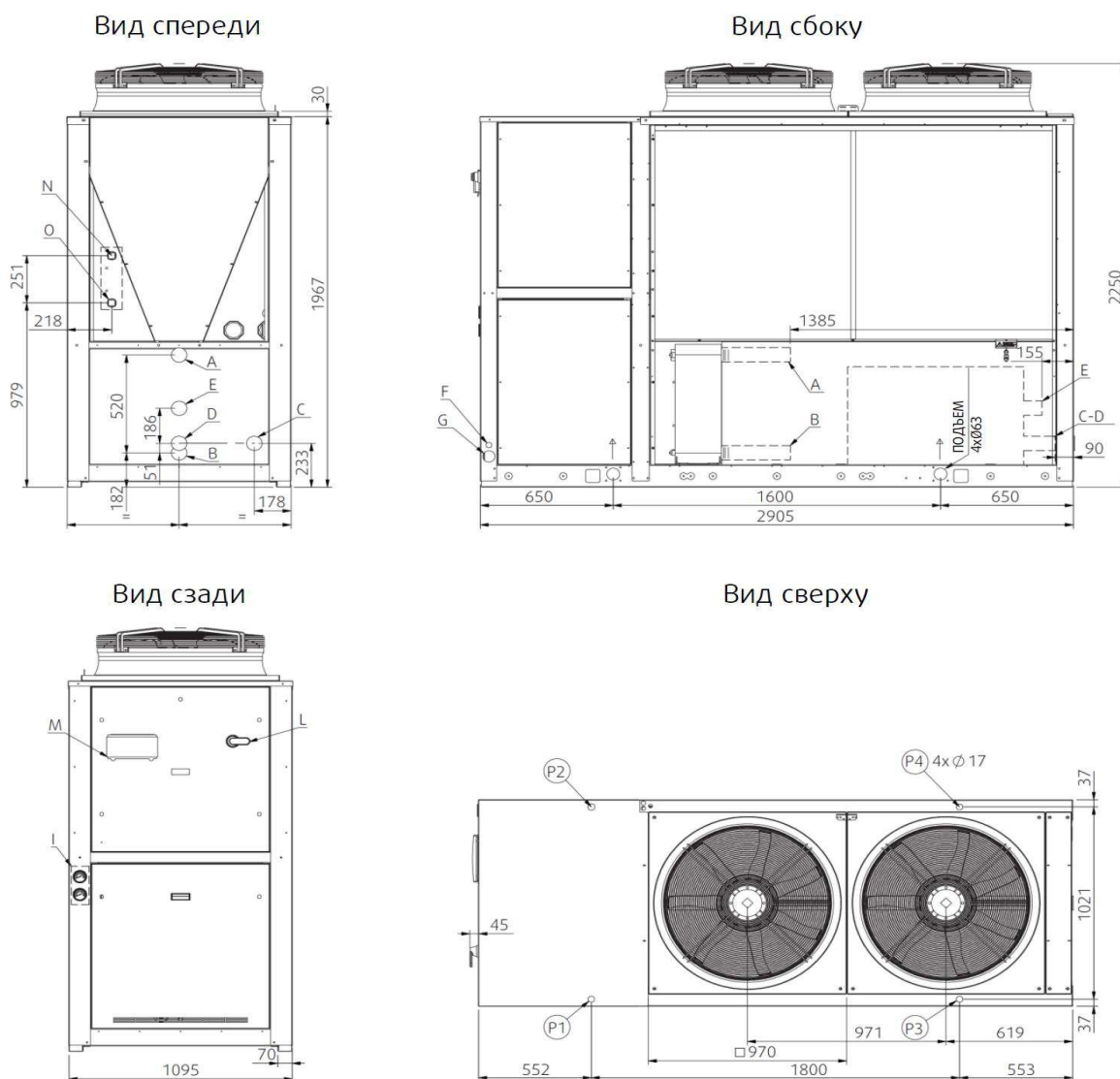
* Машины для работы при высоких температурах (модель HT) с инверторными вентиляторами.

** Машины с вентиляторами высокого статического давления (модель HPF).

48. ПРИЛОЖЕНИЕ В

Габаритные размеры Syscroll CO 105 S

Размеры холодильной машины SyScroll 85-105 Air



ПРИМЕЧАНИЯ

A B C D E Подключение к водопроводу через соединение с наружной газовой резьбой 2" 1/2

F Доп. электролинии

G Электропитание

I Комплект датчиков (доп. компоненты)

L Главный выключатель

M Кнопки управления / дисплей

ОПЦИИ

N Впуск воды пароохладителя Ø1", наружная газовая резьба

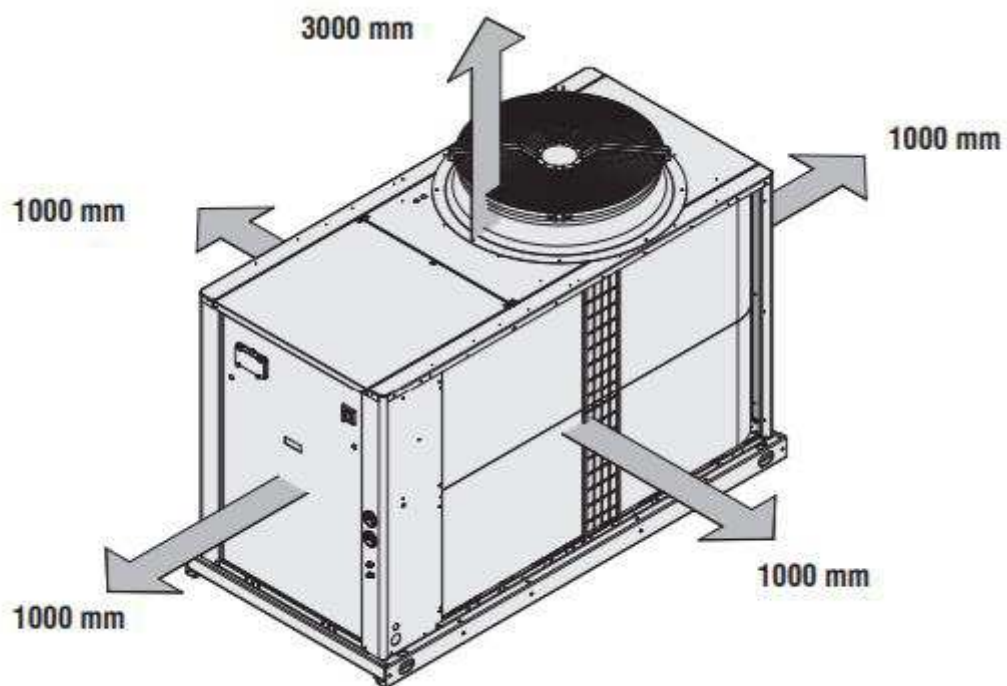
O Выпуск воды пароохладителя Ø1", наружная газовая резьба

Точки P1, P2, P3, P4 - виброизолирующие опоры

Комплектация гидр. контура	Впуск воды	Выпуск воды
Стандарт	A	B
1P	C	B
2P	D	B
1PT	C	E
2PT	D	E

49. ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Требования к установке по свободному пространству



50. ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Рабочие характеристики холодопроизводительности

Модель	Темп. воды на выходе °С	Темп. воздуха на выходе из конденсатора °С							
		25		30		32		35	
		Холодопроизв.	Мощность потребления*	Холодопроизв.	Мощность потребления*	Холодопроизв.	Мощность потребления*	Холодопроизв.	Мощность потребления*
		кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
85	5	88,5	19,9	84,2	21,9	82,4	22,8	79,6	24,1
	7	94,1	20,2	89,6	22,3	87,7	23,2	84,7	24,5
	9	100,0	20,6	95,1	22,7	93,1	23,6	89,9	24,9
	11	106,0	20,9	100,9	23,1	98,8	24,0	95,4	25,4
	13	112,4	21,2	106,9	23,5	104,6	24,4	101,1	25,8
	15	118,9	21,5	113,2	23,9	110,7	24,8	107,0	26,3
	18	129,2	22,0	122,9	24,5	120,2	25,5	116,1	27,0
95	5	98,6	22,9	93,5	25,2	91,4	26,1	88,1	27,7
	7	104,9	23,4	99,5	25,6	97,3	26,6	93,8	28,2
	9	111,4	23,8	105,7	26,1	103,4	27,1	99,7	28,7
	11	118,2	24,3	112,2	26,7	109,7	27,7	105,8	29,3
	13	125,3	24,8	118,9	27,2	116,2	28,2	112,2	29,9
	15	132,6	25,3	125,8	27,8	123,0	28,8	118,7	30,5
	18	144,0	26,1	136,6	28,7	133,6	29,7	128,9	31,4
105	5	110,9	26,6	105,3	29,9	102,9	31,3	99,2	33,6
	7	117,8	26,9	111,7	30,2	109,2	31,7	105,3	33,9
	9	124,9	27,2	118,3	30,6	115,7	32,0	111,5	34,3
	11	132,2	27,6	125,2	30,9	122,3	32,4	117,9	34,7
	13	139,7	27,9	132,2	31,2	129,1	32,7	124,4	35,1
	15	147,5	28,2	139,4	31,6	136,1	33,1	131,0	35,4
	18	159,3	28,7	150,4	32,1	146,7	33,6	141,3	36,0
120	5	124,6	30,8	117,9	34,5	115,1	36,2	110,8	38,8
	7	132,5	31,2	125,3	35,0	122,3	36,7	117,7	39,3
	9	140,6	31,6	132,9	35,5	129,7	37,1	124,8	39,8
	11	148,9	32,1	140,8	36,0	137,4	37,7	132,2	40,3
	13	157,6	32,6	148,9	36,5	145,3	38,2	139,8	40,9
	15	166,6	33,1	157,3	37,1	153,5	38,8	147,6	41,5
	18	180,4	34,0	170,3	37,9	166,1	39,7	159,7	42,4
135	5	140,9	34,4	132,9	38,6	129,6	40,4	124,5	43,3
	7	149,8	35,0	141,3	39,2	137,8	41,0	132,3	44,0
	9	159,0	35,6	150,0	39,8	146,3	41,7	140,5	44,7
	11	168,5	36,2	159,0	40,5	155,1	42,4	149,0	45,4
	13	178,5	37,0	168,4	41,3	164,2	43,2	157,7	46,2
	15	188,7	37,7	178,0	42,1	173,6	44,0	166,8	47,0
	18	204,7	38,9	193,1	43,3	188,3	45,3	180,9	48,3

