

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Факультет машиностроения
Кафедра «Мехатроника и автоматизация»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой, к.т.н., доцент

_____ В.Р. Гасияров

_____ 20__ г.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ 27.04.04.2020.228 ПЗ (ВКР)

Разработка и исследование системы управления энергообеспечением
промышленного здания

Нормоконтролер
Преподаватель

_____ О.А. Гасиярова

Руководитель работы
к.т.н., доцент

_____ С.М. Андреев

Консультант по проверке ВКР на
оригинальность
Ст. преподаватель

_____ С.С. Воронин

Автор работы
студент группы П-263

_____ П.А. Мочалкин
_____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Мочалкин П.А. Разработка и исследование системы управления энергообеспечения промышленного здания. – Челябинск: ЮУрГУ, П-263; 2020, 91 с., 28 илл., библиогр. список – 13 наим., 1 прил.

В работе проводится анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов. Определяется, какое количество тепловой и электрической энергии будет сэкономлено при установке теплообменника утилизатора, теплонасосной установки и при их совместной установке. Проводится сравнение полученных схем утилизации теплоты с целью выбора наиболее предпочтительной с точки зрения энергетической эффективности.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ.....	8
1.1 Теплотери через ограждающие поверхности.....	12
1.2 Расчет инфильтрации наружного воздуха и расчет теплоты, требуемой на его подогрев.....	17
1.3 Определение величины ветрового давления	18
1.4 Определение количества инфильтрующегося воздуха.....	20
1.5 Инфильтрация через окна.....	23
1.6 Определение количества теплоты, необходимой для нагрева инфильтрующегося воздуха	24
2 РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ ВЕНТИЛЯЦИИ.....	29
2.1 Определение расходов воды через отдельные элементы внутреннего водопровода здания	36
2.2 Расчет системы ГВС	41
2.3 Гидравлический расчет	48
2.4 Разработка функциональной схемы автоматизации.....	50
2.4.1 Выбор датчиков.....	51
2.4.2 Выбор исполнительных элементов.....	55
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА НА ПРОЦЕСС УВЛАЖНЕНИЯ.....	63
4 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ.....	67
4.1 Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов без энергосберегающих мероприятий.	67
4.2 Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов в теплообменниках-утилизаторах	72
4.3 Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов в теплонасосной установке	76
4.4 Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов с одновременным использованием теплообменника-утилизатора и теплонасосной установки.	81
4.5 Техничко-экономический анализ систем вентиляции	83

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	86
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	87
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	89

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

В настоящее время проблемы энергосбережения, как в России, так и во всем мире являются актуальными, так как наблюдается рост потребления различных видов энергоресурсов и, соответственно, рост цен на энергоносители. Проблема повышения энергетической эффективности остро стоит и в системах вентиляции жилых, общественных и промышленных зданиях. Использование низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов представляет собой перспективное направление в экономии энергоносителей. Существует много разных видов повторного использования теплоты, таких как рециркуляция воздуха, рекуперация теплоты вентиляционных выбросов.

В данной работе рассмотрены системы вентиляции воздуха с применением разных вариантов рекуперации теплоты, таких как использование теплонасосной установки и теплообменника-утилизатора.

Однако следует так же отметить, что немаловажное значение при рассмотрении систем вентиляции имеет состояние микроклимата в помещениях. Микроклимат в помещениях играет очень важную роль, так как он поддерживает максимально комфортные условия для работников и, тем самым, повышая их работоспособность. Основными критериями, поддерживаемые в помещении, являются температура, относительная влажность и скорость воздуха, так как именно эти параметры оказывают наибольшее влияние на человека. Поэтому в расчете уделяется особое внимание параметрам воздуха в помещении.

Стоит так же учитывать, что использование теплоты удаляемого воздуха благоприятно сказывается на состоянии окружающей среды, т.к. при сокращении теплотребления от внешних источников, уменьшается расход топлива на теплогенерирующих станциях.

Целью работы является анализ условий эффективного использования теплоты вентиляционных выбросов в системах вентиляции на основе технико-экономического исследования.

Решаемые задачи:

1. Определение параметров воздуха в промышленном помещении и его расход для эффективной вентиляции рабочей зоны.
2. Определение затрат тепловой энергии, с учетом использования теплоты вентиляционных выбросов.
3. Определение затрат на выработку добавочной электроэнергии на привод приточно-вытяжных вентиляторов, вызванное увеличением суммарных гидравлических сопротивлений.
4. Сравнительный технико-экономический анализ показателей систем.
5. Определение наиболее экономически эффективной системы.

1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ

Исходные данные

Наружные параметры здания А,Б,Н: 90x24x10 м.

Город: Барнаул.

Условия труда: II-Б.

Расположение продольной оси здания: С-Ю.

Количество людей, работающих в смену: $n_{\text{л}} = 75$ чел.

Установленные в цеху электродвигатели и их мощность: $n_{\text{д}} = 8$; $N = 15$ кВт.

Установленные теплообменные аппараты и их тепловая мощность:

$$n_{\text{та}} = 8; M = 15 \text{ кВт.}$$

Влаговыведение: $\Delta D_{\text{изб}} = 39 \frac{\text{кг}}{\text{час}} = 0,01083 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 10,83 \frac{\text{г}}{\text{с}}$

Газовыведение и тип газа: $\Delta G_{\text{изб}} = 0,05 \frac{\text{г}}{\text{с}}$; Толуол.

Предельно допустимая концентрация толуола: $C_{\text{пдк}} = 50 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$

В данном производственном помещении работают 75 человек и для поддержания их максимальной работоспособности необходимо тщательно следить за микроклиматом помещения. Так как условия и параметры воздуха в помещении сильно влияют на самочувствие человека, что в свою очередь непосредственно связано с его работоспособностью.

Следовательно, необходимо поддерживать определенную температуру, влажность и скорость воздуха в производственном помещении таким образом, чтобы по всему объёму помещения воздух мог циркулировать и при необходимости удалять, если он загрязнен вредными газами.

Большое значение имеет так же категория работ, применяемая для вида деятельности в помещении. В данной работе будет рассматриваться категория работ II-Б: «средней тяжести физические работы, ... связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10кг» [1].

В соответствии с ГОСТ 12.1.005-88, представленном в таблице 1.1, определяем температуру воздуха в рабочей зоне, учитывая категорию работ.

Таблица 1.1. Значения расчетной температуры, скорости и относительной влажности воздуха на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений (ГОСТ 12.1.005-88)

Период года при температуре наружного воздуха $t_n, ^\circ\text{C}$	Категория работ	Оптимальная норма на постоянных и непостоянных рабочих местах			Допустимая норма			
					Температуры, $^\circ\text{C}$ на рабочих местах:		Максимальная скорость воздуха $W_{вр}^{доп}, \text{м/с}$	Относительная влажность воздуха $\varphi_{вр}^{доп}, \%$
		постоянных, $t_{вр}^{доп}$	непостоянных, $t_{вр}^{доп}$	Температура $t_{вр}^{опт}, ^\circ\text{C}$	Максимальная скорость воздуха $W_{вр}^{опт}, \text{м/с}$	Относительная влажность воздуха $\varphi_{вр}^{опт}, \%$		
Теплый $t_n > 8$	І А	23...25	0,1	40...60	28/31*	30/32*	0,2	75
	І Б	22...24	0,2	40...60	28/31*	30/32*	0,3	75
	ІІ А	21...23	0,3	40...60	27/30*	29/31*	0,4	75
	ІІ Б	20...22	0,3	40...60	27/30*	29/31*	0,5	75
	ІІІ	18...20	0,4	40...60	26/29*	26/29*	0,6	75
Холодный, $t_n < 8$, и переходный, $t_n = 8$	І А	22...24	0,1	40...60	21...25	18...26	0,1	75
	І Б	21...23	0,1	40...60	20...24	17...25	0,2	75
	ІІ А	18...20	0,2	40...60	17...23	15...24	0,3	75
	ІІ Б	17...19	0,2	40...60	15...21	13...23	0,4	75
	ІІІ	16...18	0,3	40...60	13...19	12...20	0,5	75

*Если $t_{HT}^A \leq 25^\circ\text{C}$, то цифра числителя, а если $t_{HT}^A > 25^\circ\text{C}$, то цифра знаменателя.

Из анализа данных таблицы 1.1 видно, что для работ категории II-Б оптимальное значение температуры воздуха в помещении $t_{пом} = 19^\circ\text{C}$, допустимое значение относительной влажности воздуха $\varphi_{в.р.} = 55\%$. Предварительно примем значение температуры воздуха в рабочей зоне помещения $t_{в.р.} = 22^\circ\text{C}$, а так же, используя значение относительной влажности воздуха, определяем значение температуры точки росы: $t_p = 12,54^\circ\text{C}$, на *H-d диаграмме* влажного воздуха.

Определяем температурный перепад между температурой воздуха в рабочей зоне и температурой точки росы: $\Delta t = t_{в.р.} - t_p = 22 - 12,54 = 9,46^\circ\text{C}$.

Так как Δt больше рекомендуемых значений, то принимаем нормируемые значения для торцевых и боковых ограждений $\Delta t_1 = 7^\circ\text{C}$, для потолочного $\Delta t_5 = 6^\circ\text{C}$.

Температуры внутренней поверхности потолочного, торцевых и боковых ограждений необходимо нормировать для исключения конденсации на них водяных паров:

$$\text{—}\Delta t_{вн.п1} = t_{в.р.} - \Delta t_1 = 22 - 7 = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{—}\Delta t_{вн.п5} = t_{в.р.} - \Delta t_5 = 22 - 6 = 16^\circ\text{C}$$

$$\text{Для пола температура равна } \Delta t_{вн.п6} = t_{в.р.} = 22^\circ\text{C}$$

Площади ограждений:

$$\text{—торцевое: } F_{тор} = B \cdot H = 24 \cdot 10 = 240 \text{ м}^2$$

$$\text{—боковое: } F_{бок} = A \cdot H = 77 \cdot 10 = 770 \text{ м}^2$$

$$\text{—потолок: } F_{пот} = A \cdot B = 77 \cdot 24 = 1848 \text{ м}^2$$

$$\text{—пол: } F_{пол} = A \cdot B = 77 \cdot 24 = 1848 \text{ м}^2$$

Окна располагаются на двух боковых поверхностях. Ширина окон на боковых ограждениях $l = 7 \text{ м}$, на каждом боковом ограждении расположено $n = 4$ окна.

Площадь окон на одной боковой стене: $F_{ок1} = (h_B - h_H) \cdot l \cdot n = 4 \cdot 7 \cdot 4 = 112 \text{ м}^2$

Площадь окон на двух боковых сторонах: $F_{ок2} = 2 \cdot F_{ок1} = 2 \cdot 112 \text{ м}^2$.

Средневзвешенное значение температуры внутренних поверхностей ограждений помещения:

$$\Delta t_{вн.п}^{ср} = \frac{(2 \cdot F_{\text{тор}} + 2 \cdot F_{\text{бок}}) \cdot \Delta t_{вн.п1} + F_{\text{пот}} \cdot \Delta t_{вн.п5} + F_{\text{пол}} \cdot \Delta t_{вн.п5}}{2 \cdot F_{\text{тор}} + 2 \cdot F_{\text{бок}} + F_{\text{пот}} + F_{\text{пол}}} \quad (1.1)$$

$$\Delta t_{вн.п}^{ср} = \frac{(2 \cdot 240 + 2 \cdot 770) \cdot 15 + 1848 \cdot 16 + 1848 \cdot 22}{2 \cdot 240 + 2 \cdot 770 + 1848 + 1848} = 17,586 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Для поддержания необходимого уровня микроклимата требуется определить оптимальное значение температуры воздуха в рабочей зоне:

$$t_{в.р}^{ср} = \frac{1}{0,36} \cdot t_{\text{пом}} - \frac{0,64}{0,36} \cdot t_{вн.п}^{ср} = \frac{1}{0,36} \cdot 19 - \frac{0,64}{0,36} \cdot 17,586 = 21,473 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

Определив погрешность $\Delta = \left(1 - \frac{t_{в.р}}{t_{в.р}^{ср}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{22}{21,473}\right) \cdot 100 = -2,45 \%$ и сравнив ее с предварительно принятому $t_{в.р}$, делаем вывод, что уточнения производить не целесообразно и принимаем $t_{в.р} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Определяем минимально допустимое комфортное значение температуры воздуха в помещении и максимально допустимое число часов за год, в течение которых $t_{в.р}$ может опускаться ниже этого минимального значения, если здание с рассматриваемым помещением расположено в Барнауле.

Принимаем высокий уровень требований к микроклимату, следовательно:

$$\delta t_{в.р}^{\min} = K_{вн.об} = 0,98.$$

Вычисляем минимально допустимое комфортное значение температуры воздуха в помещении: $t_{в.р}^{\min} = t_{в.р} - \delta t_{в.р}^{\min} = 22 - 0,98 = 21,02 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Определяем продолжительность отопительного периода в городе Барнауле:

$$n_0 = 5256 \frac{\text{ч}}{\text{год}}.$$

Максимально допустимая суммарная годовая продолжительность периодов, в течение которых температура воздуха в помещении может опускаться ниже:

$$t_{в,р}^{\min} : \delta n_0 = n_0 \cdot (1 - K_{вн.об}) = 5256 \cdot (1 - 0,98) = 105,12 \frac{\text{ч}}{\text{год}} \quad (1.3)$$

1.1 Теплопотери через ограждающие поверхности

Определяем необходимую толщину наружных ограждений и потери тепла через них при температуре наружного воздуха, равной температуре для проектирования систем отопления.

Коэффициент повышения температуры воздуха по высоте помещения принимаем равным $K_H = 0,3$.

Принимаем температуру наружного воздуха для проектирования систем отопления в городе Барнаул $t_{х,н}^Б = -23 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определяем среднее значение температуры внутреннего воздуха у боковых стен и окон в них:

$$t_{в1} = t_{в,р} + 0,5 \cdot (H - 2) \cdot K_H = 23,5 + 0,5 \cdot (12 - 2) \cdot 0,3 = 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.4)$$

То же, для потолка:

$$t_{в2} = t_{в,р} + (H - 2) \cdot K_H = 23,5 + (12 - 2) \cdot 0,3 = 26,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.5)$$

Для Барнаула принимаем значение средней температуры наружного воздуха за отопительный период $t_{от,н}^{cp} = 1,5^\circ\text{C}$.

Определяем значение градусо-суток отопительного периода с учётом продолжительности отопительного периода:

$$z_{от} = \frac{n_0}{24} = \frac{3648}{24} = 152 \text{ сутки.} \quad (1.6)$$

$$\text{ГСОП} = (t_{в,р} - t_{от,н}^{cp}) \cdot z_{от} = (23,5 - 1,5) \cdot 152 = 3344 \text{ сут} \cdot \text{ }^\circ\text{C.} \quad (1.7)$$

Из справочных материалов в соответствии с ГСОП принимаем необходимые значения полных сопротивлений теплопередаче через наружные ограждения здания, спроектированного по нормативам, действующим с 1 июля 1996 года.

Принимаем:

— для торцевых и боковых стен: $R_{01н} = 1,002 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

— для окон: $R_{\text{оон}} = 0,23 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

— для чердачного перекрытия и пола: $R_{05\text{н}} = 1,402 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

— для перекрытий над воротами: $R_{\text{в}} = 1,669 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

— утепляющий слой под полом: $R_{\text{у.с}} = \frac{\delta_{\text{у.с.}}}{\lambda_{\text{у.с.}}} = \frac{0,05}{0,1} = 0,5 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

Вычисляем значение необходимой толщины керамзитобетонного слоя в стене для здания. Для этого принимаем значения коэффициентов теплоотдачи:

— для внутренних поверхностей стен, полов, гладких потолков: $\alpha_{\text{в1}} = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

— для внутренней поверхности ребристых потолков: $\alpha_{\text{в2}} = 7,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

— для поверхностей, соприкасающихся непосредственно с наружным воздухом: $\alpha_{\text{н1}} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

— для перекрытий, выходящих на чердак: $\alpha_{\text{н3}} = 12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

Толщина керамзитобетона:

$$\delta_{\text{кер}} = \left[R_{01\text{н}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в1}}} \right) - \left(\frac{\delta_{\text{шт}}}{\lambda_{\text{шт}}} \right) - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н1}}} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{кер}}; \quad (1.8)$$

$$\delta_{\text{к.н}} = \left[1,002 - \left(\frac{1}{8,7} \right) - \left(\frac{0,03}{0,58} \right) - \left(\frac{1}{23} \right) \right] \cdot 0,27 = 0,214 \text{ м.}$$

Необходимая толщина керамзитовой засыпки чердачного перекрытия в здании:

$$\delta_{\text{кер}} = \left[R_{01\text{н}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в1}}} \right) - \left(\frac{\delta_{\text{шт}}}{\lambda_{\text{шт}}} \right) - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н1}}} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{кер}}; \quad (1.9)$$

$$\delta_{\text{з.н}} = \left[1,402 - \left(\frac{1}{7,6} \right) - \left(\frac{0,15}{1,69} \right) - \left(\frac{1}{12} \right) \right] \cdot 0,12 = 0,132 \text{ м.}$$

Исходя из минимального нормативного значения полного термического сопротивления окна, приведённого в справочных материалах для зданий, проектируемых по новым нормативам, выбираем окна с двойным остеклением в отдельных металлических переплётах: $R_{\text{оон}} = 0,34 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

Тепловая инерционность ограждающей конструкции:

$$D_{огр} = \left(\frac{\delta_{кер}}{\lambda_{кер}} \right) \cdot 0,27 \cdot \sqrt{\rho_{кер} \cdot c_{кер} \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_{кер}} + \left(\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}} \right) \cdot 0,27 \cdot \sqrt{\rho_{шт} \cdot c_{шт} \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_{шт}} \quad (1.10)$$

$$D_{огр} = \left(\frac{0,214}{0,27} \right) \cdot 0,27 \cdot \sqrt{600 \cdot 840 \cdot 10^{-3} \cdot 0,27} + \left(\frac{0,03}{0,58} \right) \cdot 0,27 \cdot \sqrt{1800 \cdot 840 \cdot 10^{-3} \cdot 0,58} = 2,91$$

Так как $D_{огр} < 4$, что означает среднюю инерционность здания, за расчетную температуру принимают среднюю температуру восьми наиболее холодных суток из восьми наиболее холодных зим за последние 50 лет: $t_{X.H}^{B1} = -27$ °С.

Определяем расчётную величину тепловых потерь через наружные ограждения здания. Из справочных материалов коэффициент, учитывающий положение ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху, принимаем равным:

— для наружных стен и перекрытий: $a_1 = 1$;

— для чердачных перекрытий, если кровля над ними выполнена из рулонных материалов: $a_2 = 0,9$;

— для пола, находящегося над грунтом: $a_3 = 0,75$.

По указанным выше справочным данным также определяем коэффициент, учитывающий долю добавочных тепловых потерь через ограждение:

1. Для вертикальных ограждений и вертикальных проекций наклонных ограждений, обращённых на:

— север, северо-восток, северо-запад, восток: $\beta_1 = 0,1$;

— юг, юго-восток, запад, юго-запад: $\beta_2 = 0,05$;

2. Для наружных ворот без тамбура $\beta_3 = 3$.

Тепловые потери через наружные ограждения:

Принимаем размеры ворот:

$$h_{вор} = 5 \text{ м}; \quad a_{вор} = 4 \text{ м}; \quad F_{вор} = h_{вор} \cdot a_{вор} = 5 \cdot 4 = 20 \text{ м}^2.$$

3. Для ворот, выполненных из стального каркаса с брусом внутри:

$$\lambda_{\text{ст}} = 58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}; \quad \delta_{\text{ст}} = 0,004 \text{ м}; \quad \lambda_{\text{бп}} = 0,14 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}; \quad \delta_{\text{ст}} = 0,04 \text{ м}.$$

$$R_{\text{вор}} = \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right) + \left(\frac{\delta_{\text{бп}}}{\lambda_{\text{бп}}} \right) = \frac{0,004}{58} + \frac{0,04}{0,14} = 0,286 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \quad (1.11)$$

Принимаем размеры двери:

$$h_{\text{д}} = 2 \text{ м}; \quad a_{\text{д}} = 1 \text{ м}; \quad F_{\text{д}} = h_{\text{д}} \cdot a_{\text{д}} = 2 \cdot 1 = 2 \text{ м}^2.$$

4. Для одинарной наружной двери $\beta_4 = 0,22 \cdot h_{\text{д}} = 0,22 \cdot 2 = 0,44$

5. Для двери, выполненной из стального каркаса с брусом внутри:

$$\lambda_{\text{ст}} = 58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}; \quad \delta_{\text{ст}} = 0,004 \text{ м}; \quad \lambda_{\text{бп}} = 0,14 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}; \quad \delta_{\text{ст}} = 0,04 \text{ м}.$$

$$R_{\text{д}} = \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right) + \left(\frac{\delta_{\text{бп}}}{\lambda_{\text{бп}}} \right) = \frac{0,004}{58} + \frac{0,04}{0,14} = 0,286 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \quad (1.12)$$

Теплопотери через ограждения:

$$Q_{\text{орп}j} = 0,001 \cdot (t_{\text{в}j} - t_{\text{х.н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_j \cdot (1 + \sum \beta_j) \cdot \left(\frac{F_{\text{орп}j}}{R_{\text{орп}j}} \right); \quad (1.13)$$

Теплопотери через торцевое ограждение с воротами (северо-западное):

$$Q_{\text{орп}1\text{н}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в}1} - t_{\text{х.н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_1 \cdot (1 + \beta_1 + \beta_3 + \beta_4) \cdot \left(\frac{F_{\text{тор}} - F_{\text{вор}} - F_{\text{д}}}{R_{01\text{н}}} + \frac{F_{\text{вор}}}{R_{\text{вор}}} + \frac{F_{\text{д}}}{R_{\text{д}}} \right); \quad (1.14)$$

$$Q_{\text{орп}1\text{н}} = 0,001 \cdot (25 - (-27)) \cdot 1 \cdot (1 + 0,1 + 3 + 0,44) \cdot \left(\frac{288 - 20 - 2}{1,002} + \frac{20}{0,286} + \frac{2}{0,286} \right) = 80,832 \text{ кВт}.$$

Теплопотери через торцевое ограждение (юго-восточное):

$$Q_{\text{орп}2\text{н}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в}1} - t_{\text{х.н}}^{\text{Б3}}) \cdot a_1 \cdot (1 + \beta_2) \cdot \left(\frac{F_{\text{тор}} - F_{\text{ок}3}}{R_{01\text{н}}} + \frac{F_{\text{ок}3}}{R_{\text{оо}н}} \right); \quad (1.15)$$

$$Q_{\text{орп}2\text{н}} = 0,001 \cdot (25 - (-27)) \cdot 1 \cdot (1 + 0,05) \cdot \left(\frac{288 - 27,3}{1,002} + \frac{27,3}{0,23} \right) = 20,687 \text{ кВт}.$$

Теплопотери через заднее боковое ограждение (северо-восточное):

$$Q_{\text{орп}3\text{н}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в}1} - t_{\text{х.н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_1 \cdot (1 + \beta_1) \cdot \left(\frac{F_{\text{бок}} - F_{\text{ок}2}}{R_{01\text{н}}} + \frac{F_{\text{ок}2}}{R_{\text{оо}н}} \right); \quad (1.16)$$

$$Q_{\text{орп}3\text{н}} = 0,001 \cdot (25 - (-27)) \cdot 1 \cdot (1 + 0,1) \cdot \left(\frac{1152 - 187,46}{1,002} + \frac{187,46}{0,23} \right) = 101,682 \text{ кВт}.$$

Теплопотери через переднее боковое ограждение (юго-западное):

$$Q_{\text{огр4н}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в1}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б3}}) \cdot a_1 \cdot (1 + \beta_2 + \beta_4) \cdot \left(\frac{F_{\text{бок}} - F_{\text{ок1}}}{R_{01н}} + \frac{F_{\text{ок1}}}{R_{00н}} + \frac{F_{\text{д}}}{R_{\text{д}}} \right); \quad (1.17)$$

$$Q_{\text{огр4н}} = 0,001 \cdot (25 - (-27)) \cdot 1 \cdot (1 + 0,05 + 0,44) \cdot \left(\frac{1152 - 187,46}{1,002} + \frac{187,46}{0,23} + \frac{2}{0,286} \right) = 138,275 \text{ кВт.}$$

Теплопотери через чердачное перекрытие:

$$Q_{\text{огр5н}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в2}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_2 \cdot \frac{F_{\text{пот}}}{R_{05н}}; \quad (1.18)$$

$$Q_{\text{огр5н}} = 0,001 \cdot (26,5 - (-27)) \cdot 0,9 \cdot \frac{2304}{1,402} = 79,128 \text{ кВт.}$$

Теплопотери через пол: поверхность пола разбиваем на 4 зоны, для которых принимаем:

$$R_{01} = 2,1 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; R_{02} = 4,3 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; R_{03} = 8,6 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; R_{04} = 14,2 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}.$$

В конструкцию входит слой утеплителя: $R_{\text{у.с.}} = 0,5 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$.

Площади зон:

$$F_1 = 464 \text{ м}^2; F_2 = 432 \text{ м}^2; F_3 = 400 \text{ м}^2; F_4 = 1008 \text{ м}^2;$$

$$R_1 = R_{01} + R_{\text{у.с.}} = 2,1 + 0,5 = 2,6 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; \quad (1.19)$$

$$R_2 = R_{02} + R_{\text{у.с.}} = 4,3 + 0,5 = 4,8 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; \quad (1.20)$$

$$R_3 = R_{03} + R_{\text{у.с.}} = 8,6 + 0,5 = 9,1 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; \quad (1.21)$$

$$R_4 = R_{04} + R_{\text{у.с.}} = 14,2 + 0,5 = 14,7 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}; \quad (1.22)$$

$$Q_{\text{пол1}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в,р}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_3 \cdot \frac{F_1}{R_1} = 0,001 \cdot (23,5 - (-27)) \cdot 0,75 \cdot \frac{464}{2,6} = 6,759 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{пол2}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в,р}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_3 \cdot \frac{F_2}{R_2} = 0,001 \cdot (23,5 - (-27)) \cdot 0,75 \cdot \frac{432}{4,8}$$

$$= 3,409 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{пол3}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в,р}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_3 \cdot \frac{F_3}{R_3} = 0,001 \cdot (23,5 - (-27)) \cdot 0,75 \cdot \frac{400}{9,1}$$

$$= 1,662 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{пол4}} = 0,001 \cdot (t_{\text{в,р}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}}) \cdot a_3 \cdot \frac{F_4}{R_4} = 0,001 \cdot (23,5 - (-27)) \cdot 0,75 \cdot \frac{1008}{14,7}$$

$$= 2,597 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{пол1}} + Q_{\text{пол2}} + Q_{\text{пол3}} + Q_{\text{пол4}} = 6,759 + 3,409 + 1,662 + 2,597$$

$$= 14,427 \text{ кВт.} \quad (1.23)$$

Суммарные тепловые потери помещения составляют:

$$Q_{\text{пом.н}} = Q_{\text{огр1н}} + Q_{\text{огр2н}} + Q_{\text{огр3н}} + Q_{\text{огр4н}} + Q_{\text{огр5н}} + Q_{\text{пол}}; \quad (1.24)$$

$$Q_{\text{пом.н}} = 80,832 + 20,687 + 101,682 + 138,275 + 79,128 + 14,427 = 435,03 \text{ кВт}$$

1.2 Расчет инфильтрации наружного воздуха и расчет теплоты, требуемой на его подогрев

Так как максимальные затраты тепла потребуются при необходимости подогреть максимально возможное поступление наружного воздуха от минимальной температуры, то принимаем: $t_{\text{в,р}} = 23,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}} = -27 \text{ }^\circ\text{C}$; максимальную скорость ветра в отопительный период $W_{\text{н,р}} = 3,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Размеры стен бокового ограждения:

— высота окна: $\Delta h_{\text{ок}} = h_{\text{в}} - h_{\text{н}} = 8 - 3 = 5 \text{ м}$;

— суммарная ширина окон на боковой поверхности: $B_{\text{ок}} = 4 \cdot 9,1 = 36,4 \text{ м}$;

— суммарная площадь окон на боковой поверхности:

$$F_{\text{ок}} = B_{\text{ок}} \cdot \Delta h_{\text{ок}} = 36,4 \cdot 5 = 182 \text{ м}^2;$$

— общая площадь боковой стены рабочей зоны: $F_{\text{бок}} = 88 \cdot 12 = 1056 \text{ м}^2$;

— площадь стены, не занятая окнами: $F_{\text{1с}} = F_{\text{бок}} - F_{\text{ок}} = 1056 - 182 = 874 \text{ м}^2$;

—верхняя отметка стен: $h_{в.с} = 12$ м;

—нижняя отметка стен: $h_{н.с} = 0$ м;

—площадка стены, расположенная над окном:

$$\Delta h_{ca} = h_{в.с} - h_{в} = 12 - 8 = 4 \text{ м};$$

$$F_{1ca} = B_{ок} \cdot \Delta h_{ca} = 36,4 \cdot 4 = 145,6 \text{ м}^2;$$

—площадка стены, расположенная под окном:

$$\Delta h_{cb} = h_{н} - h_{н.с} = 3 - 0 = 3 \text{ м};$$

$$F_{1cb} = B_{ок} \cdot \Delta h_{cb} = 36,4 \cdot 3 = 109,2 \text{ м}^2;$$

—площадка, занимающая простенки между окнами:

$$F_{1св} = (A_{раб} - B_{ок}) \cdot (h_{в.с} - h_{н.с}) = (88 - 36,4) \cdot (12 - 0) = 619,2 \text{ м}^2.$$

Максимальная разность давлений от действия гравитационных сил на нижнем уровне ограждений:

$$\Delta P_{гр} = \frac{3436 \cdot (H - h_{н}) \cdot (t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1})}{(t_{в.р} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)}; \quad (1.25)$$

$$\Delta P_{гр} = \frac{3436 \cdot (12 - 3) \cdot (23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot (-27 + 273)} = 21,411 \text{ Па}.$$

Для наветренных сторон здания принимаем значения аэродинамического коэффициента обтекания здания и коэффициента, учитывающего изменение ветрового давления на ограждения: $K_{1н} = 0,6$; $K_2 = 1$. Аналогично для заветренных сторон: $K_{1з} = -0,45$; $K_2 = 1$.

1.3 Определение величины ветрового давления

По СНиП 2.01.01-82

1. Наветренные стороны:

Северо-западная сторона:

—Средняя скорость ветра северо-западного направления

$$W_{н.сз} = 2,8 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

—Величина ветрового давления:

$$P_{\text{н.сз}} = 176,5 \cdot K_{1\text{н}} \cdot K_2 \cdot \frac{W_{\text{н.сз}}^2}{(t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}} + 273)} = 176,5 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot \frac{2,8^2}{(-27 + 273)} = 3,375 \text{ Па.}$$

Юго-западная сторона:

—Средняя скорость ветра юго-западного направления $W_{\text{н.юз}} = 3,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

—Величина ветрового давления:

$$P_{\text{н.юз}} = 176,5 \cdot K_{1\text{н}} \cdot K_2 \cdot \frac{W_{\text{н.юз}}^2}{(t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}} + 273)} = 176,5 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot \frac{3,6^2}{(-27 + 273)} = 5,579 \text{ Па.}$$

2. Заветренные стороны:

Северо-восточная сторона:

—Средняя скорость ветра северо-восточного направления

$$W_{\text{з.св}} = 3,2 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

—Величина ветрового давления:

$$P_{\text{з.св}} = 176,5 \cdot K_{13} \cdot K_2 \cdot \frac{W_{\text{з.св}}^2}{(t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}} + 273)} = 176,5 \cdot (-0,45) \cdot 1 \cdot \frac{3,2^2}{(-27 + 273)} \\ = -3,306 \text{ Па.}$$

Юго-восточная сторона:

—Средняя скорость ветра юго-восточного направления

$$W_{\text{з.юв}} = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

—Величина ветрового давления:

$$P_{\text{з.юв}} = 176,5 \cdot K_{13} \cdot K_2 \cdot \frac{W_{\text{з.юв}}^2}{(t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}} + 273)} = 176,5 \cdot (-0,45) \cdot 1 \cdot \frac{2^2}{(-27 + 273)} \\ = -1,291 \text{ Па}$$

Так как на заветренных сторонах величина ветрового давления отрицательна, то через них наружный воздух инфильтроваться не будет.

Величина условно-постоянного давления внутреннего воздуха в помещении:

$$P_{\text{вн}} = \left[1731,5 \cdot H \cdot \frac{(t_{\text{в.п}} - t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}})}{(t_{\text{в.п}} + 273) \cdot (t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}} + 273)} \right] + 88,25 \cdot (K_{1\text{н}} - K_{13}) \cdot K_2 \\ \cdot \frac{W_{\text{н.п}}^2}{(t_{\text{X.H}}^{\text{Б1}} + 273)};$$

$$P_{\text{вн}} = \left[1731,5 \cdot 12 \cdot \frac{(23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot (-27 + 273)} \right] + 88,25 \cdot (0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot \frac{3,1^2}{(-27 + 273)} = 18,006 \text{ Па.}$$

Расчёт параметров ограждений:

Отметка бокового ограждения, выше которой наружный воздух на наветренных сторонах не будет инфильтрироваться:

$$h_{\text{н.р}} = 0,5 \cdot H + 0,0255 \cdot (K_{1\text{н}} - K_{13}) \cdot K_2 \cdot (t_{\text{в.р}} + 273) \cdot \frac{W_{\text{н.р}}^2}{(t_{\text{в.р}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}})}; \quad (1.26)$$

$$h_{\text{н.р}} = 0,5 \cdot 12 + 0,0255 \cdot (0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot (23,5 + 273) \cdot \frac{3,1^2}{(23,5 - (-27))} = 7,511 \text{ м}$$

Следовательно, всё ограждение будет находиться под инфильтрацией.

Через заветренные стороны инфильтрации нет, так как величина ветрового давления отрицательна.

Боковая наветренная сторона (юго-западная):

$$F_{1\text{св}} = F_{1\text{св}} = 619,2 \text{ м}^2$$

Торцевая наветренная сторона (северо-западная):

$$F_{\text{лм2}} = F_{\text{тор}} = 288 \text{ м}^2$$

1.4 Определение количества инфильтрирующегося воздуха

Боковая наветренная стена (юго-западная).

Определяем максимальное количество наружного воздуха, проникающего в помещение через наветренную стену. При этом величина нормативной воздухопроницаемости, температура наружного воздуха и скорость ветра составляют соответственно:

$$G_{\text{н}} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}; t_{\text{н}} = t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}} = -27 \text{ }^\circ\text{C}; W_{\text{н.р}} = W_{\text{н.юз}} = 3,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Площадь под окнами:

$$G_{и.сб.юз} = 0,216 \cdot G_H \cdot F_{1сб} \quad (1.27)$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5H - h_H) \cdot (t_{в.п} - t_{X.H}^{Б1})}{(t_{в.п} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)} + 88,3 \right. \\ \left. \cdot \frac{(K_{1H} - K_{13}) \cdot K_2 \cdot W_{H.п}^2}{(t_{X.H}^{Б1} + 273)} \right]^{0,667} ;$$

$$G_{и.сб.юз} = 0,216 \cdot 1 \cdot 109,2$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5 \cdot 12 - 3) \cdot (23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot ((-27) + 273)} + 88,3 \right. \\ \left. \cdot \frac{(0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot 3,6^2}{((-27) + 273)} \right]^{0,667} =$$

$$= 115,443 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Площадь над окнами:

$$G_{и.са.юз} = 0,216 \cdot G_H \cdot F_{1са} \quad (1.28)$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5H - h_B) \cdot (t_{в.п} - t_{X.H}^{Б1})}{(t_{в.п} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)} + 88,3 \right. \\ \left. \cdot \frac{(K_{1H} - K_{13}) \cdot K_2 \cdot W_{H.п}^2}{(t_{X.H}^{Б1} + 273)} \right]^{0,667} ;$$

$$G_{и.са.юз} = 0,216 \cdot 1 \cdot 145,6$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5 \cdot 12 - 8) \cdot (23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot ((-27) + 273)} + 88,3 \right. \\ \left. \cdot \frac{(0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot 3,6^2}{((-27) + 273)} \right]^{0,667} =$$

$$= 130,227 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Простенки между окнами:

$$G_{и.св.юз} = 0,216 \cdot G_H \cdot F_{1св} \cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5H - h_{н.с}) \cdot (t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1})}{(t_{в.р} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)} + 88,3 \cdot \frac{(K_{1н} - K_{1з}) \cdot K_2 \cdot W_{н.р}^2}{(t_{X.H}^{Б1} + 273)} \right]^{0,667}; \quad (1.29)$$

$$G_{и.св.юз} = 0,216 \cdot 1 \cdot 619,2 \cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5 \cdot 12 - 0) \cdot (23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot (-27 + 273)} + 88,3 \cdot \frac{(0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot 3,6^2}{(-27 + 273)} \right]^{0,667} = 919,764 \frac{кг}{ч}$$

Суммарное количество воздуха, инфильтрирующегося через южную стену:

$$G_{и.юз} = G_{и.са.юз} + G_{и.сб.юз} + G_{и.св.юз} = 115,443 + 130,227 + 919,764 = 1165,434 \frac{кг}{ч} \quad (1.30)$$

Торцевая наветренная стена (северо-западная с воротами).

Определяем максимальное количество наружного воздуха, проникающего в помещение через параллельную торцевую стену. При этом величина нормативной воздухопроницаемости, температура наружного воздуха и скорость ветра составляют соответственно:

$$G_H = 1 \frac{кг}{ч}; \quad t_H = t_{X.H}^{Б1} = -27^\circ C; \quad W_{н.р} = W_{н.сз} = 2,8 \frac{м}{с};$$

$$G_{лм2} = 0,216 \cdot G_H \cdot F_{лм2} \cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5H - h_{н.с}) \cdot (t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1})}{(t_{в.р} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)} + 88,3 \cdot \frac{(K_{1н} - K_{1з}) \cdot K_2 \cdot W_{н.р}^2}{(t_{X.H}^{Б1} + 273)} \right]^{0,667}; \quad (1.31)$$

$$G_{\text{лм2}} = 0,216 \cdot 1 \cdot 288$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5 \cdot 12 - 0) \cdot (23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot (-27 + 273)} + 88,3 \right.$$

$$\cdot \left. \frac{(0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot 2,8^2}{(-27 + 273)} \right]^{0,667} =$$

$$= 417,16 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

1.5 Инfiltrация через окна

Определяем расчётную разность давлений на наружной и внутренней сторонах окна, предварительно приняв из СНиП $W_{\text{сн.мах}}^{\text{м}}$ - максимальная из средних скоростей по рубцам за январь.

$$\Delta P_{\text{огр.п}} = 1904,6 \cdot H \cdot \frac{t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.х}}^{\text{б1}}}{(t_{\text{в.п}} + 273) \cdot (t_{\text{н.х}}^{\text{б1}} + 273)} + 103,9 \frac{W_{\text{н.п}}^2}{(t_{\text{н.х}}^{\text{б1}} + 273)}; \quad (1.32)$$

$$\Delta P_{\text{огр.п}} = 1904,6 \cdot 12 \cdot \frac{23,5 - (-27)}{(23,5 + 273) \cdot ((-27) + 273)} + 103,9 \frac{3,2^2}{((-27) + 273)}$$

$$= 20,149 \text{ Па}.$$

Определяем минимально допустимое сопротивление воздухопроницанию окна, приняв из СНиП значение нормативной воздухопроницаемости окна:

$$G_{\text{н.о}} = 8 \frac{\text{кг}}{\text{ч}};$$

$$R_{\text{в.о}} = 0,216 \cdot \frac{\Delta P_{\text{огр.п}}^{0,667}}{G_{\text{н.о}}} = 0,216 \cdot \frac{20,149^{0,667}}{8} = 0,2. \quad (1.33)$$

Максимальное количество воздуха, инфильтрирующегося в помещение через окна на боковой наветренной стене (юго-западной):

$$W_{\text{н.п}} = W_{\text{н.юз}} = 3,6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$G_{\text{и.окю}} = 0,216 \cdot G_{\text{н}} \cdot F_{\text{ок}} \quad (1.34)$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5H - h_{\text{в}} - h_{\text{н}}) \cdot (t_{\text{в.п}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}})}{(t_{\text{в.п}} + 273) \cdot (t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}} + 273)} + 88,3 \right.$$

$$\cdot \left. \frac{(K_{1\text{н}} - K_{13}) \cdot K_2 \cdot W_{\text{н.п}}^2}{(t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}} + 273)} \right]^{0,667} ;$$

$$G_{\text{и.окю}} = 0,216 \cdot 1 \cdot 182$$

$$\cdot \left[3463 \cdot \frac{(0,5 \cdot 12 - 5 - 2) \cdot (23,5 - (-27))}{(23,5 + 273) \cdot ((-27) + 273)} + 88,3 \right.$$

$$\cdot \left. \frac{(0,6 - (-0,45)) \cdot 1 \cdot 3,6^2}{((-27) + 273)} \right]^{0,667} =$$

$$= 72,181 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

1.6 Определение количества теплоты, необходимой для нагрева инфильтрирующего воздуха

Определяем полное количество воздуха, поступающего в помещение через всю поверхность наружного ограждения:

$$G_{\text{и}} = G_{\text{и.юз}} + G_{\text{лм2}} + G_{\text{и.ок}} = 1165,434 + 417,16 + 72,181 \quad (1.34)$$

$$= 1654,775 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Определяем расчётный (максимальный) расход тепла на подогрев инфильтрирующегося воздуха. Принимаем значения теплоёмкости воздуха и коэффициентов, учитывающих подогрев инфильтрирующегося воздуха при прохождении через ограждения за счёт тепла, получаемого от потоков теплоты, уходящих через ограждения наружу для стен и окон соответственно:

$$c_{\text{в}} = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; K_{\text{т.с}} = 0,7; K_{\text{т.о}} = 0,8;$$

$$Q_{\text{и.п}} = 0,00028 \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в.п}} - t_{\text{Х.Н}}^{\text{Б1}}) \cdot [(G_{\text{и.юз}} + G_{\text{лм2}}) \cdot K_{\text{т.с}} + G_{\text{и.ок}} \cdot K_{\text{т.о}}]; \quad (1.35)$$

$$Q_{и.р} = 0,00028 \cdot 1,005 \cdot (23,5 - (-27)) \times [(1165,434 + 417,16) \cdot 0,7 + 72,181 \cdot 0,8] = 16,563 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения, поступающие в помещение:

Тепловыделения от работающих людей:

Для работ категории I I -Б определяем по справочным материалам количество теплоты, выделяемое одним человеком: $q_{ч.тв} = 205 \frac{\text{Вт}}{\text{чел}}$.

Тепловыделения всеми людьми, находящимися в помещении:

$$Q_{л.тв} = \frac{q_{ч.тв} \cdot n_{л}}{1000} = \frac{205 \cdot 55}{1000} = 11,275 \text{ кВт} \quad (1.36)$$

Тепловыделения от установленных электродвигателей одного типа:

Принимаем соответствующие величины:

—коэффициент одновременности работы станков $K_0 = 0,9$;

—коэффициент загрузки электродвигателей $K_3 = 0,8$;

—коэффициент ассимиляции выделившегося тепла воздухом помещения

$$K_{ас} = 1;$$

—мощность каждого двигателя $N = 8 \text{ кВт}$;

—количество установленных электродвигателей $n_{д} = 11$.

$$Q_{эд.тв} = K_0 \cdot K_3 \cdot K_{ас} \cdot N \cdot n_{д} = 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 8 \cdot 11 = 63,36 \text{ кВт.} \quad (1.37)$$

Тепловыделения от теплообменных аппаратов:

Принимаем коэффициент теплоотдачи кожуха теплообменников и площадь поверхности одного теплообменника:

$$\alpha_{п} = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}; F_{пов} = 2 \text{ м}^2$$

Учитывая число теплообменных аппаратов $n_{т.а} = 11$.

Количество теплоты, выделяемое теплообменными аппаратами:

$$Q_{т.а.тв} = \alpha_{п} \cdot F_{пов} \cdot n_{т.а} \cdot (50 - t_{в.р}) = 10 \cdot 2 \cdot 11 \cdot (50 - 23,5) \cdot 10^{-3} = 5,83 \text{ кВт.} \quad (1.38)$$

Тепловыделениями от электроосвещения пренебрегаем:

Суммарные тепловыделения к воздуху помещения составляют:

$$Q_{ТВ} = Q_{л.ТВ} + Q_{эд.ТВ} + Q_{т.а.ТВ} = 11,275 + 63,36 + 5,83 = 80,465 \text{ кВт.} \quad (1.39)$$

Тепловой баланс помещений и расход теплоты на их отопление

Определяем расчётный и годовой расходы теплоты на отопление.

Объём здания:

$$V = A \cdot B \cdot H = 96 \cdot 24 \cdot 12 = 27648 \text{ м}^3. \quad (1.40)$$

Удельная отопительная характеристика здания:

$$q_0 = \frac{Q_{\text{пом.н}}}{V \cdot (t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1})} = \frac{435,03}{27648 \cdot (23,5 - (-27))} = 3,116 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}. \quad (1.41)$$

Коэффициент инфильтрации:

$$\begin{aligned} b_{и} &= Q_{и.р} \cdot \frac{[(t_{в.р} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)]^{0,667}}{(t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1})^{1,667}} \\ &= 16,563 \cdot \frac{[(23,5 + 273) \cdot ((-27) + 273)]^{0,667}}{(23,5 - (-27))^{1,667}} \\ &= 41,248 \frac{\text{кВт}}{\text{°C}^{0,333}}. \end{aligned} \quad (1.42)$$

Показатель инфильтрации:

$$a_{и} = \frac{b_{и}}{q_0 \cdot V} = \frac{41,248}{3,116 \cdot 10^{-4} \cdot 27648} = 4,788 \text{ °C}^{-0,667}. \quad (1.43)$$

Эквивалентная температура внутренних тепловыделений:

$$\delta t_{ТВ} = \frac{Q_{ТВ}}{q_0 \cdot V} = \frac{80,465}{3,116 \cdot 10^{-4} \cdot 27648} = 9,34 \text{ °C.} \quad (1.44)$$

Расход тепла на отопление в рабочее время:

$$\begin{aligned} Q_{о.р} &= q_0 \cdot V \left[(t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1}) + \frac{a_{и} \cdot (t_{в.р} - t_{X.H}^{Б1})^{1,667}}{[(t_{в.р} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)]^{0,667}} - \delta t_{ТВ} \right]; \quad (1.45) \\ Q_{о.р} &= 3,116 \cdot 10^{-4} \\ &\cdot 27648 \left[(23,5 - (-27)) + \frac{4,788 \cdot (23,5 - (-27))^{1,667}}{[(23,5 + 273) \cdot ((-27) + 273)]^{0,667}} - 9,34 \right] \\ &= 370,861 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Температура начала работы основной системы отопления $t_{н.01} = 14,2 \text{ °C}$

Уточняем значение температуры начала работы основной системы отопления:

$$t_{н.о} = t_{в.р} - \frac{\delta t_{ТВ}}{1 + \frac{a_{и} \cdot (t_{в.р} - t_{н.о1})^{0,667}}{[(t_{в.р} + 273) \cdot (t_{н.о1} + 273)]^{0,667}}}; \quad (1.46)$$

$$t_{н.о} = 23,5 - \frac{9,34}{1 + \frac{4,788 \cdot (23,5 - 10,5)^{0,667}}{[(23,5 + 273) \cdot (10,5 + 273)]^{0,667}}} = 14,261 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Следовательно, дальнейшее уточнение не производим.

Принимаем значение температуры воздуха в помещении в нерабочее время $t_{двр} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ и определяем расход теплоты для дежурного отопления:

$$Q_{д.о} = q_0 \cdot V \cdot (t_{двр} - t_{X.H}^{Б1}) \cdot \left[1 + \frac{a_{и} \cdot (t_{двр} - t_{X.H}^{Б1})^{0,667}}{[(t_{двр} + 273) \cdot (t_{X.H}^{Б1} + 273)]^{0,667}} \right]; \quad (1.47)$$

$$Q_{д.о} = 3,116 \cdot 10^{-4} \cdot 27648 \cdot (8 - (-27)) \cdot \left[1 + \frac{4,788 \cdot (8 - (-27))^{0,667}}{[(8 + 273) \cdot ((-27) + 273)]^{0,667}} \right] = 304,128 \text{ кВт}.$$

Температура наружного воздуха для начала работы системы дежурного оборудования принимается равной $t_{д.н.о} = t_{двр} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Определяем значение коэффициента относительной продолжительности работы основной системы отопления $K_{рнед}$ и коэффициента относительной продолжительности работы дежурного отопления $(1 - K_{рнед})$ для двухсменного рабочего дня при пятидневной рабочей недели (продолжительность смены - 8 часов):

$$1 - K_{рнед} = 0,524, K_{рнед} = \frac{5 \cdot 16}{7 \cdot 24} = 0,476; \quad (1.48)$$

Определяем годовой расход теплоты системами основного и дежурного отопления. t_{hi} , $^\circ\text{C}$.

Для г. Барнаул составляем таблицу стояния температур наружного воздуха, и для этих температур определяем расход теплоты основной и дежурной системами отопления.

Таблица 1.2 Расход теплоты на системы основного и дежурного отоплений.

$t_{ни}, ^\circ\text{C}$	n_i	$n_i \cdot K_{рнед}, \text{ч}$	$n_i \cdot (1 - K_{рнед}), \text{ч}$	$Q_{пр.о.зд}, \text{кВт}$	$Q_{д.о.зд}, \text{кВт}$	$Q_{пр.о.зд} \cdot K_{рнед} \cdot n_i, \text{кВт} \cdot \text{ч}$	$Q_{д.о.зд} \cdot (1 - K_{рнед}) \cdot n_i, \text{кВт} \cdot \text{ч}$
-27,5	1	0,476	0,524	375,461	315,216	178,719	165,173
-22,5	14	6,664	7,336	329,583	269,946	2196,341	1980,324
-17,5	14	6,664	7,336	283,958	224,947	1892,296	1650,211
-12,5	137	65,21	71,78	238,583	180,22	15558,47	12937,633
-7,5	320	152,3	167,6	193,456	135,771	29467,21	22766,081
-2,5	858	408,4	449,5	148,575	91,613	60679,21	41188,472
2,5	1502	714,9	787,1	103,945	47,771	74315,68	37598,07
6,5	779	370,8	408,2	68,424	12,967	25371,89	5293,078
Сумма		1725	1899,			$2,1 \cdot 10^5$	$1,236 \cdot 10^5$

Расчёты показали, что:

— годовая нагрузка системы основного отопления;

$$Q_{о.г} = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{год}};$$

— продолжительность работы системы основного отопления;

$$n_{осн} = 1725,5 \frac{\text{час}}{\text{год}};$$

— годовая нагрузка системы дежурного отопления;

$$Q_{д.о.г} = 1,236 \cdot 10^5 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{год}};$$

— продолжительность работы системы дежурного отопления.

$$n_{д} = 1899,5 \frac{\text{час}}{\text{год}}$$

График продолжительности тепловой нагрузки системы отопления (график Россандера) приведён на рисунке 1.1, а график тепловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха – на рисунке 1.2.

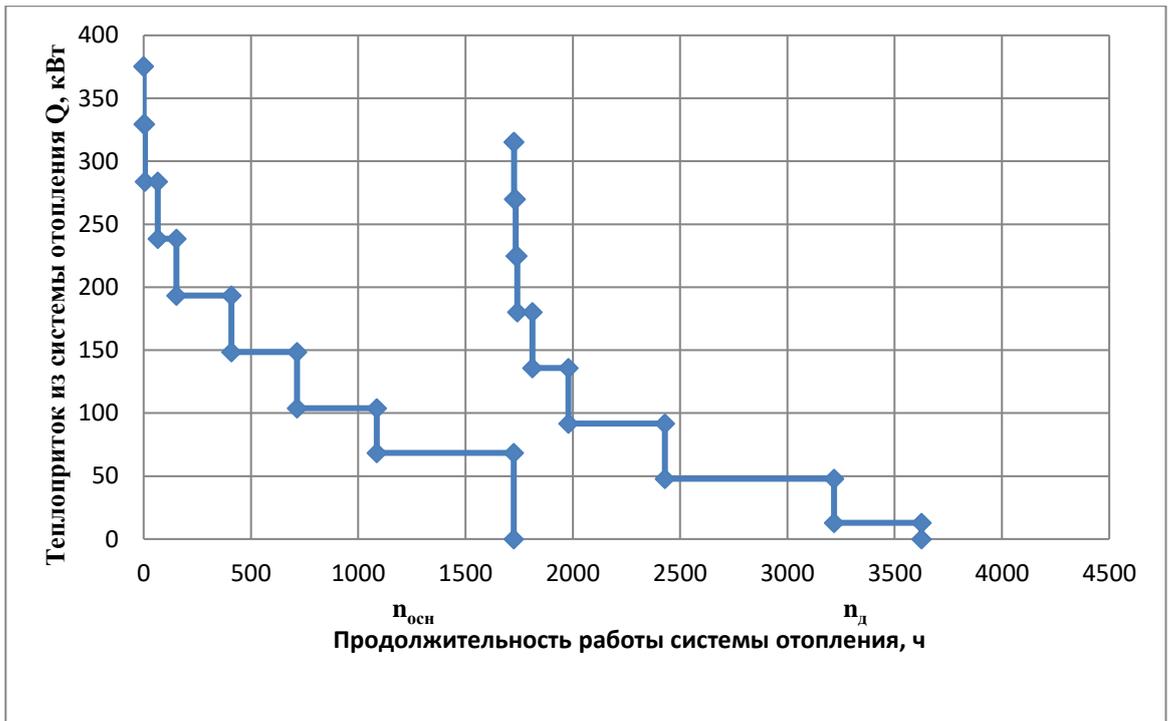


Рисунок 1.1. График Россандера

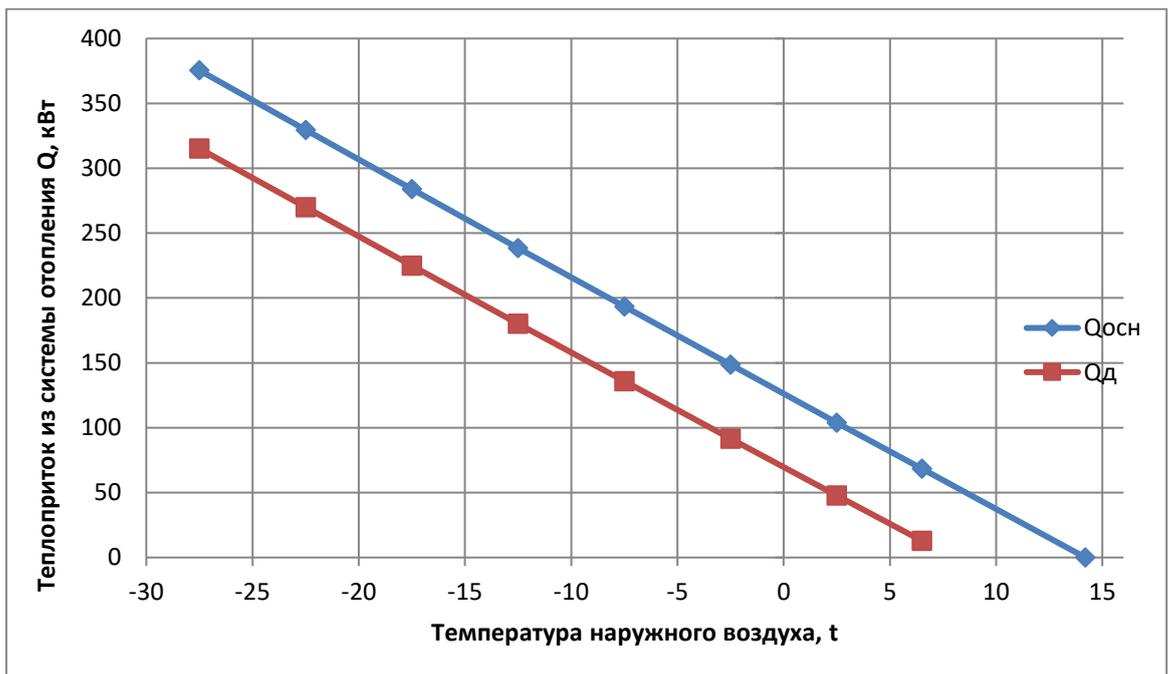


Рисунок 1.2. График тепловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха

Под тепловой нагрузкой подразумевается то количество тепловой энергии, которое нужно для поддержания в здании комфортной температуры.

2 РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ ВЕНТИЛЯЦИИ

Для проведения расчета системы вентиляции и определения тепловых и электрических потерь одним из самых важных параметров, который необходимо определить, является расход воздуха.

Для его расчета принимаются:

—удельная теплота парообразования: $r_B = 2450 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

—удельная теплоёмкость воздуха (массовая): $C_{\text{вм}} = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$

—удельная плотность воздуха: $\rho_B = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

—объемная теплоёмкость воздуха:

$$C_{\text{во}} = C_{\text{вм}} \cdot \rho_B = 1,005 \cdot 1,2 = 1,206 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$$

Величину явной теплоты, поступающей в помещение, определяем по методу, представленному в [1] и которая представляет собой сумму всех тепловыделений помещения. Поступающие в помещение тепловыделения состоят их тепла, полученного от людей:

$$Q_{\text{л.тв}} = \frac{q_{\text{ч.тв}} \cdot n_{\text{л}}}{1000} = \frac{205 \cdot 75}{1000} = 15,375 \text{ кВт} \quad (2.1)$$

Так же присутствуют тепловыделения от электродвигателей, установленных в помещении:

$$Q_{\text{эд.тв}} = K_o \cdot K_z \cdot K_{\text{ас}} \cdot N \cdot n_d = 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 8 = 86,4 \text{ кВт} \quad (2.2)$$

Учитываются и тепловыделения от теплообменных аппаратов:

$$\begin{aligned} Q_{\text{т.а.тв}} &= \left(\frac{\alpha_n}{1000} \right) \cdot F_{\text{пов}} \cdot n_{\text{т.а}} \cdot (50 - t_{\text{вр}}) = \left(\frac{10}{1000} \right) \cdot 2 \cdot 8 \cdot (50 - 22) \\ &= 4,48 \text{ кВт} \quad (2.3) \end{aligned}$$

Таким образом, получаем полные тепловыделения в помещении:

$$\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = Q_{\text{л.тв}} + Q_{\text{эд.тв}} + Q_{\text{т.а.тв}} = 15,375 + 86,4 + 4,48 = 106,255 \text{ кВт} \quad (2.4)$$

Угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха при его одновременном нагреве (охлаждении) и увлажнении:

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}}{\Delta D_{\text{изб}}} = \frac{106,255}{0,01083} = 9811,17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг сух. возд.}} \quad (2.5)$$

Зададим перепад температур между подаваемым и удаляемым воздухом: $\Delta t_{\text{max}} = 4^\circ\text{C}$. Тогда температура удаляемого из помещения воздуха:

$$t_{\text{в.у}} = t_{\text{в.п}} + \frac{\Delta t_{\text{max}}}{2} = 22 + \frac{4}{2} = 24^\circ\text{C}; d_{\text{в.у}} = 9,3 \frac{\text{г}}{\text{кг}}; h_{\text{в.у}} = 47,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура приточного в помещение воздуха (приточного):

$$t_{\text{в.п}} = t_{\text{в.р}} - \frac{\Delta t_{\text{max}}}{2} = 22 - \frac{4}{2} = 20^\circ\text{C}; d_{\text{в.п}} = 8,8 \frac{\text{г}}{\text{кг}}; h_{\text{в.п}} = 42,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Необходимо проверить правильность определения углового коэффициента:

$$\varepsilon_1 = \frac{h_{\text{в.у}} - h_{\text{в.п}}}{d_{\text{в.у}} - d_{\text{в.п}}} = \frac{(47,5 - 42,5) \cdot 1000}{9,3 - 8,8} = 10\,000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг сух. возд.}} \quad (2.6)$$

Погрешность углового коэффициента составляет:

$$\Delta\varepsilon = \left| \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon} \right| \cdot 100 = \left| \frac{9811,17 - 10000}{9811,17} \right| \cdot 100 = -1,88 \%$$

менее 5%, следовательно, параметры определены верно.

Определение количества воздуха, необходимого для удаления воздуха, является одной из важной частью расчета, так как количество вредных выделений часто изменяется из-за изменения параметров работы оборудования. Поэтому рассчитывается количество воздуха для разных условий. Из полученных расходов, выявляется максимальная, которая далее используется для расчетов.

Необходимое количество воздуха для удаления избытков явной теплоты:

$$L_{\text{прит}}^{\text{явн}} = \frac{\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}}{c_{\text{во}} \cdot (t_{\text{в.у}} - t_{\text{в.п}})} = \frac{106,255}{1,206 \cdot (24 - 20)} = 22,026 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.7)$$

Наружный воздух с температурой $t_{\text{х.н.}}^{\text{в}} = -44^\circ\text{C}$ и удельным влагосодержанием $d_{\text{н}} = 0,01 \frac{\text{г}}{\text{кг сух.возд}}$ нагревается в калорифере до температуры 20°C при $d = \text{const}$.

$$\Delta h = h_{\text{вв}} - h_{\text{вп}} = 47,5 - 42,5 = 5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\Delta d = d_{\text{вв}} - d_{\text{вп}} = 9,3 - 8,8 = 0,5 \frac{\text{г}}{\text{кг сух. возд.}}$$

Необходимое количество воздуха для удаления полной избыточной теплоты:

$$\begin{aligned} L_{\text{прит}}^{\text{полн}} &= \frac{\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} + \Delta D_{\text{изб}} \cdot (r_{\text{в}} + C_{\text{пар}} \cdot t_{\text{в,р}})}{\rho_{\text{в}} \cdot \Delta h} \\ &= \frac{106,255 + 0,01083 \cdot (2450 + 1,879 \cdot 22)}{1,2 \cdot 5} = 22,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \end{aligned} \quad (2.8)$$

где $C_{\text{пар}} = 1,879 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - удельная теплоёмкость водяного пара при $t_{\text{в,р}}$.

Необходимое количество воздуха для удаления избытков влаги:

$$L_{\text{прит}}^{\text{влаг}} = \frac{\Delta D_{\text{изб}}}{\rho_{\text{в}} \cdot \Delta d} = \frac{10,83}{1,2 \cdot 0,5} = 18,05 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.9)$$

Необходимое количество воздуха для удаления избытков вредных веществ:

$$L_{\text{прит}}^{\text{вредн}} = \frac{\Delta G_{\text{изб}}}{C_{\text{вв}} - C_{\text{вп}}} = \frac{0,05}{(50 - 0,001)/1000} = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.10)$$

где $C_{\text{вв}}$, $C_{\text{вп}}$ - концентрации вредного вещества в приточном и вытяжном воздухе.

При нормируемой кратности воздухообмена $m = 3$, расход воздуха:

$$V_{\text{зд}} = A \cdot B \cdot H = 77 \cdot 24 \cdot 10 = 18480 \text{ м}^3$$

$$L_{1\text{н}} = V_{\text{зд}} \cdot m = 18480 \cdot \frac{3}{3600} = 15,4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.11)$$

Нормируемый расход приточного воздуха на один квадратный метр площади помещения $k_p = 15 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$; $F = A \cdot B = 77 \cdot 24 = 1848 \text{ м}^2$

$$L_{1\text{н}} = \frac{F \cdot k_p}{3600} = \frac{1848 \cdot 15}{3600} = 7,7 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.12)$$

Нормируемый расход приточного воздуха на одного человека: $l_{\text{ч,н}} = 70 \frac{\text{м}^3}{\text{чел} \cdot \text{ч}}$

$$L_{\text{зн}} = \frac{n_{\text{л}} \cdot l_{\text{ч.н}}}{3600} = \frac{75 \cdot 70}{3600} = 1,458 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.13)$$

Из расчётов видно, что максимальный расход воздуха составляет $L^{\text{max}} = 22,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, для удаления избыточной явной теплоты, который удовлетворяет и всем остальным требованиям. Именно это значение и принимаем для последующего расчета.

Для повышения экономичности работы систем принудительной вентиляции и уменьшения теплового загрязнения окружающей среды целесообразно использовать теплоту воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией. Целесообразно использовать теплоту вентиляционных выбросов для подогрева наружного холодного воздуха, подаваемого в приточные системы вентиляции.

Рассчитаем нагрузку на систему принудительной вентиляции с использованием теплоты вентиляционных выбросов (рисунок 2.1)

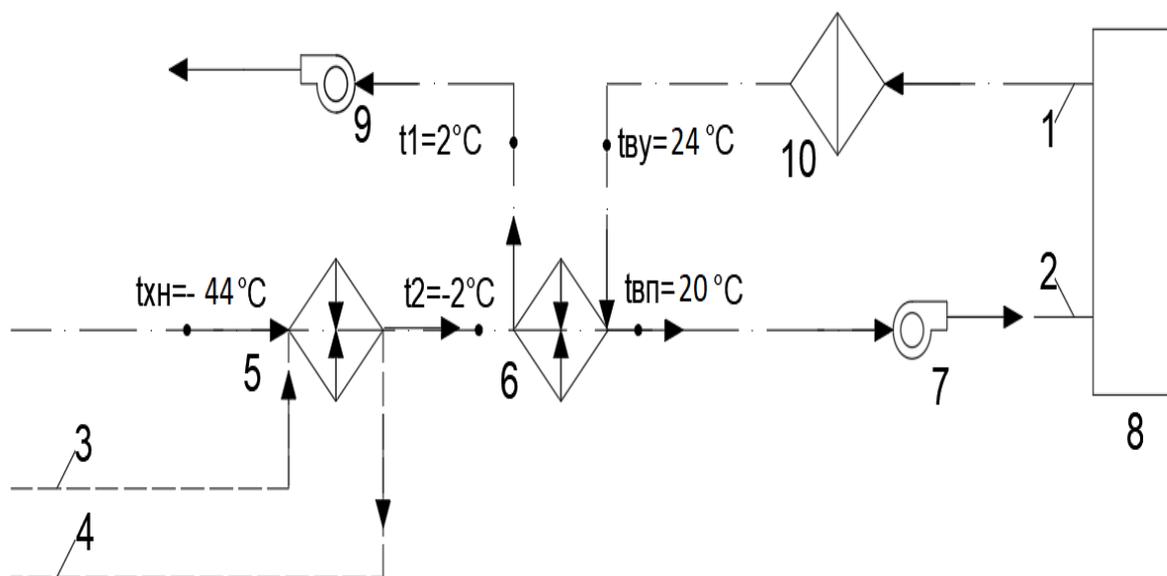


Рисунок 2.1. Принципиальная схема системы принудительной вентиляции с использованием теплоты вентиляционных выбросов с рекуперативным теплообменником-утилизатором.

1,2 – воздуховоды удаляемого и приточного воздуха; 3,4 – подающий и обратный трубопроводы тепловой сети; 5 – предвключенный воздухонагреватель; 6 – рекуперативный теплообменник-утилизатор; 7,9 – приточный и вытяжной вентиляторы; 8 – вентилируемое помещение; 10 – воздушный фильтр.

Минимальное значение температуры подогрева приточного воздуха:

$$t_{\text{вп}}^{\text{min}} = t_{\text{вв}} - \frac{\Delta Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}}{C_{\text{во}} \cdot L^{\text{max}}} = 24 - \frac{106,255}{1,206 \cdot 22,2} = 20,03 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.14)$$

Определим расчётную тепловую нагрузку:

$$Q^{\text{расч}} = L^{\text{max}} \cdot C_{\text{во}} \cdot (t_{\text{вп}} - t_{\text{х.н.}}^{\text{б}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (20 - (-44)) = 1713,485 \text{ кВт} \quad (2.15)$$

Для построения графика рассчитаем нагрузку на вентиляцию при различных температурах наружного воздуха:

$$Q^{\text{вент}} = L^{\text{max}} \cdot C_{\text{во}} \cdot (t_{\text{вп}} - t_{\text{нi}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (20 - t_{\text{нi}}) \quad (2.16)$$

Расход теплоты на системы основного отопления и вентиляции представим в таблице 2.1. с учетом числа часов повторяемости температур наружного воздуха.

Таблица 2.1. Расход теплоты на системы отопления и вентиляции.

$t_{\text{нi}}$, $^\circ\text{C}$	n_i	$n_i \cdot K_{\text{рнед}}$, ч	$Q_{\text{пр.о.зд}}$, кВт	$Q_{\text{вент}}$, кВт	$Q_{\text{пр.о.зд}}^+$ $Q_{\text{вент}}$ кВт	$Q_{\text{пр.о.зд}} \cdot K_{\text{рнед}} \cdot n_i$, кВт*ч	$Q_{\text{вент}} \cdot K_{\text{рнед}} \cdot n_i$, кВт*ч
-44	11	5,236	237,683	1713,48	1951,163	1 244,508	8 971,781
-37,5	39	18,564	203,993	1539,46	1743,453	3 786,926	28 578,54
-34	115	54,74	185,872	1445,75	1631,622	10 174,63	79 140,36
-27,5	239	133,764	152,394	1271,73	1424,124	20 384,83	170 111,7
-22,5	390	185,64	126,72	1137,86	1264,58	23 524,3	211 232,3
-17,5	390	185,64	101,015	1003,99	1105,005	18 752,42	186 380,7
-12,5	798	379,848	75,378	870,13	945,508	28 632,18	330 517,1
-7,5	853	406,028	49,785	736,26	786,045	20 214,1	298 942,2
-2,5	833	396,508	24,263	602,39	626,653	9 620,474	238 852,5
2,5	752	357,952	-	468,531	468,531	-	167 711,61
7,5	623	296,548	-	334,665	334,665	-	99 244,24
10	728	346,528	-	267,732	267,732	-	92 776,63

Продолжение таблицы 2.1.

$t_{ni},$ °C	n_i	$n_i * K_{рнед}$, ч	$Q_{пр.о.зд},$ кВт	$Q_{вент},$ кВт	$Q_{пр.о.зд}^+$ $Q_{вент}$ кВт	$Q_{пр.о.зд} * K_{рнед} * n_i,$ кВт*ч	$Q_{вент} * K_{рнед} * n_i$, кВт*ч
14	827	393,652	-	160,639	160,639	-	63 235,86
18	885	421,26	-	53,546	53,546	-	22 556,79
20	377	179,452	-	0	0	-	0
Сумма		3761,36	-	-	-	136 334,384	1 998 252,31

Результаты графика представлены на рисунке 2.2 в виде совмещённого графика продолжительности тепловой нагрузки системы отопления и вентиляции (совмещённый график Россандера).

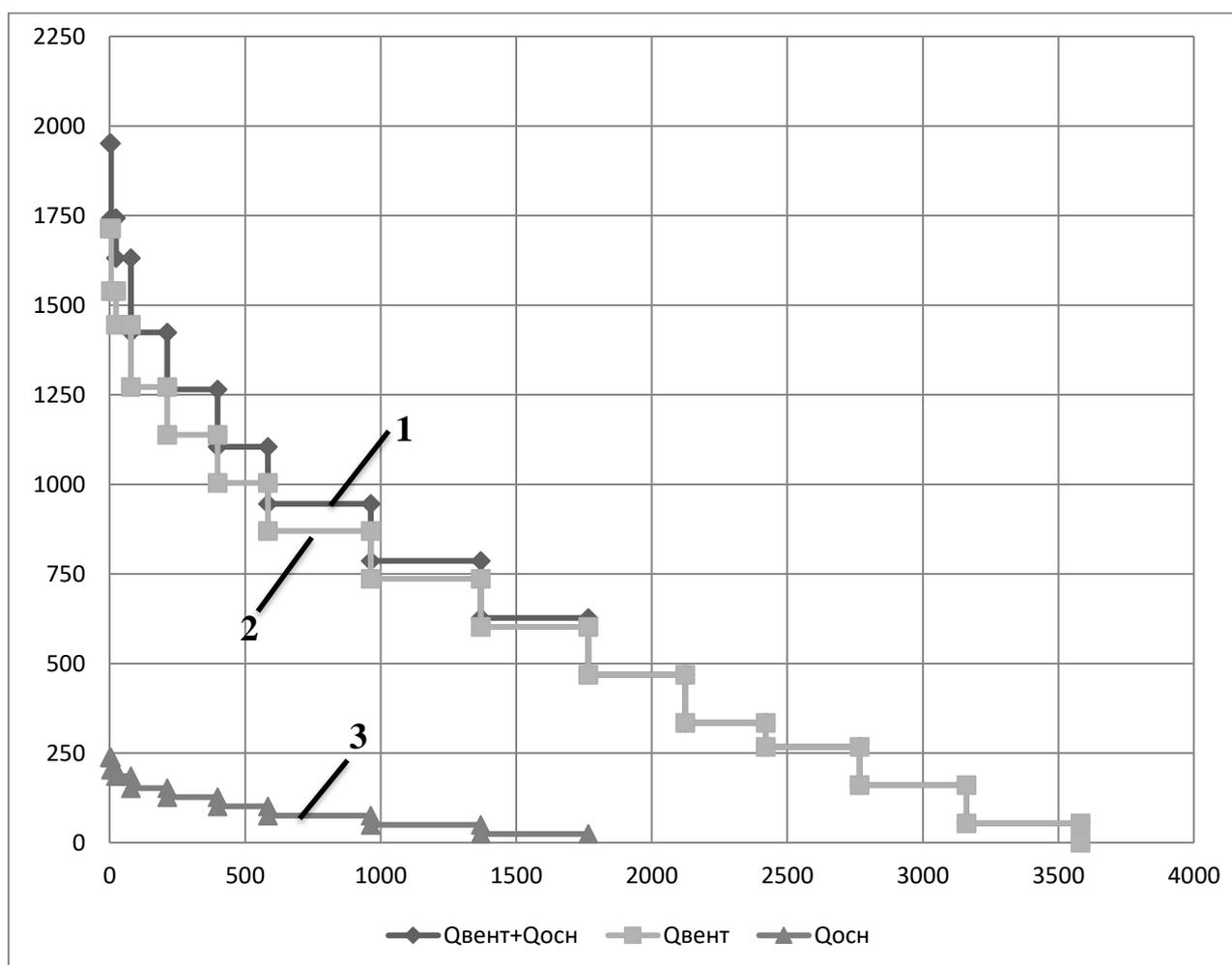


Рисунок 2.2. Совмещённый график Россандера: 1 – совмещенная линия продолжительности тепловой нагрузки системы отопления и вентиляции; 2 – продолжительность работы системы вентиляции; 3 – продолжительность работы системы отопления.

2.1 Определение расходов воды через отдельные элементы внутреннего водопровода здания

Определим максимальные (расчётные) расходы холодной и горячей воды системы хозяйственно-питьевого водоснабжения. Принципиальная схема системы централизованного хозяйственно-питьевого водоснабжения представлена на рисунке 2.3.

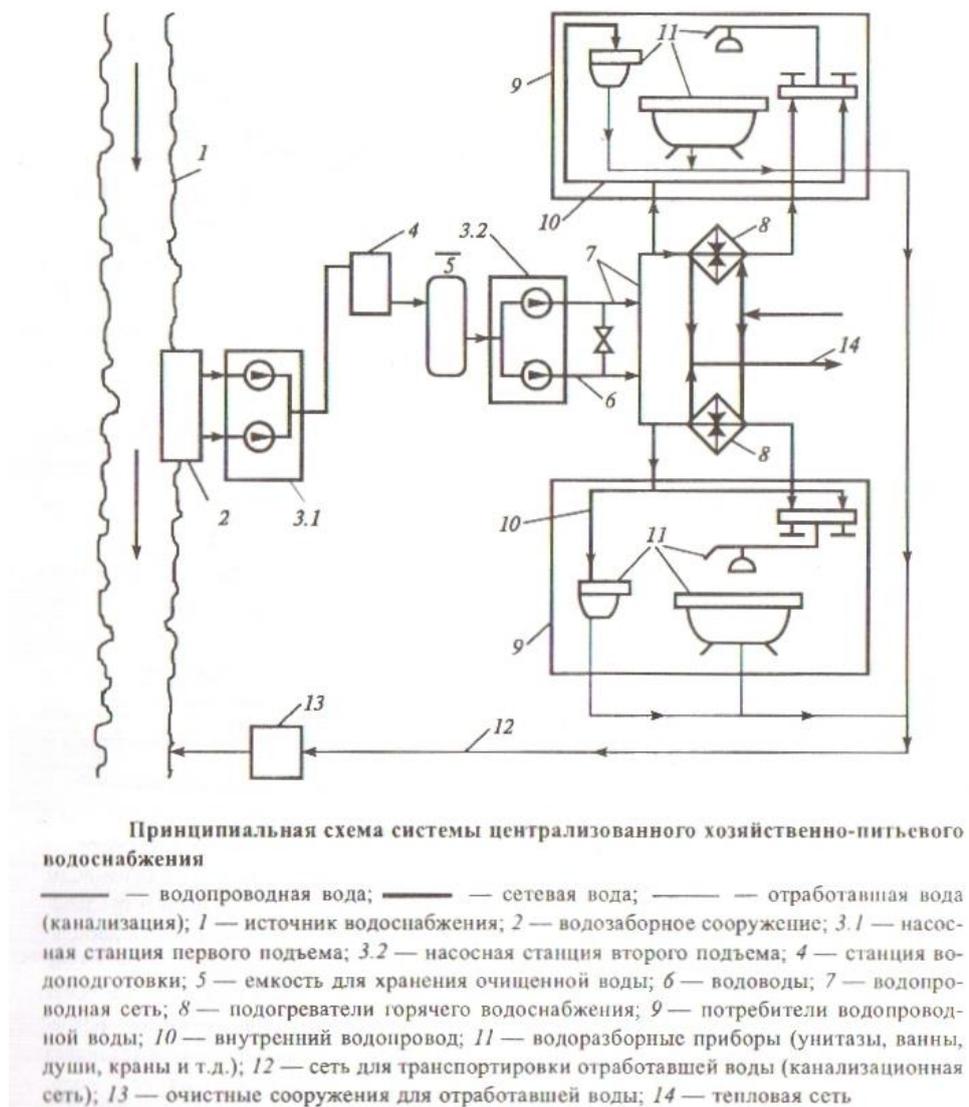


Рисунок 2.3. Принципиальная схема системы централизованного хозяйственно-питьевого водоснабжения

В рассматриваемом производственном помещении общей площадью $F = A \cdot B = 96 \cdot 24 = 2304 \text{ м}^2$ с числом рабочих – $n_{\text{д}} = 55$ чел в смену, установлены:

—умывальник со смесителем: $N_{ум} = 12$ шт.

—душ в групповой установке со смесителем: $N_{душ} = 12$ шт.

—биде со смесителем: $N_{биде} = 4$ шт.

—писсуар: $N_{п} = 7$ шт.

—унитаз со смывным бачком: $N_{ун} = 10$ шт.

—питьевые фонтаны: $N_{фонт} = 5$ шт.

—раковина (мойка) с водоразборным краном и смесителем $N_{рак} = 2$ шт.

Принимаем, что $M_{пом} = 55$ чел.

В помещении установлено семь типов водоразборных приборов $A_{пом} = 7$, общее количество водоразборных приборов всех типов: $N_{пом} = N_{ум} + N_{душ} + N_{биде} + N_{п} + N_{фонт} + N_{ун} + N_{рак} = 12 + 12 + 4 + 7 + 10 + 5 + 2 = 52$ шт.

Количество приборов, потребляющих холодную воду:

$$\begin{aligned} N_{хв} &= N_{ум} + N_{душ} + N_{биде} + N_{п} + N_{фонт} + N_{ун} + N_{рак} \\ &= 12 + 12 + 4 + 7 + 10 + 5 + 2 = 52 \text{ шт.} \end{aligned}$$

Количество приборов, потребляющих горячую воду: $N_{гв} = N_{душ} + N_{ум} + N_{биде} + N_{рак} = 12 + 12 + 4 + 2 = 30$ шт.

Определяем расчётные секундные расходы холодной и горячей воды на установленные водоразборные приборы:

—умывальник со смесителем: $g_{хв}^{ум} = 0,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$; $g_{гв}^{ум} = 0,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

—душ в групповой установке со смесителем: $g_{хв}^{душ} = 0,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$; $g_{гв}^{душ} = 0,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

—биде со смесителем: $g_{хв}^{биде} = 0,05 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$; $g_{гв}^{биде} = 0,05 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

—писсуар: $g_{хв}^{п} = 0,035 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

—унитаз со смывным бачком: $g_{хв}^{ун} = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

—питьевые фонтаны: $g_{хв}^{фонт} = 0,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

—раковина (мойка): $g_{хв}^{рак} = 0,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$; $g_{гв}^{рак} = 0,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

По СНиП 2.04.01-85 определяем величину нормативного расхода воды в час наибольшего водопотребления одним человеком:

$$a_{ХВ}^{max} \frac{\text{кг}}{\text{час} \cdot \text{чел.}}, a_{ГВ}^{max} \frac{\text{кг}}{\text{час} \cdot \text{чел.}}$$

Определим вероятность действия прибора каждого типа в час максимального водопотребления (по холодной и горячей воде):

—умывальник со смесителем:

$$P_{ХВ}^{ум} = \frac{a_{ХВ}^{max_{пом}}}{g_{ХВ}^{ум} \cdot N_{ум} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 55}{0,09 \cdot 12 \cdot 3600} \quad (2.16)$$

$$P_{ГВ}^{ум} = \frac{a_{ГВ}^{max_{пом}}}{g_{ГВ}^{ум} \cdot N_{ум} \cdot 3600} \frac{4,4 \cdot 55}{0,09 \cdot 12 \cdot 3600}$$

—душ в групповой установке со смесителем:

$$P_{ХВ}^{душ} = \frac{a_{ХВ}^{max_{пом}}}{g_{ХВ}^{душ} \cdot N_{душ} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 55}{0,14 \cdot 12 \cdot 3600} \quad (2.17)$$

$$P_{ГВ}^{душ} = \frac{a_{ГВ}^{max_{пом}}}{g_{ГВ}^{душ} \cdot N_{душ} \cdot 3600} \frac{4,4 \cdot 55}{0,14 \cdot 12 \cdot 3600}$$

—биде со смесителем:

$$P_{ХВ}^{биде} = \frac{a_{ХВ}^{max_{пом}}}{g_{ХВ}^{биде} \cdot N_{биде} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 55}{0,05 \cdot 4 \cdot 3600} \quad (2.18)$$

$$P_{ГВ}^{биде} = \frac{a_{ГВ}^{max_{пом}}}{g_{ГВ}^{биде} \cdot N_{биде} \cdot 3600} \frac{4,4 \cdot 55}{0,05 \cdot 4 \cdot 3600}$$

—писсуар (принимаем, что в помещении работает 40 мужчин и 15 женщин):

$$P_{ХВ}^{п} = \frac{a_{ХВ}^{max}}{g_{ХВ}^{п} \cdot N_{п} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 40}{0,035 \cdot 7 \cdot 3600}$$

(2.19)

—унитаз со смывным бачком:

$$P_{XB}^{yH} = \frac{a_{XB}^{max_{\text{пом}}}}{g_{XB}^{yH} \cdot N_{yH} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 55}{0,1 \cdot 10 \cdot 3600}$$

—питьевой фонтан:

$$P_{XB}^{\text{фонт}} = \frac{a_{XB}^{max_{\text{пом}}}}{g_{XB}^{\text{фонт}} \cdot N_{\text{фонт}} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 55}{0,04 \cdot 5 \cdot 3600}$$

(2.20)

—раковина (мойка):

$$P_{XB}^{\text{рак}} = \frac{a_{XB}^{max_{\text{пом}}}}{g_{XB}^{\text{рак}} \cdot N_{\text{рак}} \cdot 3600} \frac{5,0 \cdot 55}{0,09 \cdot 2 \cdot 3600}$$

(2.21)

$$P_{GB}^{\text{рак}} = \frac{a_{GB}^{max_{\text{пом}}}}{g_{GB}^{\text{рак}} \cdot N_{\text{рак}} \cdot 3600} \frac{4,4 \cdot 55}{0,09 \cdot 2 \cdot 3600}$$

Условно заменим все разнотипные водоразборные приборы, установленные в помещении, равным количеством однотипных эквивалентных приборов и вычислим расходы холодной и горячей воды в каждом из них:

$$g_{XB}^{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{XB.i} \cdot P_{XB.i} \cdot g_{XB.i})}{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{XB.i} \cdot P_{XB.i})}; \quad g_{GB}^{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{GB.i} \cdot P_{GB.i} \cdot g_{GB.i})}{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{GB.i} \cdot P_{GB.i})} \quad (2.22)$$

Эквивалентный расход холодной воды:

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{XB.i} \cdot P_{XB.i} \cdot g_{XB.i}) \\ &= N_{\text{ум}} \cdot P_{XB}^{\text{ум}} \cdot g_{XB}^{\text{ум}} + N_{\text{душ}} \cdot P_{XB}^{\text{душ}} \cdot g_{XB}^{\text{душ}} + N_{\text{биде}} \cdot P_{XB}^{\text{биде}} \cdot g_{XB}^{\text{биде}} + N_{\text{п}} \cdot P_{XB}^{\text{п}} \\ & \cdot g_{XB}^{\text{п}} + \end{aligned}$$

$$+N_{\text{УН}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{УН}} \cdot g_{\text{ХВ}}^{\text{УН}} + N_{\text{ФОНТ}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{ФОНТ}} \cdot g_{\text{ХВ}}^{\text{ФОНТ}} + N_{\text{РАК}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{РАК}} \cdot g_{\text{ХВ}}^{\text{РАК}} \quad (2.24)$$

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ХВ}.i} \cdot P_{\text{ХВ}.i} \cdot g_{\text{ХВ}.i})$$

$$= 12 \cdot 0,071 \cdot 0,09 + 12 \cdot 0,045 \cdot 0,14 + 4 \cdot 0,382 \cdot 0,05 + 7 \cdot 0,227$$

$$\cdot 0,035 +$$

$$+10 \cdot 0,076 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,382 \cdot 0,04 + 2 \cdot 0,424 \cdot 0,09 = 0,51$$

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ХВ}.i} \cdot P_{\text{ХВ}.i}) = N_{\text{УМ}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{УМ}} + N_{\text{ДУШ}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{ДУШ}} + N_{\text{БИДЕ}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{БИДЕ}} + N_{\text{П}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{П}} + N_{\text{УН}} \cdot$$

$$P_{\text{ХВ}}^{\text{УН}} + N_{\text{ФОНТ}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{ФОНТ}} + N_{\text{РАК}} \cdot P_{\text{ХВ}}^{\text{РАК}} \quad (2.25)$$

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ХВ}.i} \cdot P_{\text{ХВ}.i})$$

$$= 12 \cdot 0,071 + 12 \cdot 0,045 + 4 \cdot 0,382 + 7 \cdot 0,227 + 10 \cdot 0,076 + 5$$

$$\cdot 0,382 + 2 \cdot 0,424 = 8,027$$

$$g_{\text{ХВ}}^{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ХВ}.i} \cdot P_{\text{ХВ}.i} \cdot g_{\text{ХВ}.i})}{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ХВ}.i} \cdot P_{\text{ХВ}.i})} = \frac{0,513}{8,027} = 0,064 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

Эквивалентный расход горячей воды:

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ГВ}.i} \cdot P_{\text{ГВ}.i} \cdot g_{\text{ГВ}.i})$$

$$= N_{\text{УМ}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{УМ}} \cdot g_{\text{ГВ}}^{\text{УМ}} + N_{\text{ДУШ}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{ДУШ}} \cdot g_{\text{ГВ}}^{\text{ДУШ}} + N_{\text{БИДЕ}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{БИДЕ}} \cdot g_{\text{ГВ}}^{\text{БИДЕ}} + N_{\text{РАК}}$$

$$\cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{РАК}} \cdot g_{\text{ГВ}}^{\text{РАК}} \quad (2.26)$$

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ГВ}.i} \cdot P_{\text{ГВ}.i} \cdot g_{\text{ГВ}.i})$$

$$= 12 \cdot 0,062 \cdot 0,09 + 12 \cdot 0,04 \cdot 0,14 + 4 \cdot 0,336 \cdot 0,05 + 2 \cdot 0,373$$

$$\cdot 0,09 = 0,269$$

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{ПОМ}}} (N_{\text{ГВ}.i} \cdot P_{\text{ГВ}.i}) = N_{\text{УМ}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{УМ}} + N_{\text{ДУШ}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{ДУШ}} + N_{\text{БИДЕ}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{БИДЕ}} + N_{\text{РАК}} \cdot P_{\text{ГВ}}^{\text{РАК}} \quad (2.27)$$

$$\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{\text{ГВ},i} \cdot P_{\text{ГВ},i}) = 12 \cdot 0,062 + 12 \cdot 0,04 + 4 \cdot 0,336 + 2 \cdot 0,373 = 3,314$$

$$g_{\text{ГВ}}^{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{\text{ГВ},i} \cdot P_{\text{ГВ},i} \cdot g_{\text{ГВ},i})}{\sum_{i=1}^{i=A_{\text{пом}}} (N_{\text{ГВ},i} \cdot P_{\text{ГВ},i})} = \frac{0,269}{3,314} = 0,081 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Рассчитаем вероятность действия условных эквивалентных водоразборных приборов по холодной и горячей воде:

$$P_{\text{ХВ}}^{\text{Э}} = \frac{a_{\text{ХВ}}^{\text{max}_{\text{пом}}}}{g_{\text{ХВ}}^{\text{ЭКВ}} \cdot N_{\text{ХВ}} \cdot 3600} = \frac{5,0 \cdot 55}{0,064 \cdot 52 \cdot 3600} \quad (2.28)$$

$$P_{\text{ГВ}}^{\text{Э}} = \frac{a_{\text{ГВ}}^{\text{max}_{\text{пом}}}}{g_{\text{ГВ}}^{\text{ЭКВ}} \cdot N_{\text{ГВ}} \cdot 3600} = \frac{4,4 \cdot 55}{0,081 \cdot 30 \cdot 3600}$$

Определим значение произведений:

$$P_{\text{ХВ}}^{\text{ЭКВ}} \cdot N_{\text{ХВ}} = 0,023 \cdot 52 = 1,196$$

$$P_{\text{ГВ}}^{\text{ЭКВ}} \cdot N_{\text{ГВ}} = 0,028 \cdot 30 = 0,84$$

Из приложения 3 [4] находим значения коэффициентов:

$$\alpha_{\text{ХВ}} = 1,069; \alpha_{\text{ГВ}} = 0,883$$

Вычислим максимальные (расчётные) расходы холодной и горячей воды, поступающей в производственное помещение:

$$g_{\text{ХВ}}^{\text{расч}} = 5 \cdot g_{\text{ХВ}}^{\text{ЭКВ}} \cdot \alpha_{\text{ХВ}} = 5 \cdot 0,064 \cdot 1,069 = 0,342 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$g_{\text{ГВ}}^{\text{расч}} = 5 \cdot g_{\text{ГВ}}^{\text{ЭКВ}} \cdot \alpha_{\text{ГВ}} = 5 \cdot 0,081 \cdot 0,883 = 0,358 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.2 Расчет системы ГВС

Выберем схему подключения горячего водоснабжения к тепловой сети:

Определим среднюю и расчётную (максимальную) тепловую нагрузку для удовлетворения всех потребителей горячего водоснабжения в здании

Примем общую норму расхода воды одним потребителем за смену
наибольшего водопотребления:

$$\alpha_{ГВ}^{cp2} = 11 \frac{\text{кг}}{1 \text{ чел в смену}}$$

Примем:

$n_{см} = 8$ час - число часов в смене

Температура холодной воды: $t_{хв} = 5$ °С

Температура горячей воды: $t_{ГВ} = 55$ °С

Остывание горячей воды при прохождении от подогревателей горячего
водоснабжения до водоразборных приборов: $\Delta t_{ГВ} = 5$ °С

Температура в рабочей зоне помещения: $t_{в,р} = 23,5$ °С

Теплоёмкость воды: $C_{в} = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Коэффициент часовой неравномерности потребления воды (на хозяйственно-
питьевые нужды) для Барнаула, где численность населения более 300 тыс
человек: $k_{ч}^{max}$

Средняя тепловая нагрузка:

$$Q_{ГВ}^{cp} = \frac{\alpha_{ГВ}^{cp2} \cdot M_{пом} \cdot C_{в} \cdot (t_{ГВ} + \Delta t_{ГВ} - t_{хв})}{n_{см} \cdot 3600} = \frac{11 \cdot 55 \cdot 4,187 \cdot (55 + 5 - 5)}{8 \cdot 3600}$$
$$= 4,838 \text{ кВт}$$

Расчётный расход теплоты на ГВС:

$$Q_{ГВ}^p = k_{ч}^{max} \cdot Q_{ГВ}^{cp} \text{ кВт}$$

Максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение здания: $Q_{ГВ}^p =$
5,806кВт

Максимальный расход теплоты на отопление здания: $Q_{о,р} = 370,861$ кВт

Так как $\frac{Q_{ГВ}^p}{Q_{о,р}} = \frac{5,806}{370,861} = 0,016$, что составляет менее 0,2, то принимаем схему

параллельного подключения к тепловой сети систем отопления и подогревателей
горячего водоснабжения. Принципиальная схема параллельного подключения к
тепловой сети представлена на рисунке 2.4.

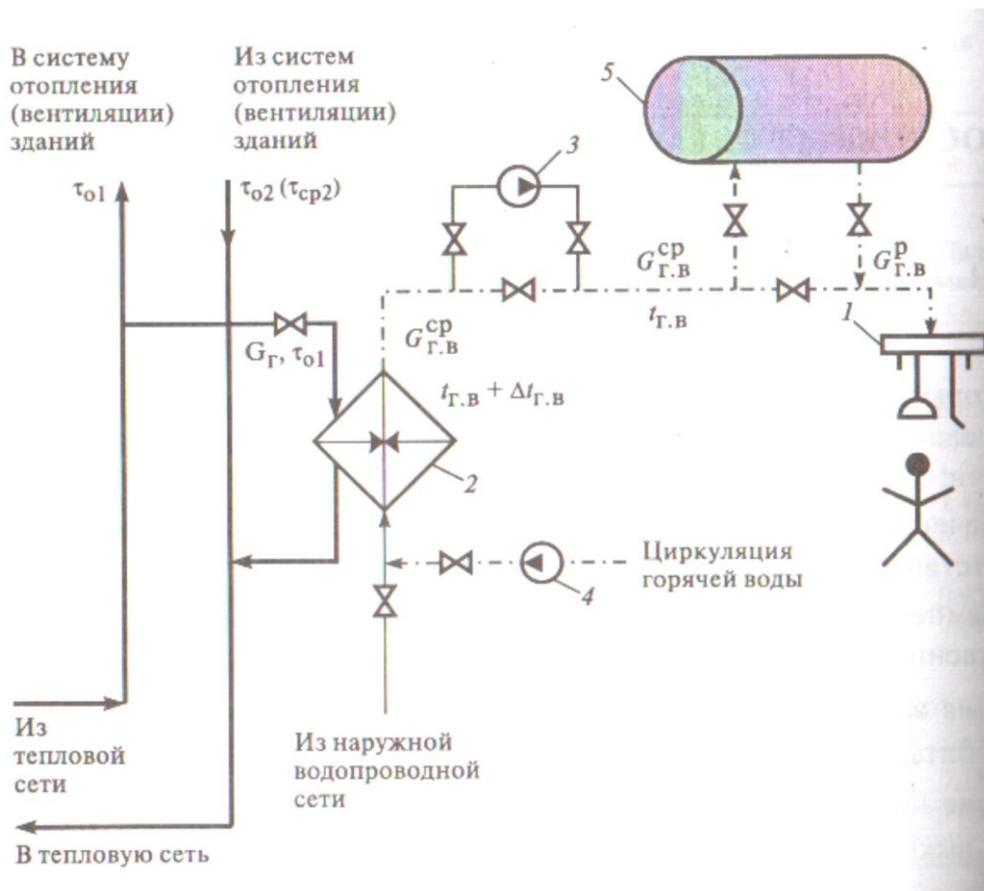


Рисунок 2.4. Принципиальная схема системы ГВС с одноступенчатым параллельным присоединением подогревателей ГВС: 1 – водоразборные приборы; 2 – подогреватель горячего водоснабжения; 3 – повысительный насос; 4 – циркуляционный насос; 5 – бак-аккумулятор горячей воды.

Значения расчетных температур воды составляет: $t_{X.H}^{БЗ} = -27 \text{ } ^\circ\text{C}$

— в подающей линии тепловой сети: $\tau_{o.p1} = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$

— в обратной линии тепловой сети: $\tau_{o.p2} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$

— перед отопительными приборами систем отопления: $\tau_{o.p3} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$

— на входе в подогреватели ГВС: $\tau_{гр1} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$

Коэффициент смешения элеватора, установленного перед отопительной системой:

$$U = \frac{\tau_{o.p1} - \tau_{o.p3}}{\tau_{o.p3} - \tau_{o.p2}} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2 \quad (2.29)$$

При выбранной схеме системы ГВС в подогреватели будет поступать сетевая вода с температурой τ_{01} , но расчетное значение температуры сетевой воды на входе в подогреватели задано $\tau_{гр1} = 70$ °С, определим, при какой температуре наружного воздуха

τ_{01} станет равной $\tau_{гр1} = 70$ °С.

Методом итераций находим температуру τ_{01} :

$$t_H = 6,866 \text{ °С}$$

$$\tau_{01} = t_{в.р} + (0,5 + U) \cdot (\tau_{о.р3} - \tau_{о.р2}) \cdot \left[\frac{t_{в.р} - t_H}{t_{в.р} - t_{Х.Н}^{Б3}} \right] + [0,5 \cdot (\tau_{о.р3} + \tau_{о.р2}) - t_{в.р}] \cdot \left[\frac{t_{в.р} - t_H}{t_{в.р} - t_{Х.Н}^{Б3}} \right]^{0,8} \quad (2.30)$$

$$\tau_{01} = 23,5 + (0,5 + 2,2) \cdot (95 - 70) \cdot \left[\frac{23,5 - 6,866}{23,5 - (-27)} \right] + [0,5 \cdot (95 + 70) - 23,5] \cdot \left[\frac{23,5 - 6,866}{23,5 - (-27)} \right]^{0,8} = 70 \text{ °С}$$

При этой температуре определим поверхность теплообмена подогревателей горячего водоснабжения.

Температура воды на выходе из подогревателя определяется технико-экономическими расчётами, так как этот показатель влияет на энергозатраты в системах теплоснабжения. Предварительно принимаем, что эта температура $\tau_{гр2} = 40$ °С

Для противоточной схемы течения теплоносителей в подогревателе вычисляем среднелогарифмическую разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями при $t_H = 6,866$ °С

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta} &= \tau_{гр2} - t_{ХВ} = 40 - 5 = 35 \text{ °С} \\ \Delta t_M &= \tau_{гр1} - (t_{ГВ} + \Delta t_{ГВ}) = 70 - (55 + 5) = 10 \text{ °С} \\ \overline{\Delta t_{лог}} &= \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M} \right)} = \frac{35 - 10}{\ln \left(\frac{35}{10} \right)} = 19,956 \text{ °С} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Предварительно определяем расход сетевой воды, проходящей через подогреватели в расчётном режиме:

$$G_{\text{сет}} = G_{\text{б}} = \frac{Q_{\text{ГВ}}^{\text{п}}}{C_{\text{в}} \cdot (\tau_{\text{гр1}} - \tau_{\text{гр2}})} = \frac{5,806}{4,187 \cdot (70 - 40)} = 0,046 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.32)$$

Определим расход подогреваемой водопроводной воды, проходящей через подогреватели в расчётном режиме:

$$\begin{aligned} G_{\text{ГВС}} = G_{\text{м}} &= \frac{Q_{\text{ГВ}}^{\text{п}}}{C_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ГВ}} + \Delta t_{\text{ГВ}} - t_{\text{ХВ}})} = \frac{5,806}{4,187 \cdot (55 + 5 - 5)} \\ &= 0,025 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned} \quad (2.33)$$

Рассчитаем условный безразмерный параметр подогревателей горячей воды:

$$\Phi_{\text{Г}} = \frac{Q_{\text{ГВ}}^{\text{п}}}{\Delta t_{\text{лог}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \sqrt{G_{\text{б}} \cdot G_{\text{м}}}} = \frac{5,806}{19,956 \cdot 4,187 \cdot \sqrt{0,046 \cdot 0,025}} = 2,049 \quad (2.34)$$

Принимаем значения коэффициентов $A_{\text{Г}} = 0,35$ и $B_{\text{Г}} = 0,65$ (для противоточной схемы движения теплоносителей в водо-водяных теплообменных аппаратах)

Вычислим удельную тепловую нагрузку подогревателей:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{Г}} &= \frac{1}{A_{\text{Г}} \cdot \frac{G_{\text{м}}}{G_{\text{б}}} + B_{\text{Г}} + \frac{1}{\Phi_{\text{Г}}} \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{м}}}{G_{\text{б}}}}} = \frac{1}{0,35 \cdot \frac{0,025}{0,046} + 0,65 + \frac{1}{2,049} \cdot \sqrt{\frac{0,025}{0,046}}} \\ &= 0,833 \end{aligned} \quad (2.35)$$

Так как $\varepsilon_{\text{Г}} < 1$, то в дальнейших расчётах принимаем $\varepsilon_{\text{Г}} = 0,833$

Уточним значение температуры сетевой воды, выходящей из подогревателей в расчётном режиме:

$$\begin{aligned} \tau'_{\text{гр2}} &= \tau_{\text{о1}} - \left[\frac{\varepsilon_{\text{Г}} \cdot G_{\text{м}} \cdot (\tau_{\text{гр1}} - t_{\text{ХВ}})}{G_{\text{сет}}} \right] = 70 - \left[\frac{0,833 \cdot 0,025 \cdot (70 - 5)}{0,046} \right] \\ &= 40,57 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (2.36)$$

$$\Delta = \left| \frac{\tau_{\text{гр2}} - \tau'_{\text{гр2}}}{\tau_{\text{гр2}}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{40 - 40,57}{40} \right| \cdot 100 = 1,425 \% \quad (2.37)$$

Уточним расход сетевой воды, поступающей в подогреватели при расчётном режиме:

$$G_{Г.Д}^{н.и} = \frac{Q_{ГВ}^p}{C_B \cdot (\tau_{01} - \tau'_{ГР2})} = \frac{5,806}{4,187 \cdot (70 - 40,57)} = 0,047 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.38)$$

Выбираем для установки секционную, трубчатую конструкцию подогревателя и подбираем его типоразмер. Приняв предварительно скорость движения водопроводной воды через его трубки $W_T = 1,35 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, определяем необходимые размеры суммарного проходного сечения трубок $f_T, \text{м}^2$. При среднем значении температуры воды в трубках $t_B^{cp} = 30 \text{ }^\circ\text{С}$, её плотность $\rho_B = 995 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$:

$$f_T = \frac{G_B^p}{\rho_B \cdot W_T} = \frac{0,025}{995 \cdot 1,35} = 0,000018 \text{ м}^2 \quad (2.39)$$

По СП 41-101-95 выбираем подходящий секционный трубчатый водо-водяной подогреватель ВВП 57х2.

Этот подогреватель имеет:

Длину трубок: $l_T = 2 \text{ м}$;

Количество латунных трубок: $n_T = 4 \text{ шт}$;

Внутренний диаметр трубок: $d_B = 0,014 \text{ м}$;

Наружный диаметр трубок: $d_H = 0,016 \text{ м}$;

Внутренний диаметр корпуса: $D_B = 0,050 \text{ м}$;

Поверхность нагрева одной секции: $F_C = 0,37 \text{ м}^2$;

Проходное сечение трубного пучка: $f_T = 0,00062 \text{ м}^2$;

Проходное сечение межтрубного пространства: $f_M = 0,00116 \text{ м}^2$;

Уточним действительные скорости движения воды в подогревателе:

$$W_T = \frac{G_B^p}{\rho_B \cdot f_T} = \frac{0,025}{995 \cdot 0,00062} = 0,405 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.40)$$

Так как средняя температура сетевой воды в подогревателе составляет $t_c^{cp} = 55,21 \text{ }^\circ\text{С}$, то её плотность $\rho_B = 986 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ и скорость в межтрубном пространстве:

$$W_M = \frac{G_{Г.Д}^{н.и}}{\rho_B \cdot f_M} = \frac{0,046}{986 \cdot 0,00116} = 0,04 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.41)$$

Вычислим значение коэффициента теплопередачи в подогревателе

По справочным данным принимаем:

Коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей в подогревателе:

$$\beta_1 = 0,95$$

Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности теплообмена: $\beta_2 = 0,95$

Коэффициент теплопроводности стенок латунных трубок: $\lambda = 0,09 \frac{\text{кВт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Вычислим необходимые величины:

$$A_B = 1,63 + 0,021 \cdot t_B^{\text{cp}} - 0,00004 \cdot (t_B^{\text{cp}})^2 = 1,63 + 0,021 \cdot 30 - 0,00004 \cdot (30)^2 = 2,224 \quad (2.42)$$

$$\alpha_B = \frac{A_B \cdot (W_M)^{0,8}}{(d_B)^{0,2}} = \frac{2,224 \cdot (0,04)^{0,8}}{(0,014)^{0,2}} = 0,398 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.43)$$

$$A_C = 1,63 + 0,021 \cdot t_C^{\text{cp}} - 0,00004 \cdot (t_C^{\text{cp}})^2 = 1,63 + 0,021 \cdot 55,21 - 0,00004 \cdot (55,21)^2 = 2,667 \quad (2.44)$$

$$d_3 = \frac{D_B^2 - n_T \cdot d_H^2}{D_B + n_T \cdot d} = \frac{0,05^2 - 4 \cdot 0,016^2}{0,05 + 4 \cdot 0,016} = 0,01295 \quad (2.45)$$

$$\alpha_C = \frac{A_C \cdot (W_M)^{0,8}}{(d_3)^{0,2}} = \frac{2,667 \cdot (0,04)^{0,8}}{(0,01295)^{0,2}} = 0,485 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.46)$$

$$\delta_T = 0,5 \cdot (d_H - d_B) = 0,5 \cdot (0,016 - 0,014) = 0,001 \text{ м.} \quad (2.47)$$

$$k_T = \frac{\beta_1 \cdot \beta_2}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_C} + \frac{\delta_T}{\lambda_T}} = \frac{0,95 \cdot 0,95}{\frac{1}{0,398} + \frac{1}{0,485} + \frac{0,001}{0,09}} = 0,357 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.48)$$

Вычислим поверхность теплообмена подогревателя:

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \right)} = \frac{(40,42 - 5) - (70 - (55 + 5))}{\ln \left(\frac{40,42 - 5}{70 - (55 + 5)} \right)} = 20,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.49)$$

$$F = \frac{Q_{\text{ГВ}}^p}{k_T \cdot \Delta t_{\text{лог}}} = \frac{5,806}{0,357 \cdot 20,1} = 0,809 \text{ м}^2 \quad (2.50)$$

2.3 Гидравлический расчет

Расчёт будем вести на примере трубопровода для холодной воды в зимний период. Выбираем кольцевую схему разводки.

$$t_{\text{XB}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}; \rho_{\text{B}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \nu = 1,52 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Зададимся скоростью движения воды в трубопроводе: $W = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Длина всего трубопровода составляет:

$$L = 18 + 24 + 4 + 24 + 4 + 24 = 74 \text{ м}$$

Вычислим внутренний диаметр трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot g_{\text{XB}}^{\text{расч}}}{\pi \cdot W \cdot \rho_{\text{B}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,342}{\pi \cdot 1 \cdot 1000}} = 0,0209 \text{ м} \quad (2.51)$$

Принимаем значение внутреннего диаметра трубопровода:

$$d_{\text{ВН}} = 0,0218 \text{ м}$$

Уточним фактическую скорость движения воды в трубах:

$$W_{\text{факт}} = \frac{4 \cdot g_{\text{XB}}^{\text{расч}}}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho_{\text{B}}} = \frac{4 \cdot 0,342}{\pi \cdot 0,0218^2 \cdot 1000} = 0,917 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.52)$$

Вычислим значение критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{\text{факт}} \cdot d_{\text{ВН}}}{\nu} = \frac{0,917 \cdot 0,0218}{1,52 \cdot 10^{-6}} = 13151,71 \quad (2.53)$$

Рассчитаем предельные значения критерия Рейнольдса:

Принимаем: $k_{\text{э}} = 0,000065 \text{ м}$ - новые стальные сварные чистые трубопроводы

$$Re_{\text{пр}}^I = 10 \cdot \frac{d_{\text{ВН}}}{k_{\text{э}}} = 10 \cdot \frac{0,0218}{0,000065} = 3353,85 \quad (2.54)$$

$$Re_{\text{пр}}^{II} = 568 \cdot \frac{d_{\text{ВН}}}{k_{\text{э}}} = 568 \cdot \frac{0,0218}{0,000065} = 190498,46 \quad (2.55)$$

Так как $Re_{\text{пр}}^I < Re < Re_{\text{пр}}^{II}$, то расчёт коэффициента гидравлического трения трубопровода производим по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re \frac{k_{\text{э}}}{d_{\text{вн}}}} \right)^{0,25} \left(\frac{68}{13151,71} + \frac{0,000065}{0,0218} \right)^{0,25} \quad (2.56)$$

Определим полные потери напора по длине трубопровода. Примем долю местных потерь на участке трубопровода $\alpha_{\text{м.с}} = 0,3$ - для сети хозяйственно-питьевого внутреннего водопровода холодной воды.

$g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ - ускорение свободного падения

$$\begin{aligned} \Delta h &= \lambda_{\text{тр}} \cdot L \cdot (1 + \alpha_{\text{м.с}}) \cdot \frac{W^2}{d_{\text{вн}} \cdot 2 \cdot g} = 0,0331 \cdot 74 \cdot (1 + 0,3) \cdot \frac{0,917^2}{0,0218 \cdot 2 \cdot 9,81} \\ &= 6,26 \text{ м} \end{aligned} \quad (2.57)$$

Рассчитаем требуемый гарантированный напор системы внутреннего водопровода:

$$H_{\text{тр}} = \Delta Z_{\text{в.п}} + \Delta h + H_{\text{в.п}}^{\text{max}}$$

Определяем наибольший свободный напор водоразборных приборов (биде со смесителем на втором этаже): $H_{\text{в.п}}^{\text{max}}$ м

Разность высот между наиболее высокорасположенным водопотребителем (биде со смесителем) и вводом в здание: $\Delta Z_{\text{в.п}} = 4$ м

$$H_{\text{тр}} = 4 + 6,26 + 5 = 15,26 \text{ м}$$

Теперь, зная необходимый расход и напор, можем подобрать подходящий насос.

Используя каталог фирмы Grundfos, подберем вертикальный многоступенчатый центробежный насос Grundfos CR 1-3, обладающий характеристиками:

Частота вращения - 2873 об/мин

Номинальная подача – 1,8 м³/ч

Номинальный напор – 15,6 м

Макс. гидростатический напор – 19,2 м

2.4 Разработка функциональной схемы автоматизации

Схема автоматизации представлена на Рисунке А1 в приложении А.

На схеме автоматизации указывается упрощенное изображение объекта автоматизации и его частей, исполнительные устройства и средства автоматизации, также показывают линии связи.

Обозначение на схеме автоматизации показано на рисунке 2.5. Указывается условное обозначение элемента, наименование по месту расположения.

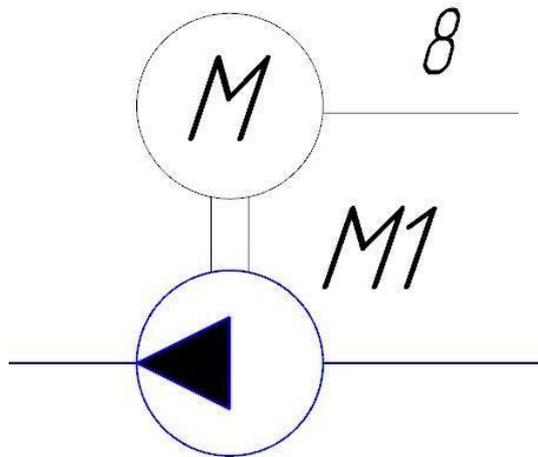


Рисунок 2.5. Обозначение электродвигателя на схеме автоматизации

Обозначение электропривода регулирующего клапана на схеме автоматизации показано на рисунке 2.6. Указывается условное обозначение элемента, связь с регулирующим клапаном, а так же наименование по месту расположения.

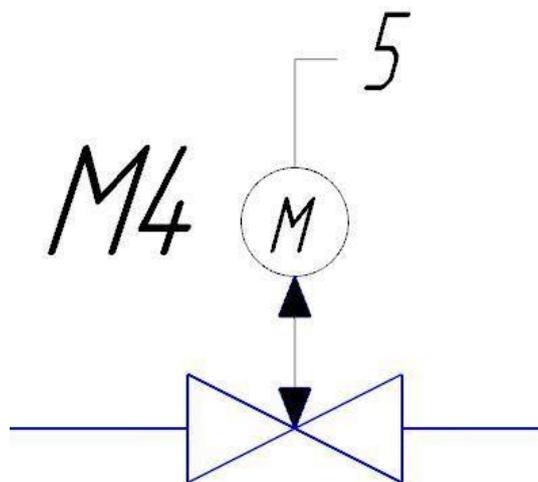


Рисунок 2.6. Обозначение электропривода регулирующего клапана

К датчикам данного индивидуального теплового пункта относятся датчики температуры и реле давления. Обозначение датчика на схеме автоматизации показано на рисунке 2.7. Указывается обозначение элемента, линия связи в шкафу автоматики и наименование по месту расположения.



Рисунок 2.7. Обозначение датчика на схеме автоматизации

2.4.1 Выбор датчиков

Для произведения контроля температуры и давления теплоносителя в ИТП необходимо использовать следующие чувствительные элементы:

- датчик температуры;
- реле давления

Датчик температуры, используется, для измерения температуры теплоносителя, поставляемого централизованной тепловой сетью в подающем трубопроводе, в контуре СО и в контуре ГВС, а также для измерения наружной температуры воздуха.

В качестве датчика для измерения температуры теплоносителя был выбран погружной термометр сопротивления ESMU фирмы Danfoss, рисунок 2.8. Технические характеристики данного термометра сопротивления приведены в таблице 3.1.

Принцип действия термометра сопротивления основан на изменении

электрического сопротивления сердечника чувствительного элемента от температуры.



Рисунок 2.8. Погружной термометр сопротивления ESMU

Таблица 3.1. Характеристики погружного термометра сопротивления ESMU

Сопротивление при 0°C, Ом	1000
Класс защиты	IP 54
Диапазон измеряемой температуры, °C	0-140
Монтаж	Погружной

При выборе датчика подбор элемента осуществлялся исходя из следующих требований:

1. Датчик должен иметь погружной щуп для измерения температуры теплоносителя в трубе.
2. Датчик должен иметь низкую подверженность сопротивлению соединительных проводов;

Для измерения наружной температуры воздуха был выбран настенный термометр сопротивления ESMT фирмы Danfoss, рисунок 6.2. Технические характеристики чувствительного элемента приведены в таблице 3.2.



Рисунок 2.9. Настенный термометр сопротивления ESMT

Таблица 3.2. Характеристики настенного термометра сопротивления ESMT

Сопротивление при 0°C, Ом	1000
Класс защиты	IP 54
Диапазон измеряемой температуры, °C	от-50 до50
Монтаж	Настенное крепление
Габаритные размеры, мм	57x157x38

При выборе датчика подбор элемента осуществлялся исходя из следующих требований:

1. Датчик должен иметь корпус, закрывающий чувствительный элемент от влияния ветра и солнечных лучей.
2. Датчик должен иметь низкую подверженность сопротивлению соединительных проводов;

При разработке автоматизированной системы индивидуального теплового пункта не выдвигались дополнительные требования к чувствительному элементу, служащему для контроля давления в трубопроводах, кроме того, что данный элемент должен иметь дискретный выходной сигнал.

Сформулированному требованию удовлетворяет реле давления КРІ-35 фирмы Danfoss. Реле давления КРІ-35 предназначено для размыкания электрических цепей при достижении давлением теплоносителя заданного значения. Внешний вид реле КРІ-35 давления показан на рисунке 2.10, Устройство представлено на рисунке 2.11. Характеристики реле давления приведены в таблице 3.3



Рисунок 2.10. Внешний вид реле давления КРІ-35

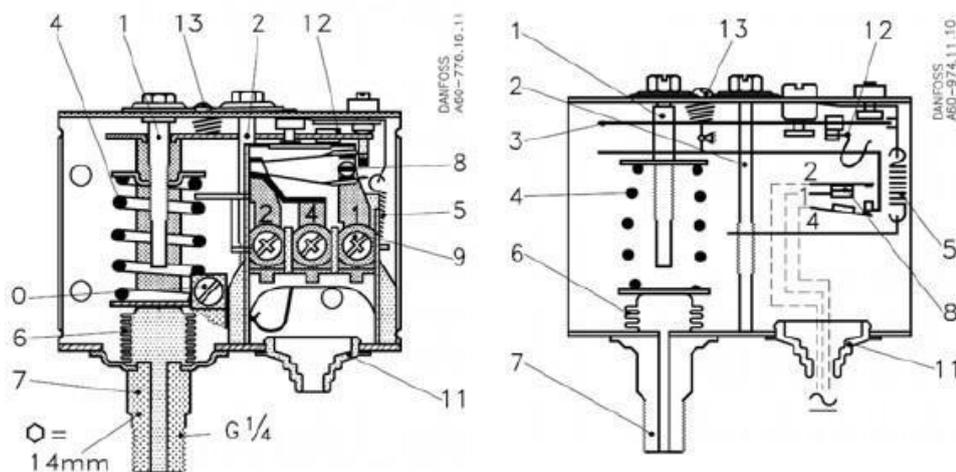


Рисунок 2.11. Устройство реле давления КРІ-35: 1-Настроечный шпindelь шкалы «range» 2-Настроечный шпindelь шкалы «diff» 3-Основной рычаг 4- Пружина шкалы «range» 5-Пружина шкалы «diff» 6-Сильфон 7- Присоединительный штуцер 8-Клеммная панель 9-Клемма 10-Заземление 11-

Кабельный вход 12-Омегаобразная пружина(КР1) 13-Тумблер(КР) 14-Стопорный винт(КР1)

Таблица 3.3. Характеристики КР1-35

Диапазон настройки, бар	от-0,2 до8
Класс защиты	IP 44
Рабочая температура °С	от0 до55
Максимальная температура теплоносителя, °С	130
Подключение кабеля	Уплотняемый ввод для кабелей диаметром 6 14 мм
Контактная схема	Однополюсной перекидной контакт
Габаритные размеры в сборе, мм	84x44x93

2.4.2 Выбор исполнительных элементов

Для реализации автоматизированной системы управления ИТП необходимо использовать следующие исполнительные элементы:

1. Электронасос системы отопления
2. Электронасос системы горячего водоснабжения
3. Электропривод регулирующего клапана;

Электронасос системы отопления применяется для циркуляции теплоносителя в контуре СО. В системе отопления применяются 2 насоса, один в роли основного и второй резервный, на случай выхода из строя основного. Используемые в ИТП насосы должны соответствовать следующим требованиям:

1. иметь подачу не менее 60 м³/ч;
2. иметь напором не менее 8м.

В качестве электронасоса для СО был выбран насос Top-S 65/13 фирмы Wilo. Изображение данного насоса представлено на рисунке 2.12. Характеристики насоса

Тор-S 65/13 приведены в таблице 3.4.



Рисунок 2.12. Насос Тор-S 65/13

Таблица 3.4. Характеристики Тор-S 65/13

Напряжение, В	1~220, ±10%
Тип электродвигателя	Асинхронный
Частота сети, Гц	50ц
Степень защиты	IP 44
Макс. частота вращения (двигатель однофазный), об/мин	2800
Макс. потребляемая мощность, Вт	1450
Максимальный ток нагрузки, А	5.07
Подача, м ³ /ч	65
Напор, м	9
Температура жидкости, °С	от -20 до +110

Для управления пуском насоса Top-S 65/13 необходимо использование магнитного пускателя. Исходя из характеристик насоса, магнитный пускатель должен иметь возможность коммутировать токовую нагрузку в 5 А.

В качестве электронасоса для СО был выбран насос Top-Z 30/7 фирмы Wilo. Изображение данного насоса представлено на рисунке 2.13.



Рисунок 2.13. Насос Top-Z 30/7

Характеристики насоса Top-Z 30/7 приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. Характеристики насоса Top-Z 30/7

Напряжение, В	1~220, ±10%
Тип электродвигателя	Асинхронный
Частота сети, Гц	50
Степень защиты	IP 44
Макс. частота вращения (двигатель однофазный), об/мин	2700
Макс. потребляемая мощность, Вт	165
Максимальный ток нагрузки, А	0,90
Подача, м ³ /ч	7
Напор, м	5

Для управления пуском насоса Top-Z 30/7 необходимо использование магнитного пускателя. Исходя из характеристик насоса, магнитный пускатель должен иметь возможность коммутировать токовую нагрузку 0,9 А.

Процесс регулирования расхода теплоносителя в контурах системы отопления и горячего водоснабжения необходим для того, чтобы изменять температуру теплоносителя. Для регулирования расхода применяется регулирующий клапан.

Регулирующим клапаном является звено исполнительного устройства, звено исполнительного прибора, представляющего собой переменное гидравлическое противодействие, которое управляет затратой среды, изменяя проходное сечение.

Всевозможные системы регулирующих клапанов состоят из надлежащих ведущих составляющих: корпус с седлами, крышку, затвор, шток или же вал. Корпус является герметичной полостью, состоящей из двух крышек, через которую протекает регулируемая среда. Корпус крепится в трубопроводе при помощи присоединительных фланцев. Изнутри корпуса перемещается затвор, приводимый в перемещение штоком или же валом. Движение затвора сравнительно с седлом корпуса изменяет площадь прохода регулирующего органа.

Рассмотрим основные виды регулирующих клапанов, используемых в системах водоснабжения.

Односедельный регулирующий клапан — регулирующий клапан, где смена пропускной способности выполняется за счет поступательного перемещения затвора вдоль оси прохода седла основного корпуса. Иллюстрация односедельного регулирующего клапана показана на рисунке 2.14.

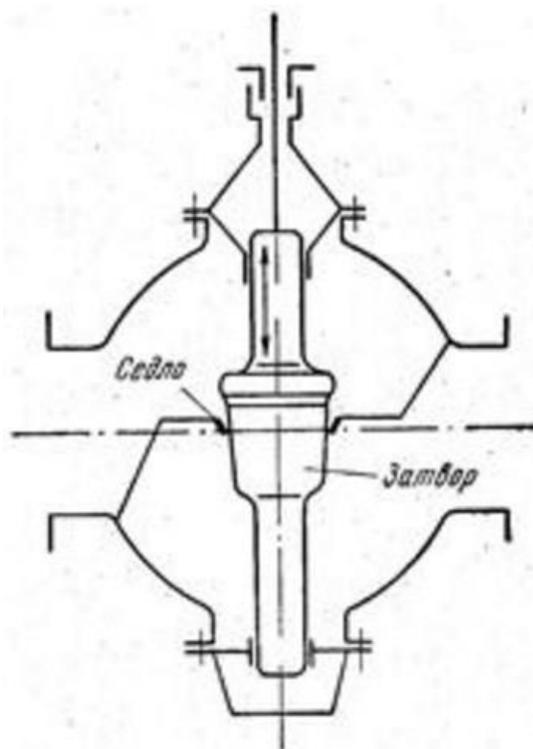


Рисунок 2.14. Односедельный регулирующий клапан

Двухседельный регулирующий клапан — регулирующий клапан, где набирание пропускной способности выполняется поступательным перемещением закрывающего механизма вдоль оси проходов двух седел основного корпуса. Схема двухседельного регулирующего клапана приведена на рисунке 2.15.

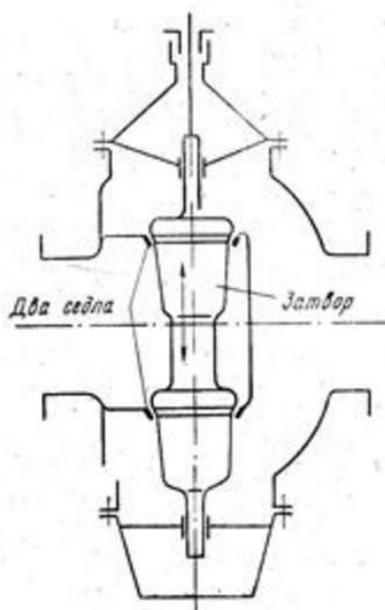


Рисунок 2.15. Двухседельный регулирующий клапан

Крановый регулирующий клапан — регулирующий клапан, в котором перемена пропускной возможности набирается поворотом затвора, который содержит общую форму тела вращения с отверстием для пропуска основной струи и при перекрытии струи вращается кругом по оси, находящейся перпендикулярно оси трубопровода. Затвор имеет возможность быть коническим, цилиндрическим или же шаровым. Изображение разреза кранового регулирующего клапана цилиндрического типа показано на рисунке 2.16.

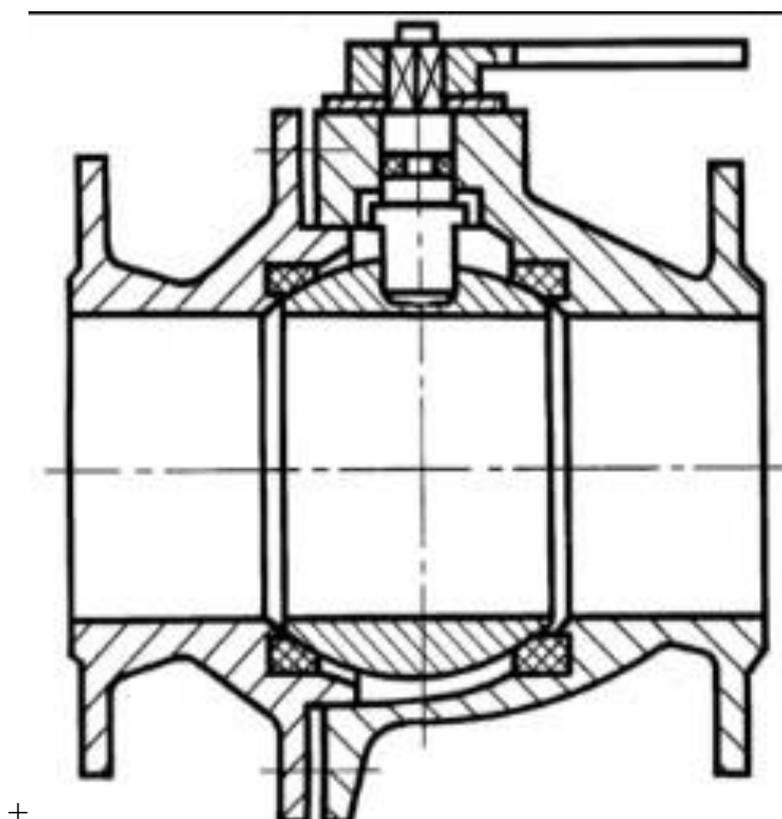


Рисунок 2.16. Крановый регулирующий клапан

Диафрагмовый регулирующий клапан — регулирующий клапан, в котором перемена пропускной возможности достигается поступательным движением центра диафрагмы сравнительно седла. Изображение кранового диафрагмового клапана типа показано на рисунке 2.17.

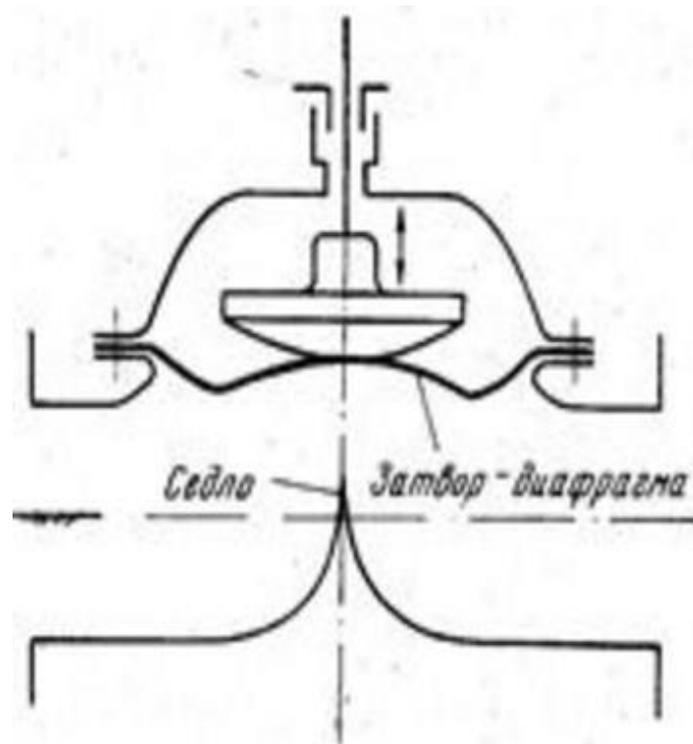


Рисунок 2.17. Диафрагмовый регулирующий клапан

Затвор регулирующего клапана — подвижная часть регулирующего клапана, проходное разрез и в соответствии с этим пропускную дееспособность. Седло — неподвижная доля регулирующего клапана, которая образует вместе с затвором проходное сечение.

В качестве регулирующего клапана, применяемого в контурах систем отопления и горячего водоснабжения, был выбран односедальный проходной регулирующий клапан VB2 фирмы Danfoss, который соответствует подачи как насоса системы отопления, так и насоса системы горячего водоснабжения. Выбор данного регулирующего клапана позволит сократить перечень элементов системы и унифицировать исполнительные элементы системы. Изображение данного регулирующего клапана приведено на рисунке 2.18.



Рисунок 2.18. Регулирующий клапан VB2

Главной характеристикой регулирующего клапана является его условный объёмный расход (KVS).

При выборе регулирующего клапана следует учитывать, что его пропускная способность в полностью открытом положении не должна быть меньше подачи насоса.

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА НА ПРОЦЕСС УВЛАЖНЕНИЯ

Наружный воздух поступает в систему кондиционирования воздуха через различный вид воздухозаборные устройства. Однако, чаще всего в холодный период года этот наружный воздух обладает низкой температурой и влажностью, что, как правило, ниже требуемых параметров в помещении. Поэтому необходимо воздух очистить, и подогреть в калориферах теплотой горячей воды, поступающей из тепловой сети. Далее этот воздух направляется в камеру орошения, где форсунки разбрызгивают воду и полученные капли воды, соприкасаясь с каплями воды, увлажняют воздух до необходимого влажностного содержания и при этом несколько охлаждают. Капли воды собираются в нижней части оросительной камеры и циркуляционным насосом вода вновь подается к форсункам. Так же необходимо использовать компенсировать испарившуюся часть воды насосом, перекачивающий воду из водопровода.

Процессы обработки воздуха (нагрев и увлажнение) в системе вентиляции нагляднее всего представляются на h, d -диаграмме. Поэтому будем использовать эту диаграмму для расчетов. На рис.3.1 представлены процессы изменения воздуха при подготовке его в систему вентиляции в холодный период года. Данные процессы были построены по методу, описанному в [3] Технически процесс увлажнения воздуха может быть реализован различными способами. Один из таких способов производится подачей пара при $t = \text{const}$ (рис 3.1, линия 1). При работе по данному процессу, принят порядок построения процесса на h, d -диаграмме:

1. Используя расчетные значения температуры $t_{н.х.}^B = -44^\circ\text{C}$ в городе Барнаул определяется точка НВ на h, d -диаграмме, которая соответствует полученному состоянию и влажностному содержанию наружного воздуха $d_{н.х.}$ г/(кг с. в).

2. Зная параметры микроклимата в рабочей зоне помещения $t_{в.р} = 22^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$ на h, d -диаграмме находится точка, через которую проводится линия углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха $\varepsilon = 9811,17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг сух.возд.}}$

3. Точки пересечения изотерм приточного $t_{вп} = 20^{\circ}\text{C}$ и удаляемого $t_{вы} = 24^{\circ}\text{C}$ воздуха с линией ε определяют параметры воздуха для поддержания необходимых параметров воздуха в рабочей зоне. В месте пересечения линии влагосодержания $d_{нх} = 0,1$ г/кг и изотермы $t_{вп}$ находится точка начала увлажнения воздуха.

Таким образом, полученный отрезок НВ – ВП1 изображает процесс нагрева воздуха с температурой $t_{вн} = -44^{\circ}\text{C}$ при $d=\text{const}$ до температуры приточного воздуха $t_{вп} = 20^{\circ}\text{C}$. Отсюда следует, что расчетная тепловая нагрузка на подогрев составляет:

$$\begin{aligned} Q_1 &= L^{\text{max}} \cdot C_{\text{во}} \cdot (t_{\text{вп}} - t_{\text{х.н.}}^{\text{б}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (20 - (-44)) \\ &= 1713,485 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Отрезок ВП1-ВП2 – процесс увлажнения воздуха при постоянной температуре $t_{вп} = 20^{\circ}\text{C}$ подачей пара с увеличением энтальпии от 20 до 42,5 кДж/кг. Соответственно, необходимо затрачивать дополнительную тепловую мощность на выработку пара, Q_2 :

$$\begin{aligned} Q_2 &= L^{\text{max}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (h_{\text{вп}} - h_1) = 22,2 \cdot 1,2 \cdot (42,5 - 20) \\ &= 599,4 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Суммарная тепловая мощность, затрачиваемая при изменении параметров воздуха от точки $t_{\text{х.н.}}^{\text{б}}$ до $t_{\text{вп}}$ составляет:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 = 1713,485 + 599,4 = 2312,885 \text{ кВт} \quad (3.3)$$

Процесс обработки воздуха водой рассматривается как процесс тепломассообмена между поверхностью капли воды и воздухом. В идеальных условиях конечные параметры воздуха зависят от температуры воды.

Все процессы называют политропными. Политропный процесс характеризуется тем, что он возможен в идеальном газе при постоянном показателе теплоемкости.

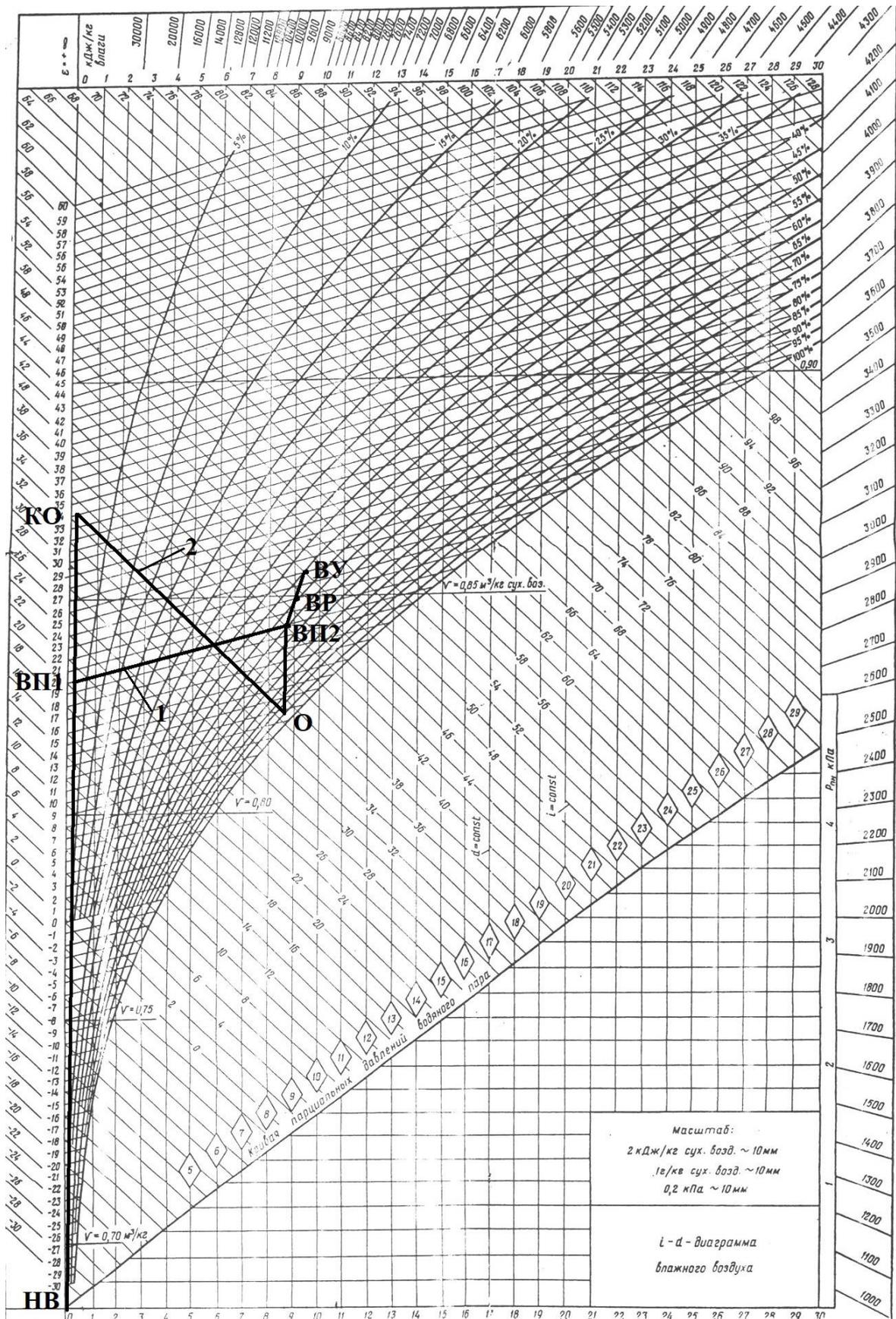


Рисунок 3.1. h,d -диаграмма процесса обработки влажного воздуха в холодном периоде года: линия 1 – процесс увлажнения при $t=const$; линия 2 – процесс увлажнения при $h=const$.

Так же процесс увлажнения может быть осуществлен при $h=\text{const}$ (рисунок 3.1, линия 2). В данном случае к порядку построения добавляются следующие пункты:

4. В месте пересечения линии влагосодержания $d_{\text{ВП}} = 8,8$ г/кг и критической относительной влажности $\varphi = 95\%$ находится точка $t_0 = 12,5^\circ\text{C}$. В месте пересечения линии энтальпии $h_0 = 35$ кДж/кг и изотермы $t_{\text{НХ}}$ находится точка КО начала увлажнения воздуха.

Таким образом, отрезок НХ – КО процесс нагрева воздуха в калорифере от температуры $t_{\text{НХ}} = -44^\circ\text{C}$ при постоянном влагосодержании до $t_{\text{КО}} = 34^\circ\text{C}$, с расчетной тепловой нагрузкой:

$$Q_1 = L^{\text{max}} \cdot C_{\text{ВО}} \cdot (t_{\text{КО}} - t_{\text{Х.Н.}}^{\text{Б}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (34 - (-44)) = 2088,31 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Отрезок КО-О соответствует увлажнению воздуха при $h=\text{const}$ в камере орошения.

О-ВП2 – процесс вторичного нагрева воздуха в калорифере второй ступени, в котором затрачивается тепловая мощность:

$$Q_2 = L^{\text{max}} \cdot C_{\text{ВО}} \cdot (t_{\text{ВП}} - t_0) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (20 - 12,5) = 200,799 \text{ кВт} \quad (3.5)$$

Суммарная тепловая мощность, затрачиваемая при $h=\text{const}$:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 = 2088,31 + 200,799 = 2289,109 \text{ кВт} \quad (3.6)$$

Таким образом, суммарная тепловая мощность, затрачиваемая при $h=\text{const}$ изменилась и по сравнению с суммарной тепловой мощностью, затрачиваемой при изменении параметров воздуха незначительно меньше.

4 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ.

В холодный период года температура наружного воздуха намного ниже температуры воздуха в производственном помещении, и так как воздухообмен в цехах промышленных предприятий достаточно велик, то с удаляемым воздухом теряется большое количество теплоты. «Утилизация теплоты удаляемого загрязненного воздуха позволяет на 40...70 % сократить годовой расход тепловой энергии на принудительную вентиляцию от внешнего источника теплоснабжения (котельной или ТЭЦ). Для утилизации этой теплоты возможно использовать рециркуляцию удаляемого воздуха, но только в производственных помещениях, где выделяются вредные вещества 4-го класса опасности (ПДК которых более 10 мг/м³). Если в удаляемом загрязненном воздухе содержатся вредные вещества 1,2 и 3 классов опасности, то его рециркуляция невозможна.»[4,с.87]

В данной работе рассматриваются варианты с использованием теплоты для подогрева и увлажнения наружного воздуха. Для сравнения эффективности и получения выводов об экономичности рассматриваемых систем рассматриваются системы вентиляции без энергосберегающих элементов, как базовый вариант, с применением теплообменника-утилизатора (ТУ), с применением теплонасосной установки (ТНУ) и одновременным использованием ТУ и ТНУ. Сравнение производится по энергетическим затратам на обработку наружного воздуха до соответствующих параметров.

4.1. Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов без энергосберегающих мероприятий.

Схема без энергосберегающих мероприятий представлена на рисунке 4.1. Наружный воздух в данной схеме забирается воздухозаборником 3 в систему вентиляции, далее, проходя через калорифер 4, подогревается горячей водой из подающего трубопровода тепловой сети и приточным вентилятором 1 подается в

помещение. Охлажденная наружным воздухом вода направляется в обратный трубопровод тепловой сети.

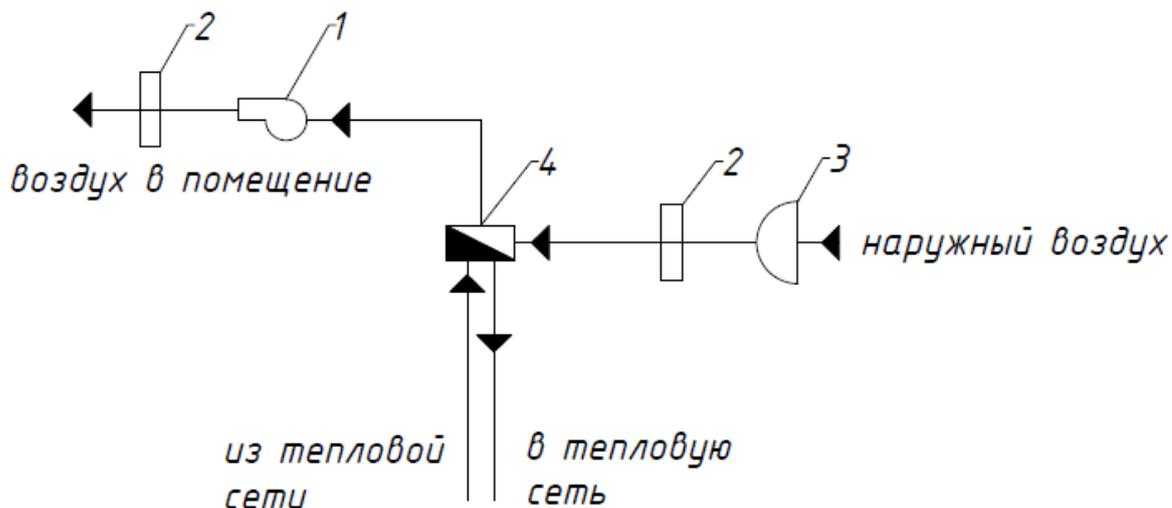


Рисунок. 4.1. Система вентиляции без энергосберегающих мероприятий:
1 – приточный вентилятор; 2 – фильтр; 3 – воздухозаборник; 4 – калорифер

Данная схема чаще всего применяется для поддержания заданных параметров микроклимата помещения, так как она проста, не требует повышенных капитальных затрат, так как для схемы не нужны дополнительные оборудования. Однако данная схема не использует теплоту удаляемого воздуха, поэтому холодный наружный воздух нагревается только теплотой горячей воды из тепловой сети. Таким образом, основными недостатками схемы без энергосберегающих мероприятий являются высокие теплотраты на подогрев воздуха.

Для анализа такой схемы, необходимо определить потребление тепловой и электрической энергии.

Определение затрат тепловой энергии:

Тепловая энергия горячей воды в систему подается из тепловой сети и через калорифер нагревает наружный воздух от: $t_{х.н.}^Б = -44^{\circ}\text{C}$; $h_{х.н.}^Б = -44,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ до $t_{к.о} = 34^{\circ}\text{C}$; $h_{к.о} = 35 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Тепловая мощность воздухоподогревателя:

$$Q_{\text{вп}} = L^{\text{max}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (h_{\text{к0}} - h_{\text{х.н.}}^{\text{в}}) = 22,2 \cdot 1,2 \cdot (35 - (-44,3)) = 2112,552 \text{ кВт} \quad (4.1)$$

Определение затрат электрической энергии:

Потребления электрической мощности осуществляется в приточном вентиляторе. Для его определения следует найти аэродинамические сопротивления в воздухопроводах и калориферах. Суммарное сопротивление воздуха складывается из аэродинамических преодолений им водяного калорифера и воздухопровода.

- Расчет аэродинамического сопротивления в калорифере:

Для определения аэродинамических потерь в калорифере воспользуемся методом, представленном в [3].

В качестве греющего теплоносителя используется горячая вода с температурным графиком $\tau_1/\tau_2 = 95/70$. Рассчитаем расход греющей воды:

$$G_{\text{мс1}} = \frac{Q_1}{C_{\text{в}} \cdot (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{2112,552}{4,19 \cdot (95 - 70)} = 20,168 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.2)$$

Зададим скорость воздуха в теплообменнике $W_1^{\text{возд}} = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ и рассчитаем фасадное сечение для прохода воздуха:

$$f_{\phi 1} = \frac{G_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}} \cdot W_1^{\text{возд}}} = \frac{L^{\text{max}}}{W_1^{\text{возд}}} = \frac{22,2}{10} = 2,22 \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

Подбираем ближайший по величине $f_{\phi 1}$ теплообменник марки КТЦ с $f_{\phi 1} = 2,483 \text{ м}^2$.

Уточняем скорость воздуха в теплообменнике:

$$W_1^{\text{возд}} = \frac{L^{\text{max}}}{f_{\phi 1}} = \frac{22,2}{2,483} = 8,94 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.4)$$

Рассчитаем скорость воды в трубках для 6 параллельно соединённых по воде двухрядных теплообменников:

$N = 3$ шт- число параллельно соединённых по воде теплообменников.

$$W_1^{\text{возд}} = \frac{G_{\text{мс1}}}{f_{\phi 1} \cdot N \cdot \rho_{\text{в}}} = \frac{20,168}{0,00292 \cdot 4 \cdot 1000} = 1,727 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.5)$$

Рассчитаем коэффициент теплопередачи для двухрядного теплообменника:

$$A_n = 21,03 ; n = 0,53 ; p = 0,11$$

$$k = A_n \cdot (W_1^{\text{возд}} \cdot \rho_{\text{возд}})^n \cdot (W_1^{\text{вод}})^p = 21,03 \cdot (8,94 \cdot 1,2)^{0,53} \cdot (1,727)^{0,11}$$

$$= 78,545 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (4.6)$$

Определим среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями:

$$\Delta t_{\text{лог}}^{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{114 - 61}{\ln \frac{114}{61}} = 84,756 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.7)$$

где: $\Delta t_6 = \tau_2 - t_{\text{х.н.}}^{\text{Б}} = 70 - (-44) = 114 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\Delta t_M = \tau_1 - t_{\text{к0}} = 95 - 34 = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Рассчитаем необходимую поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q_1}{k \cdot \Delta t_{\text{лог}}^{\text{ср}}} = \frac{2112,552 \cdot 10^3}{78,545 \cdot 84,756} = 317,335 \text{ м}^2 \quad (4.8)$$

Необходимое количество теплообменников:

$$N_m = \frac{F}{F_1} = \frac{317,335}{82,8} = 3,83; N_m = 4 \text{ шт} \quad (4.9)$$

Аэродинамическое сопротивление калорифера со стороны воздуха:

$$A_p = 10,64 \cdot R; q = 1,15; R = 1,03$$

$$\Delta P_k = A_p \cdot (w \cdot \rho)^q = 10,64 \cdot 1,03 \cdot (8,94 \cdot 1,2)^{1,15} = 167,83 \text{ Па} \quad (4.10)$$

- Расчет аэродинамического сопротивления в воздухопроводах:

Расчет воздухопровода проводится аналогично задаче, представленной в [5]

Расчетная длина воздухопровода системы вентиляции, $l = 210 \text{ м}$.

Определяем предварительное значение площади поперечного сечения воздухопровода:

$$f_B = \frac{L^{\text{max}}}{W_{\text{возд}}} = \frac{22,2}{8,94} = 2,48 \text{ м}^2 \quad (4.11)$$

На основании полученного предварительного значения площади, подбираем нормируемые размеры круглых воздухопроводов из листовой стали: $d = 1800 \text{ мм}$, $f_d = 2,54 \text{ м}^2$.

Действительная скорость в воздуховоде:

$$W_{\text{д}}^{\text{возд}} = \frac{L^{\text{max}}}{f_{\text{д}}} = \frac{22,2}{2,54} = 8,74 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.12)$$

По номограмме для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах механической вентиляции по известным d и $W_{\text{д}}^{\text{возд}}$ определяем динамическое давление $P_{\text{д}} = \rho \cdot \frac{w^2}{2} = 47 \text{ Па}$ и удельные потери на трение $R = 0,3 \text{ Па/м}$.

Потери давления на трение:

$$P_{\text{тр}} = R \cdot l = 0,3 \cdot 210 = 63 \text{ Па} \quad (4.13)$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке:

- 4 колена $90^\circ \xi = 0,7 \cdot 4 = 2,8$

- тройник $\xi = 1,3$

Таким образом, $\Sigma \xi = 2,8 + 1,3 = 4,1$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$Z = \Sigma \xi \cdot P_{\text{д}} = 4,1 \cdot 47 = 192,7 \text{ Па} \quad (4.14)$$

Суммарные потери давления на участке:

$$P_{\Sigma \text{тп}} = P_{\text{тр}} + Z = 63 + 192,7 = 255,7 \text{ Па} \quad (4.15)$$

- Суммарные аэродинамические сопротивления.

Из расчетов выше, получаем сопротивления воздухопровода и калорифера, таким образом можем получить полное сопротивление, благодаря которому найдем давление, развиваемое вентилятором:

$$P_{\text{вент}} = \Delta P_{\text{к}} + P_{\Sigma} = 167,83 + 255,7 = 419,53 \text{ Па}$$

Мощность электродвигателя для привода вентилятора:

$$N_{\text{эд}}^{\text{в}} = \frac{\beta \cdot P_{\text{вент}} \cdot L^{\text{max}}}{\eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot 419,53 \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 13,47 \text{ кВт} \quad (4.16)$$

Происходит это из-за того, что удаляемый воздух из помещения обладает высокой влажностью. При охлаждении же ниже точки росы водяные пары воздуха конденсируются на поверхности пластин. В свою очередь наружный воздух с отрицательной температурой охлаждает влагу, и образовавшийся конденсат замерзает, образуя наледь.

Поэтому необходимо осуществлять подогрев холодного наружного воздуха в воздухоподогревателе первой ступени 7 отбором из подающего трубопровода тепловой сети. Далее воздух нагревается в теплообменнике-утилизаторе 6 теплотой удаляемого из помещения воздуха. После прохождения ТУ воздух догревается в воздухоподогревателе 2-ой ступени 4 и вентилятором 1 подается в помещение.

Данная схема позволяет уменьшить количество потребляемой тепловой энергии горячей воды, а также полезно использовать тепло удаляемого воздуха. Однако из-за новых элементов системы аэродинамическое сопротивление воздуха увеличивается, что влечет за собой увеличение потерь электроэнергии на привод электродвигателя вентилятора, а также увеличиваются капитальные затраты.

Определение затрат тепловой энергии:

В утилизаторе теплоты вентиляционных выбросов вытяжной воздух с температурой $t_{\text{вы}} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ охлаждается до $t_1 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ (для предупреждения замерзания в нём сконденсировавшейся влаги воздуха) и передает количество теплоты:

$$Q_y = L^{\text{max}} \cdot C_{\text{во}} \cdot (t_{\text{вы}} - t_1) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (24 - 2) = 589,01 \text{ кВт} \quad (4.17)$$

С другой стороны: $Q_y = L^{\text{max}} \cdot C_{\text{во}} \cdot (t_{\text{вп}} - t_2)$, откуда находим температуру

$$t_2 = t_{\text{вп}} - \frac{Q_y}{L^{\text{max}} \cdot C_{\text{во}}} = 20 - \frac{589,01}{22,2 \cdot 1,206} = -1,99 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.18)$$

Теперь можем определить количество теплоты, передаваемое в воздушнонагревателе 1-ой ступени:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вп1}} &= L^{\text{max}} \cdot c_{\text{во}} \cdot (t_2 - t_{\text{х.н.}}^{\text{в}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (-1,99 - (-44)) \\ &= 1124,742 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Определяем количество теплоты, передаваемое в воздухонагревателе 2-ой ступени до необходимой температуры $t_{\text{ко}} = 34^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{\text{вп2}} = L^{\text{max}} \cdot c_{\text{во}} \cdot (t_{\text{ко}} - t_{\text{вп}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (34 - 20) = 374,825 \text{ кВт} \quad (4.20)$$

Таким образом, суммарная тепловая нагрузка составляет:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{вп1}} + Q_{\text{вп2}} = 1124,742 + 374,825 = 1499,567 \text{ кВт} \quad (4.21)$$

Определение затрат электрической энергии:

Определяем мощность электродвигателя для привода приточного вентилятора.

Для определения гидравлических потерь калориферов, воспользуемся методом, использованным в §4.1. Соответственно, для воздухоподогревателя первой и второй ступени подбираем водяные калориферы марки КТЦ с аэродинамическими сопротивлениями: $P_{\text{вп1}} = P_{\text{вп2}} = 167,83 \text{ Па}$.

В качестве теплообменника-утилизатора примем пластинчатый теплообменник, который наиболее эффективен для сред воздух-воздух.

Из расчета принимаем пластинчатые поверхности теплообмена с гладкими треугольными ребрами и эквивалентным диаметром $d = 0,91 \text{ мм}$.

Аэродинамические потери в пластинчатом теплообменнике со стороны холодного теплоносителя состоят из суммы местных потерь и потерь на трение:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \varepsilon \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,049 \cdot \frac{l}{0,00091} \cdot \frac{1,2 \cdot 10^2}{2} = 4836 \text{ Па} \quad (4.22)$$

$$\Delta P_{\text{м}} = \varepsilon \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 5 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^2}{2} = 300 \text{ Па} \quad (4.23)$$

$$P_{\text{ту}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 4836 + 300 = 5136 \text{ Па} \quad (4.24)$$

Аэродинамические потери воздуховода остаются неизменными. Таким образом, суммарное давление, развиваемое приточным вентилятором:

$$\begin{aligned} P_{\text{вент}} &= P_{\text{вп1}} + P_{\text{ту}} + P_{\text{вп2}} + P_{\Sigma\text{тп}} = 167,83 + 5136 + 167,83 + 255,7 \\ &= 5727,36 \text{ Па} \end{aligned} \quad (4.25)$$

Мощность электродвигателя для привода приточного вентилятора, по формуле 4.26:

$$N_{\text{ЭДП}}^{\text{В}} = \frac{\beta \cdot P_{\text{ВЕНТ}} \cdot L^{\text{max}}}{\eta_{\text{В}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot 5727,36 \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 161,877 \text{ кВт} \quad (4.26)$$

Определяем мощность электродвигателя для привода вытяжного вентилятора.

Напор вытяжного вентилятора определяется из суммы аэродинамических потерь трубопровода и теплообменника-утилизатора. Принимаем длину вытяжного воздухопровода равной длине подаваемого. Таким образом, $P_{\Sigma\text{ТПВ}} = 255,7 \text{ Па}$.

Аэродинамические потери в пластинчатом теплообменнике со стороны горячего теплоносителя состоят из суммы местных потерь и потерь на трение:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \varepsilon \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,063 \cdot \frac{1}{0,00091} \cdot \frac{1,2 \cdot 10^2}{2} = 6203 \text{ Па} \quad (4.27)$$

$$\Delta P_{\text{М}} = \varepsilon \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 5 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^2}{2} = 300 \text{ Па} \quad (4.28)$$

$$P_{\text{ту}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{М}} = 6203 + 300 = 6503 \text{ Па} \quad (4.29)$$

Таким образом, суммарное давление, развиваемое вытяжным вентилятором:

$$P_{\text{ВЕНТ}} = P_{\text{ту}} + P_{\Sigma\text{ТПВ}} = 6503 + 255,7 = 6758,7 \text{ Па} \quad (4.30)$$

Мощность электродвигателя для привода вытяжного вентилятора:

$$N_{\text{ЭДВ}}^{\text{В}} = \frac{\beta \cdot P_{\text{ВЕНТ}} \cdot L^{\text{max}}}{\eta_{\text{В}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot 6758,7 \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 191,027 \text{ кВт} \quad (4.31)$$

Из всех полученных данных, определяем суммарные затраты электрической энергии на приточный и вытяжной вентилятор:

$$\sum N_{\text{ЭД}}^{\text{В}} = N_{\text{ЭДП}}^{\text{В}} + N_{\text{ЭДВ}}^{\text{В}} = 161,877 + 191,02 = 352,904 \text{ кВт} \quad (4.32)$$

4.3. Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов в теплонасосной установке

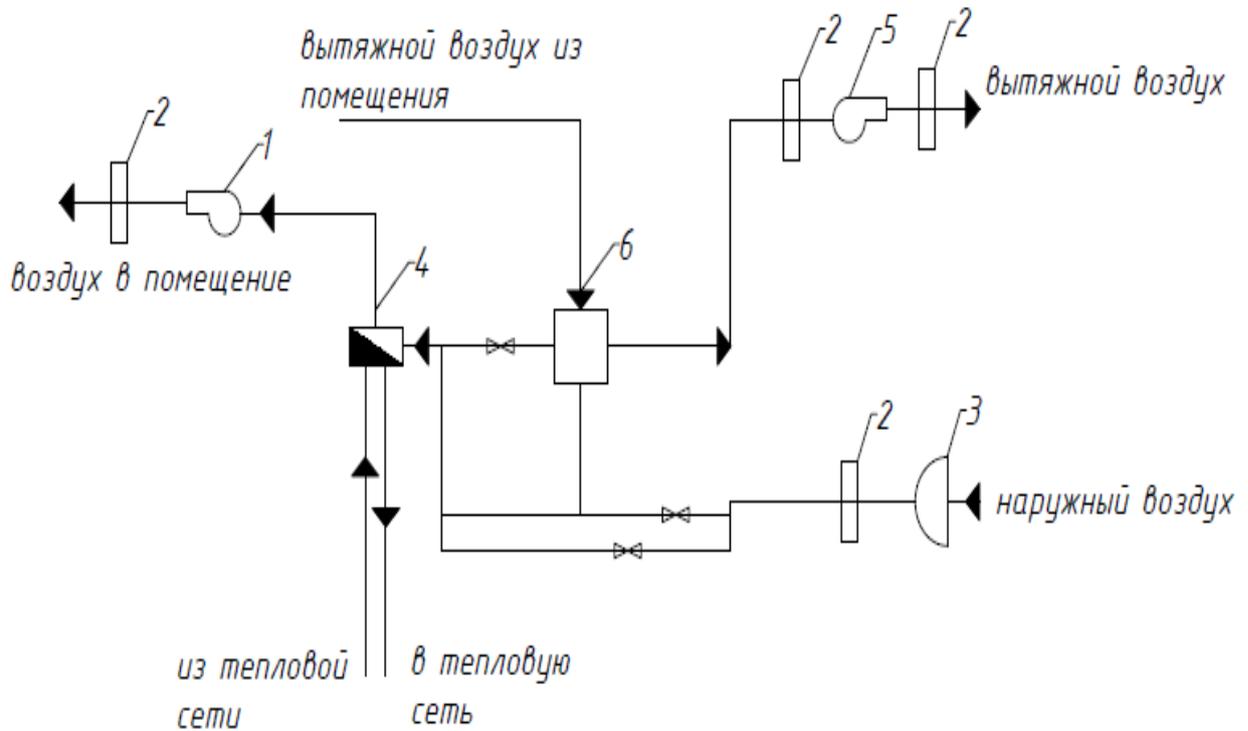


Рисунок 4.3. Система вентиляции с использованием теплонасосной установки:

- 1 – приточный вентилятор; 2 – фильтр; 3 – воздухозаборник; 4 – калорифер; 5 – вытяжной вентилятор; 6 – теплонасосная установка (ТНУ).

Утилизация теплоты удаляемого воздуха осуществляется в данной схеме с помощью ТНУ 6. Теплонасосная установка представляет собой два теплообменника фреон-воздух, компрессор для повышения давления и дроссель. В режиме нагрева воздуха один из теплообменников, испаритель, нагревает теплотой удаляемого воздуха фреон. Далее температура и давление газообразного фреона, проходя через компрессор, заметно увеличиваются. Таким образом, обладая высокой тепловой мощностью, которую хладагент передает с помощью конденсатора наружному воздуху, тем самым нагревая его. Сконденсировавшийся фреон же, далее проходя через дроссель, возвращается к первоначальному состоянию и цикл повторяется.

Выбор хладагента является важной задачей при подборе теплового насоса. Долгое время широко применялся фреон марки R22, благодаря его техническим характеристикам, которые подходят для холодильных установок. Однако, вскоре было выявлено его высокое отрицательное влияние на окружающую среду, в частности на озоновый слой Земли.

Поэтому было необходимо найти альтернативу фреону марки R22. На настоящий момент R407C является одним из самых удачных вариантов замены из значительного списка озонобезопасных смесей хладагентов. Основным его достоинством является то, что по эксплуатационным характеристикам фреон марки R407C практически не отличается от R22. Таким образом, переход оборудования с одного хладагента на другой не составит большого труда.

Определение расхода тепловой энергии:

Принимаем $\delta t_{\text{и}} = 7^{\circ}\text{C}$, поэтому $t_1 = t_{\text{впу}} - \delta t_{\text{и}} = 24 - 7 = 17^{\circ}\text{C}$

По p-s диаграмме (рисунок 4.4) хладагента R407C находим все необходимые теплофизические параметры и занесем в таблицу 4.3.1.

Таблица 4.3.1. Теплофизические параметры

	t, C	P, МПа	h, кДж/кг
1	17	0,8	422
2	77	2,8	452
3	60	2,8	300
4	13	0,8	300

Рассчитаем работу необходимую на работу компрессора:

$$l_{\text{компрессора}} = h_2 - h_1 = 425 - 422 = 30 \text{ кДж} \quad (4.33)$$

Принимаем $\eta_0^{\text{ком}} = 0,8$, тогда:

$$l_{\text{действ.ком}} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_0^{\text{ком}}} = \frac{30}{0,8} = 37,5 \text{ кДж} \quad (4.34)$$

Так как $l_{\text{действ.ком}} = h_{2\text{действ}} - h_1$, то

$$h_{2\text{действ}} = l_{\text{действ.ком}} + h_1 = 37,5 + 422 = 459,5 \text{ кДж}$$

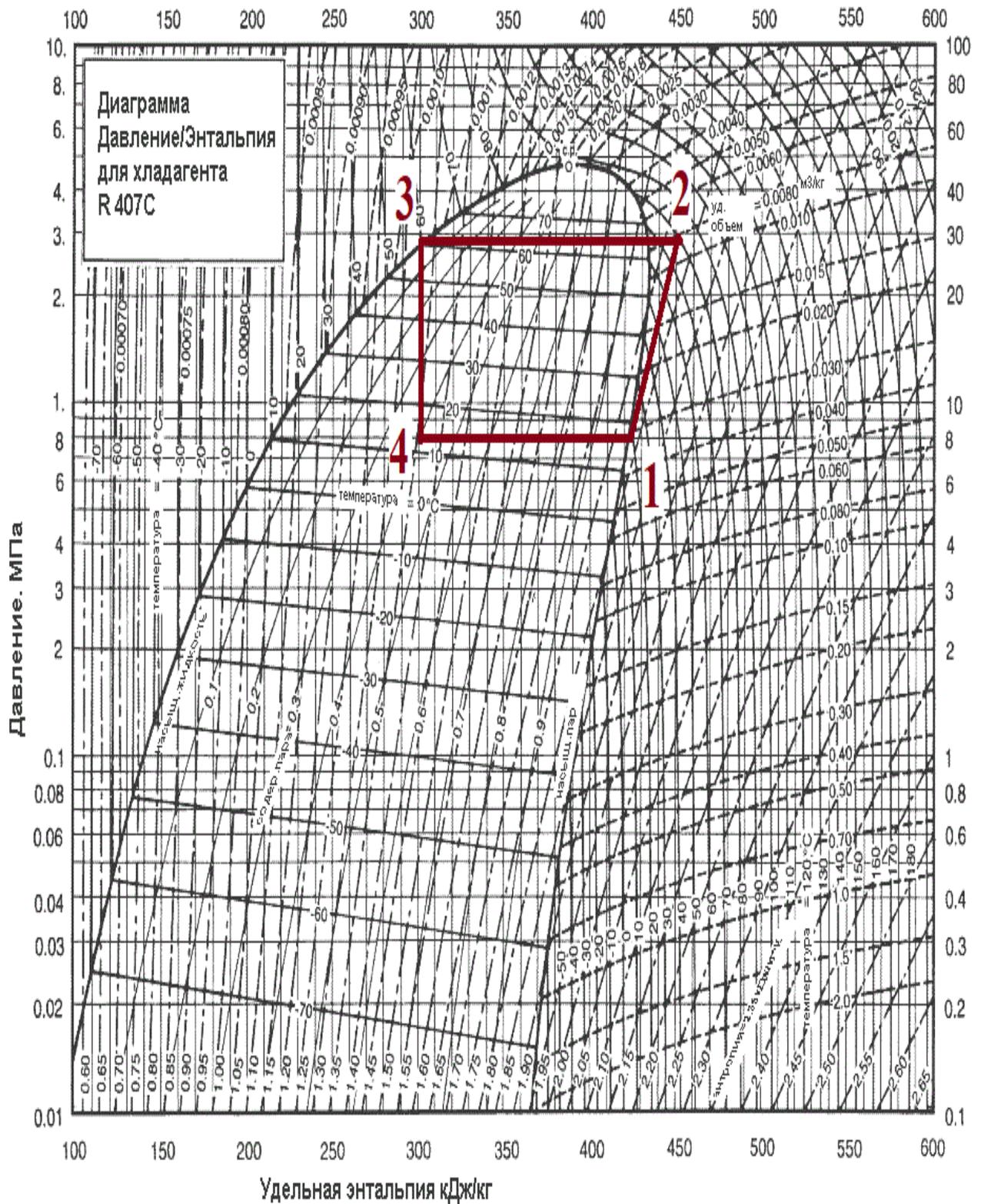


Рисунок. 4.4. Диаграмма давление-энтальпия для хладагента R 407 C: 1-2 – адиабатическое сжатие в компрессоре при $s=\text{const}$, 2-3 – конденсация в

конденсаторе при $P=\text{const}$, 3-4 – изотропное дросселирование при $h=\text{const}$, 4-1 – испарение в испарителе при $P=\text{const}$

Принимаем, что наружный воздух с $t_{\text{НВ}} = -44^\circ\text{C}$ подогревается до $t_{\text{ТН}} = -3,5^\circ\text{C}$ таким образом, теплота, отданная конденсатору:

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}} &= L^{\text{max}} \cdot c_{\text{во}} \cdot (t_{\text{ТН}} - t_{\text{НВ}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (-3,5 - (-44)) \\ &= 1084,31 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (4.35)$$

В то же время $Q_{\text{к}} = G_{\text{x}} \cdot q_{\text{к}} = G_{\text{x}} \cdot (h_{2\text{д}} - h_3)$, тогда

$$G_{\text{x}} = \frac{Q_{\text{к}}}{h_{2\text{д}} - h_3} = \frac{1084,31}{459,5 - 300} = 6,79 \text{ кг/с} \quad (4.36)$$

Теплота, полученная в испарителе:

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{x}} \cdot q_{\text{и}} = G_{\text{x}} \cdot (h_1 - h_4) = 6,79 \cdot (422 - 300) = 828,38 \text{ кВт} \quad (4.37)$$

Определим температуру уходящего воздуха:

$$t_{\text{у}} = t_{\text{впу}} - \frac{Q_{\text{и}}}{L_{\text{воздуха}} \cdot c_{\text{впо}}} = 24 - \frac{828,38}{22,2 \cdot 1,206} = -6,94^\circ\text{C} \quad (4.38)$$

Воздух после теплонасосной установки $t_{\text{ТНУ}} = -3,5^\circ\text{C}$ далее подогревается горячей водой при $d=\text{const}$ до температуры $t_{\text{ко}} = 34^\circ\text{C}$. Расчетная тепловая нагрузка на подогрев наружного воздуха в калорифере составляет:

$$Q_{\text{ВП}} = L^{\text{max}} \cdot c_{\text{во}} \cdot (t_{\text{ко}} - t_{\text{ВП}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (34 + 3,5) = 1003,995 \text{ кВт} \quad (4.39)$$

Таким образом, тепловая нагрузка составляет:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{ВП}} = 1003,995 \text{ кВт}$$

Определение затрат электрической энергии:

В данной схеме электрическая энергия тратится на привод компрессора, приточного и вытяжного вентиляторов.

По расходу воздуха $L^{\max} = 22,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 3600 \text{ с} = 79\,920 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ подбираем конденсатор CRCV244-560-4 с расходом воздуха $85\,650 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ и аэродинамическим сопротивлением $\Delta P_{\text{кон}} = 1050 \text{ Па}$. А так же мощностью вентилятора $N_{\text{кон}}^{\text{в}} = 28,8 \text{ кВт}$ и напором $\Delta P = 500 \text{ Па}$.

По расходу фреона R407C $G_x = 6,79 \text{ кг/с}$ подбираем компрессор Performer SZ140 производителя DANFOSS с потребляемой мощностью $N_{\text{ком}}^{\text{в}} = 19,6 \text{ кВт}$.

По расходу воздуха $L^{\max} = 22,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ подбираем испаритель ТМУ 135/1 производителя Thermokey с расходом воздуха $L = 23,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ и $\Delta P_{\text{исп}} = 2500 \text{ Па}$.

Рассчитаем мощность приточного вентилятора, требуемую на преодоление аэродинамических потерь воздуховода, воздухоподогревателя 4 и конденсатора, которые были рассчитаны ранее:

$$N_{\text{эдп}}^{\text{в}} = \frac{\beta \cdot (P_{\Sigma\text{ТП}} + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{кон}}) \cdot L^{\max}}{\eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot (255,7 + 167,83 + 1050) \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 41,648 \text{ кВт} \quad (4.40)$$

Рассчитаем мощность вытяжного вентилятора, требуемую на преодоление аэродинамических потерь вытяжного воздуховода, и испарителя, которые были рассчитаны ранее:

$$N_{\text{эдп}}^{\text{в}} = \frac{\beta \cdot (P_{\Sigma\text{ТП}} + \Delta P_{\text{исп}}) \cdot L^{\max}}{\eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot (255,7 + 2500) \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 77,887 \text{ кВт} \quad (4.41)$$

Таким образом, суммарные затраты электрической энергии составляют на компрессор, приточный и вытяжной вентиляторы:

$$N_{\Sigma}^{\text{в}} = N_{\text{ком}}^{\text{в}} + N_{\text{эдп}}^{\text{в}} + N_{\text{эдп}}^{\text{в}} = 19,6 + 41,648 + 77,886 = 139,134 \text{ кВт} \quad (4.42)$$

4.4. Анализ эффективности использования теплоты вентиляционных выбросов с одновременным использованием теплообменника-утилизатора и теплонасосной установки.

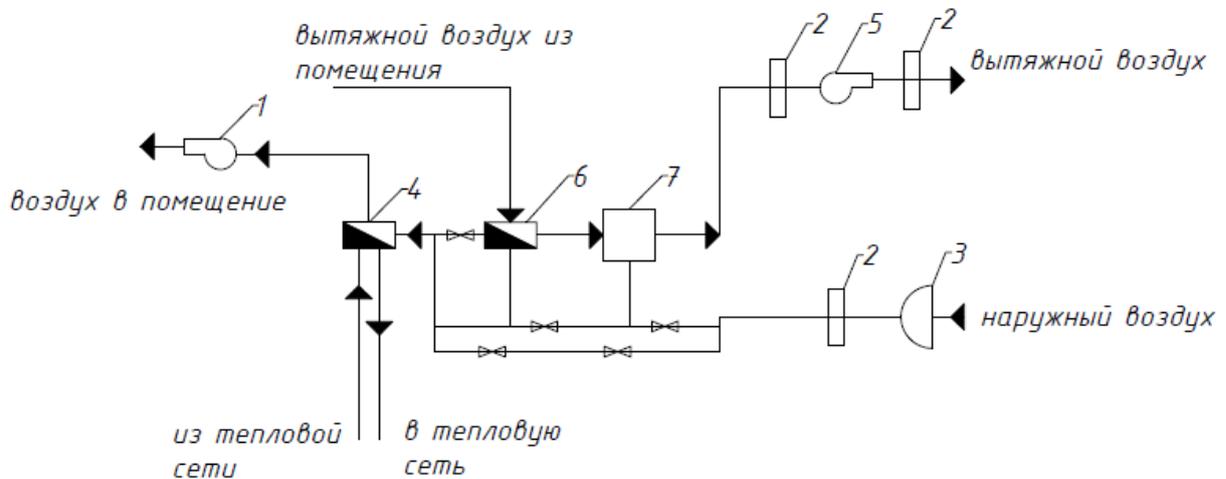


Рисунок 4.5. Система вентиляции с использованием теплонасосной установки и теплообменника-утилизатора:

1 – приточный вентилятор; 2 – фильтр; 3 – воздухозаборник; 4 – калорифер; 5 – вытяжной вентилятор; 6 – теплообменник-утилизатор; 7 – теплонасосная установка.

На рисунке 4.5 представлена принципиальная схема с применением ТНУ и ТУ. Так же, как и в предыдущих схемах, наружный воздух с температурой $t_{\text{нв}} = -44 \text{ }^\circ\text{C}$ забирается и нагревается в теплонасосной установке до $t_{\text{ТНУ}} = -2 \text{ }^\circ\text{C}$. Такая температура выбирается для того, чтобы на поверхности теплообменника-утилизатора, в который дальше поступает воздух, выпавшая на поверхность влага не замерзала. После ТУ воздух догревается в водяном калорифере до $t_{\text{к0}} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$.

Основным достоинством данной системы является то, что ТУ и ТНУ позволяют максимально использовать теплоту уходящих газов, а значит, тепловая энергия горячей воды из тепловой сети используется намного меньше, чем в предыдущих схемах. Однако из-за большого количества элементов на пути прохода воздуха увеличивается аэродинамическое сопротивление, что требует установки вентилятора большей мощности. Так же дополнительная электрическая энергия требуется для теплового насоса.

Определение затрачиваемой тепловой мощности:

Как было указано ранее, ТНУ нагревает наружный воздух до $t_{\text{ТНУ}} = -2 \text{ }^\circ\text{C}$., далее ТУ нагревает до $t_{\text{ТУ}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, водяной калорифер догревает воздух горячей водой с $t_{\text{ТУ}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{\text{КО}} = 34^\circ\text{C}$. Соответственно, тепловая мощность затрачиваемая в схеме с использованием ТНУ и ТУ составляет:

$$Q_{\text{T}} = L^{\text{max}} \cdot c_{\text{ВО}} \cdot (t_{\text{КО}} - t_{\text{ВП}}) = 22,2 \cdot 1,206 \cdot (34 - 20) = 374,82 \text{ кВт} \quad (4.43)$$

Определение затрат электрической энергии:

Для данной схемы принимаем тот же теплообменник-утилизатор и та же теплонасосная установка, что принимали в схема 2 и 3. Соответственно, все технические параметры установок принимаются прежними:

Мощность приточного вентилятора определяем из суммы аэродинамических сопротивлений приточного воздуховода, конденсатора теплонасосной установки, теплообменника-утилизатора и калорифера.

$$\begin{aligned} P_{\text{вентп}} &= P_{\Sigma\text{ТП}} + \Delta P_{\text{кон}} + P_{\text{ТУ}} + P_{\text{ВП1}} = 255,7 + 1050 + 5136 + 167,83 \\ &= 6609,53 \text{ Па} \end{aligned} \quad (4.44)$$

Значит, мощность вентилятора необходимая для преодоления этого сопротивления составляет:

$$N_{\text{ЭДП}}^{\text{В}} = \frac{\beta \cdot P_{\text{вентп}} \cdot L^{\text{max}}}{\eta_{\text{В}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot 6609,53 \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 189,335 \text{ кВт} \quad (4.45)$$

Мощность вытяжного вентилятора определяем из суммы аэродинамических сопротивлений вытяжного воздуховода, испарителя теплонасосной установки и теплообменника-утилизатора.

$$P_{\text{вентв}} = P_{\Sigma\text{ТПВ}} + \Delta P_{\text{кон}} + P_{\text{ТУ}} = 255,7 + 2500 + 6503 = 9258,7 \text{ Па} \quad (4.46)$$

Значит, мощность вытяжного вентилятора необходимая для преодоления этого сопротивления составляет:

$$N_{\text{ЭДВ}}^{\text{В}} = \frac{\beta \cdot P_{\text{вентв}} \cdot L^{\text{max}}}{\eta_{\text{В}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1,1 \cdot 9258,7 \cdot 22,2}{0,96 \cdot 0,9} = 261,687 \text{ кВт} \quad (4.47)$$

Таким образом, суммарные затраты электрической энергии схемы 4,4 на компрессор, приточный и вытяжной вентиляторы:

$$\begin{aligned} N_{\Sigma}^B &= N_{\text{ком}}^B + N_{\text{эдп}}^B + N_{\text{эдп}}^B = 19,6 + 28,8 + 189,335 + 261,687 \\ &= 470,622 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (4.48)$$

4.5 Техничко-экономический анализ систем вентиляции

Наиболее актуальным для сравнения и увеличения эффективности параметром любой схемы, является экономический, так как высокая стоимость энергоносителей предполагает высокие затраты на обеспечение системы.

Для полноценного сравнения различных систем на их эффективность определения электрической и тепловой мощности недостаточно, так как они являются разными видами энергии и имеют разную стоимость для потребителя. Поэтому следует использовать технико-экономическое сравнение для оценки данных четырех схем. Для этого принимаем тарифы на электрическую и тепловую энергию в городе Барнаул равными: $C_{\text{ээ}} = 3,05 \frac{\text{руб}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$; $C_{\text{тэ}} = 1691,03 \frac{\text{руб}}{\text{Гкал}}$. Эти данные были получены из [7], используя тарифы, которые были приняты на момент с 01.01.2020 до 31.05.2020. Используя эти данные можно рассчитать себестоимость каждого м³ воздуха, который нагревается и перекачивается в вентиляционных системах. Для этого воспользуемся формулой:

$$C_i = \frac{N_i^B \cdot C_{\text{ээ}} + Q_i \cdot 3600 \cdot \frac{1}{4,19} \cdot C_{\text{тэ}} \cdot 10^{-6}}{L^{\text{max}} \cdot 3600} \quad (4.49)$$

Все полученные ранее данные представим в одной сводной таблице 4.5.1.

Проанализировав таблицу 4.5.1., есть возможность определить экономическую эффективность использования разных вариантов использования теплоты удаляемого воздуха по сравнению со схемой без энергосберегающих мероприятий. Сравнение проведено по энергозатратам.

Таблица 4.5.1. Энергетические и финансовые затраты для разных систем.

Схема	Тепловая энергия, кВт	Электрическая энергия, кВт	Стоимостной показатель, руб/м ³		
			Тепловой энергии	Электрической энергии	Суммарный
4,1	2112,552	13,47	0.0384	0.0005	0,0389
4,2	1499,567	352,904	0.0273	0.0134	0,0407
4,3	1003,995	139,134	0.0183	0.0053	0.0236
4,4	374,82	470,622	0.0068	0.018	0,0248

Таким образом, при использовании низкопотенциальной теплоты вытяжного воздуха для нагрева наружного воздуха с помощью теплообменника-утилизатора (схема 4,2), энергозатраты дорожают на 4,4%, так как в системе устанавливается дополнительно вытяжной вентилятор, из-за чего затраты электрической энергии увеличиваются в 26 раз.

При использовании теплонасосной установки (схема 4,3) – энергозатраты становятся дешевле на 39%. При их совместном использовании (схема 4,4) – на 36%. Таким образом, является лучшим показателем эффективности является уменьшение экономических затрат на 39% в схеме 4,3.

Наглядным для анализа так же может стать представление полученных данных в виде диаграммы (рисунок 4.6), показывающая соотношение тепловой и электрической мощностей с учетом тарифов в г. Барнаул для разных вариантов схем.

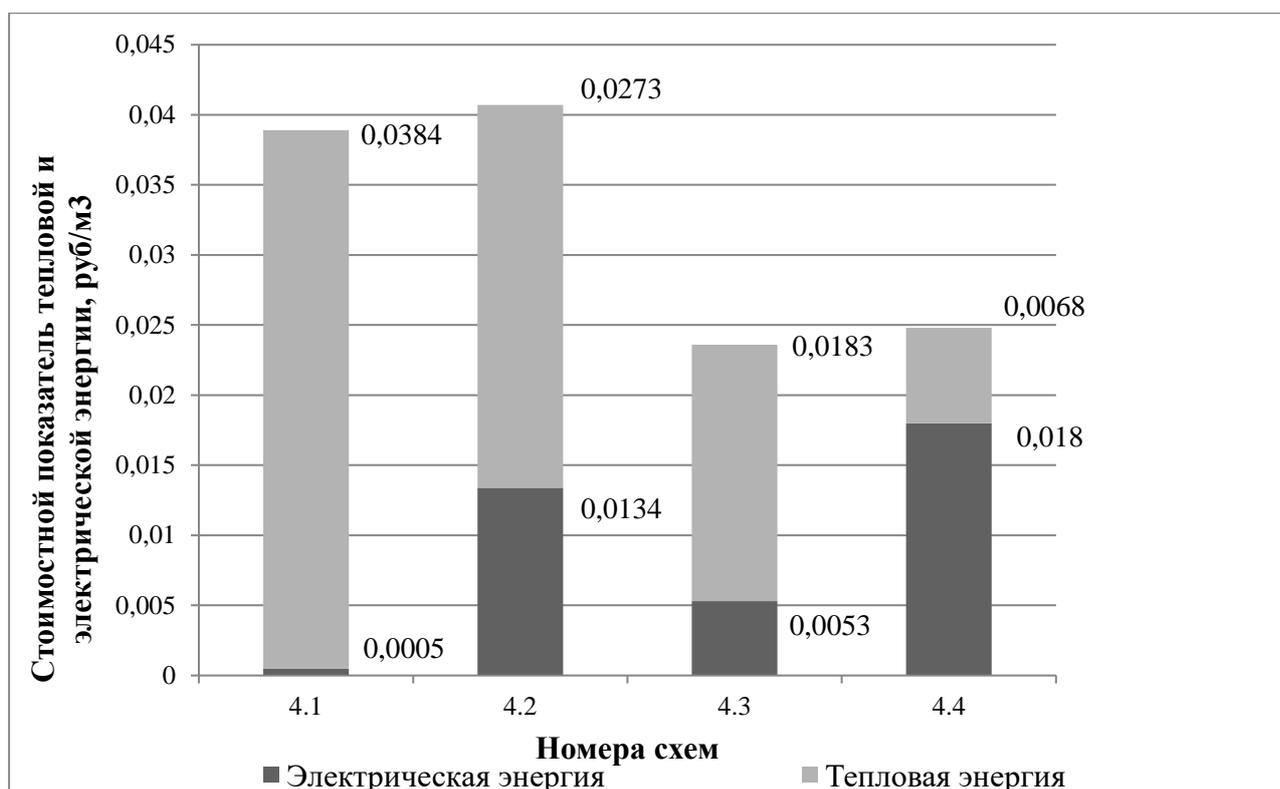


Рисунок 4.6. Стоимость тепловой и электрической энергии для разных вариантов систем.

Таким образом, можно определить, что экономически наиболее эффективным является схема 4.3 с использованием ТНУ, так как по энергозатратам стоимость м³ воздуха составляет $C_{4.3} = 0,0236 \frac{\text{руб}}{\text{м}^3} = 2,4 \frac{\text{коп}}{\text{м}^3}$. По сравнению со системой вентиляции без каких-либо энергосберегающих мероприятий, в которой $C_{4.1} = 0,0389 \frac{\text{руб}}{\text{м}^3}$.

Так же, стоит заметить, что в каждой последующей схеме количество тепловой энергии уменьшается, что свидетельствует об эффективном использовании теплоты удаляемого воздуха. Например, в схеме 4,4 используется на 82% меньше тепловой мощности, чем в схеме без использования теплоты.

Однако, с электрической энергией дела обстоят по-другому: больше всего электрическая мощность затрачивается в схемах с применением ТУ и совместным применением ТНУ и ТУ. Это объясняется тем, что теплообменник-утилизатор обладает высоким гидравлическим сопротивлением, около 5-6 кПа, что требует больших электрических затрат на привод вентилятора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе рассмотрены системы, использующие теплоту вентиляционных выбросов на подогрев подающего воздуха.

В работе были определены:

- параметры воздуха в рабочей зоне промышленного помещения,
- расход воздуха в системе вентиляции,
- тепловая мощность, необходимая на подогрев и увлажнение воздуха,
- затраты электроэнергии на привод вентиляторов и компрессора ТНУ.

Проведен технико-экономический анализ четырех схем систем вентиляции воздуха, который показал:

- используя низкопотенциальную теплоту вытяжного воздуха для нагрева наружного воздуха с помощью теплообменника-утилизатора (схема 4,2), энергозатраты дорожают по сравнению с базовым вариантом на 4,4 %;

- при использовании теплонасосной установки (схема 4,3) – энергозатраты становятся дешевле на 39%, что является лучшим показателем эффективности.

- при их совместном использовании, ТУ и ТНУ (схема 4,4) – на 36%.

Таким образом, была определена наиболее экономически эффективная схема системы вентиляции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шелгинский А.Я. Системы отопления жилых, общественных и производственных зданий. – М.: Издательство МЭИ, 2012. – 116 с.
2. СНиП 2.01.01 – 82. Строительная климатология и геофизика / Минстрой России. М.:ГУЛ ЦПП,1997. – 140с.
3. Шелгинский А.Я. Вентиляция и кондиционирование воздуха в помещениях промышленных, общественных и жилых зданий / А.Я. Шелгинский, К.Б. Борисов, под. ред. В.В. Галактионова. – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 88 с.
4. Шелгинский А.Я. Вентиляция воздуха в производственных, общественных и жилых зданиях / А.Я. Шелгинский, М.Н. Степаненко, А.С. Маленков, Ю.В. Яворовский. – М.: Издательство МЭИ, 2017. – 116 с.
5. Шиляев М.И. Типовые примеры расчета систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / М.И. Шиляев, Е.М. Хромова, Ю.Н. Дорошенко: Учебное пособие – Томск: Издательство ТГАСУ, 2012. – 286 с.
6. Бородкин А.А. Расчет теплообменных аппаратов / А.А. Бородкин, В.Д. Портнов, В.Я. Сасин, В.Н. Федоров; под ред. В.А. Горбенко: Учебное пособие – Часть 1 – М.: Издательство МЭИ, 1997.
7. Вычислительный центр ЖКХ: Сведения о тарифах (ценах) на коммунальные ресурсы на 2018г. - <http://gkh-altay.ru/tarify> (дата обращения 05.06.2018).
8. Ключев А.С. Техника чтения схем автоматического управления и технологического контроля/ А.С. Ключев, Б.В. Глазов, М. Б. Миндин, С.А. Ключев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.: ил
9. Проектирование средств автоматики и управления в технических системах: методическое руководство по дипломному проектированию. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 122 с.
10. Подбор регулирующей арматуры в автоматизированных ИТП. – http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/kniga_pirkov_rus.pdf

11. Методика подбора клапана Danfoss. – <https://tsdservice.com.ua/files/danfossinfo/danfoss-info-issue-3-2005.pdf>
12. Орлов, А.И. «Русская отопительно-вентиляционная техника»./ А. И. Орлов. – М.: Государственное издательство строительной литературы, 1950 – 253 с.
13. ГОСТ 21.208-2013 СПДС. Автоматизация технологических процессов. Обозначения условные приборов и средств автоматизации в схемах. – М.: Изд-во стандартов, 2013. – 32 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Схема автоматизации

