

## Содержание

	С.
Введение	7
1 Исходные данные	9
2 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха	11
3 Расчет тепловой мощности системы отопления	13
3.1 Основные тепловые потери	13
3.2 Определение потерь теплоты лестничными клетками	15
3.3 Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха	16
4 Расчет системы отопления	25
4.1 Выбор отопительных приборов	25
4.2 Размещение отопительных приборов	25
4.3 Расчет количества и типоразмеров отопительных приборов	26
4.5 Гидравлический расчет системы отопления	34
5 Расчет и выбор системы вентиляции	45
5.1 Описание технологического процесса. Определение количества вредностей поступающих в помещения	46
5.2 Местные отсосы	46
5.3 Общеобменная вентиляция	47
5.4 Аэродинамический расчет систем вентиляции	60
5.5 Расчет и выбор оборудования для системы вентиляции	65
5.6 Гидравлический расчет системы теплоснабжения калориферов	71
5.6.1 Методика расчета системы теплоснабжения калориферо	71
5.6.2 Расчет системы теплоснабжения вентиляционных установок П1 – П8.	72
5.6.3 Расчет воздушно – тепловой завесы	74
6 Тепловой пункт	77
7 Техничко–экономическое обоснование проекта отопления и вентиляции автотехцентра	78
7.1 Расчет затрат и договорной цены на проектирование	79

7.1.1 Затраты на оплату труда	79
7.1.2 Отчисления на социальные нужды	80
7.1.3 Амортизация основных фондов и нематериальных активов	81
7.1.4 Накладные расходы	83
7.2 Договорная цена	84
7.3 Сетевое планирование выполнения проектных работ по проектированию отопления и вентиляции автотехцентра	84
7.4 Техничко-экономические показатели вариантов установки конвекторов и радиаторов	86
7.4.1 Алюминиевые радиаторы Termika, Torrid new	87
7.4.2 Стальные радиаторы Kermi Profil-K FK O	90
8 Производственная безопасность объекта	94
8.1 Категорирование объекта по условиям пожаро- и взрывоопасности	94
8.2 Противопожарные профилактические мероприятия	95
8.3 Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы	96
8.4 Мероприятия по безопасности эксплуатации вентиляционных систем	101
8.5 Расчет освещения	103
Заключение	106
CONCLUSION	107
Список использованных источников	108
Приложения	111

## ВВЕДЕНИЕ

Необходимые для человека и технологических процессов условия внутренней среды на производстве, в жилых и общественных зданиях, обеспечиваются с помощью систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Защита ограждений от климатических воздействий недостаточна для круглогодичного обеспечения необходимых условий в помещении. Эти вопросы успешно решают системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [1].

Устройство этих систем и их отдельных элементов характеризуется высокой степенью сложности, большим многообразием схем, использованием сложных механизмов, приборов для регулирования и контроля их работы. Основное назначение систем теплоснабжения и вентиляции состоит в обеспечении заданных климатических условий в помещениях, зданиях. Создание необходимых санитарно–гигиенических условий в помещениях для работающих должно быть связано с требованиями технологического процесса [2].

Поддержание определенных параметров среды в помещении в течение года важно и в целях обеспечения долговечности конструкции, которым свойственна высокая влажность воздуха при сравнительно низкой температуре. Такие условия часто приводят к преждевременному разрушению конструкций. Решение отопительно–вентиляционных задач и срок пользования отоплением и вентиляцией в нашей стране осложняются исключительным разнообразием климата на ее территории. На большей части территории холодный период столь продолжителен, что требуется непрерывное отопление зданий [3].

Около 1/3 всего топлива, сжигаемого в нашей стране, расходуется для целей отопления и вентиляции зданий [1]. Поэтому с экономической точки зрения и в связи с большой напряженностью энергетического баланса страны, является очень важным рациональное использование

топлива в этих системах. Правильное инженерное решение теплоснабжения и вентиляции зданий в масштабах всей страны может дать заметный экономический эффект [7].

Эффективность капитальных вложений в строительство, определяется в значительной мере стоимостью сооружения систем, особенно кондиционирования воздуха, доля, которой в общем объеме затрат для ряда современных производств составляет около 30 % [2].

Целью данной дипломной работы является расчет системы отопления и вентиляции автотехцентра в г. Томске.

## 1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Выпускная работа предусматривает разработку инженерного обеспечения проектируемого автотехцентра в г. Томске.

Проектируемый автотехцентр представляет собой двухэтажное здание с подвалом. Максимальные размеры здания в плане 73,5х46,8 м по осям. Высота первого этажа 4,65 м, второго 3,0 м, подвала 3,0 м.

В здании расположены следующие помещения:

– в подвале: техподвал, гарантийный склад, склад инструмента, склад запасных частей, тепловой и водомерные узлы;

– на первом этаже: выставочный зал, помещение передачи новых автомобилей, цех слесарного ремонта, помещение мастеров, склад запасных частей, санузлы.

– на втором этаже: кафе, кухня, столовая, бухгалтерия, кабинеты директора и главного менеджера, отдел сервиса, отдел продаж, офисный зал, техническое помещение, комната для совещаний и проведения занятий–класс, раздевалки, санузлы.

Конструктивная схема здания каркасная, каркас – металлический, основными несущими конструкциями которого являются поперечные рамы из стальных колонн, балок.

Фундаменты проектируемого здания – свайные с монолитными столбчатыми ростверками из бетона кл. В15, F100, W2.

По периметру здания на отм. 0,600 м выполняется горизонтальная гидроизоляция из цементно–песчаного раствора состава 1:2 толщиной 20 мм.

Стены наружные запроектированы из навесных панелей типа “сэндвич” толщиной 150 мм, цокольная часть выполнена из полнотелого кирпича М75 (Гост 530–95) на цементно–песчаном растворе М50 толщиной 250 мм. Цоколь утепляется плитами пеноплекс М45 толщиной 100 мм и облицовывается фасадными панелями по фасадной системе “Аврора СДК”.

Внутренние перегородки запроектированы из гипсокартонных листов на металлическом каркасе поэлементной сборки толщиной 80, 100 мм.

Перегородки в подвале и лестничных клетках выполнены из полнотелого кирпича М75 на цементно–песчаном растворе толщиной 120 мм. Кровля скатная с наружным организованным водостоком, выполнена из металлических профилированных листов с утеплением из минваты толщиной 150 мм, и технофлекса толщиной 60 мм. Водоизоляционный ковер – из полимерной мембраны.

Окна из ПВХ с тройным остеклением и с открывающимися фрамугами. Двери металлические по ГОСТ 14624–84, алюминиевые глухие утепленные. Ворота из ПВХ подъемные.

Теплоснабжение осуществляется от местной модульной котельной с автоматическим регулированием температуры теплоносителя. Теплоноситель вода по графику 95–70°C. Давление на вводе в систему отопления здания:  $P_{\text{под}} = 6 \text{ кгс/см}^2$ ;  $P_{\text{обр}} = 5 \text{ кгс/см}^2$ .

## 2 РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Показатели микроклимата на рабочих местах всех видов помещений проектируемого автотехцентра выбираются по табл. 2 «Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений» СанПиН 2.2.4.548–96 "Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений" и табл. 1 «Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений» ГОСТ 12.1.005–88 «Общие санитарно–гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». Категории труда, значения приняты по приложению 1 ГОСТ 12.1.005–88. Результаты выбора внутренней температуры воздуха сведены в табл.1.

Таблица 1 – Расчетная температура воздуха внутри помещений.

№ п/п	Наименование помещений	Температура воздуха, °С
1	Помещения обслуживания и ремонта	+16
2	Помещения хранения автомобилей	+5
3	Складские помещения	+10
4	Помещения мойки автомобилей	+18
5	Гардеробные спецодежды	+23
6	Душевые	+25
7	Уборные	+16
8	Административные помещения	+18

Параметры наружного воздуха принимаются согласно рекомендациям [1] в соответствии с географическим районом расположения объекта в г. Томске. Различают два варианта наружного климата при проектировании вентиляции – параметры А и Б [15], выбор которых обуславливается следующими положениями.

Для холодного периода года:

параметры А принимают при общеобменной вентиляции (с естественным и механическим побуждением), предназначенной для удаления избытков теплоты, влаги, в том числе вентиляции с испарительным (адиабатическим) охлаждением воздуха. Расчетная температура наружного воздуха  $t_3 = -23^\circ\text{C}$ ; расчетная скорость ветра  $v_3 = 14,8 \text{ м/с}$  [15];

параметры Б – при общеобменной вентиляции, предназначенной для удаления вредных веществ любого класса опасности, компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологическим оборудованием, при вентиляции с испарительным (адиабатическим) охлаждением воздуха, воздушного душирования, воздушных завес, воздушного отопления (совмещенного с приточной вентиляцией), кондиционирования воздуха при проектировании системы отопления. Расчетная температура наружного воздуха  $t_3 = -40^\circ\text{C}$ ; расчетная скорость ветра  $v_3 = 13,5 \text{ м/с}$  [15].

В переходных условиях для всех районов страны за наружную температуру воздуха принимают температуру  $t_n = 8^\circ\text{C}$ , удельную энтальпию  $J = 22,5 \text{ кДж/кг}$ .

Для теплого периода года:

параметры А принимают при любых вентиляционных системах, в том числе для вентиляции с адиабатным охлаждением воздуха. Расчетная температура наружного воздуха  $t_n = 23,6^\circ\text{C}$ ; расчетная скорость ветра  $v_n = 4,7 \text{ м/с}$  [15];

параметры Б для систем кондиционирования воздуха. Расчетная температура наружного воздуха  $t_n = 23,4^\circ\text{C}$ ; расчетная скорость ветра  $v_n = 4,7 \text{ м/с}$  [15].



### 3 РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

#### 3.1 Основные тепловые потери.

В зданиях, сооружениях и помещениях с постоянным тепловым режимом в течение отопительного сезона для поддержания температуры на заданном уровне сопоставляют тепловые потери и теплопоступления в расчетном установившемся режиме, когда возможен наибольший дефицит теплоты [2, 3].

Тепловая мощность отопительной установки помещения  $Q_{OT}$  для компенсации дефицита теплоты равна [5]:

$$Q_{OT} = Q_{OGR} + Q_{И}$$

где  $Q_{OGR}$  – тепловые потери через ограждающие конструкции;  $Q_{И}$  – теплотраты на нагревание наружного воздуха, поступающего через открываемые ворота, двери и другие проемы и щели в ограждениях.

Теплопоступления в помещения автотехцентра будут учтены при проектировании системы вентиляции.

Потери теплоты через ограждающие поверхности конструкций помещений  $Q_{OGR}$  складываются из теплопотерь через отдельные ограждения, определяемые по формуле (8.4) [4, стр.34] Вт:

$$Q_{OGR} = k \cdot A \cdot (t_{int} - t_{ext}) \cdot n \cdot (1 + \Sigma\beta),$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $k = 1/R_o$ ;  $A$  – площадь ограждения, м<sup>2</sup>;  $t_{int}$  – температура внутри помещения, °С;  $t_{ext}$  – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С; для г. Томска  $t_{ext} = -40$  °С;  $n$  – коэффициент, учитывающий положение наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, принимается по табл. 5.2 [4, стр.20];  $(1 + \Sigma\beta)$  – коэффициент добавочных тепловых потерь, принимается согласно рекомендациям главы 8 [4, стр.36];  $R_o$  – приведенное сопротивление теплопередаче ограждения, (К·м<sup>2</sup>)/Вт.

Приведенное сопротивление теплопередаче ограждения

определяется по формуле [5]:

$$R_0 = R_{в} + R_{к} + R_{н} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}}$$

где  $R_{в}$ ,  $R_{н}$  – сопротивление теплообмену на внутренней и наружной поверхностях ограждения;  $R_{к}$  – термическое сопротивление материальных слоев ограждающей конструкции;  $\alpha_{в}$ ,  $\alpha_{н}$  – коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхностях ограждения, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_i$  – толщина слоя материала в ограждении, м;  $\lambda_i$  – расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, принимаемый по прил. 3 СНиП II–3–79\*\* с учетом условий эксплуатации ограждающих конструкций.

Результаты расчета приведенных сопротивлений теплопередаче ограждений проектируемого автотехцентра сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Приведенные сопротивления теплопередачи ограждений.

№ п/п	Наименование ограждающих конструкций	1/R <sub>0</sub> , (Вт/м <sup>2</sup> ·°С)
1	Стены наружные	0,23
2	Покрытие	0,23
3	Двери наружные	1,54
4	Окна с тройным остеклением в раздельно–спаренных переплетах	1,54
5	Ворота утепленные	0,625

Добавочные потери теплоты  $\beta$  через ограждающие конструкции приняты в долях от основных потерь [2]:

а) в помещениях любого назначения через наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери и окна, обращенные на север, восток, северо–восток и северо–запад в размере 0,1; на юго–восток и запад – в размере 0,05; в угловых помещениях (имеющих две и более наружных стен) дополнительно – по 0,05 на каждую стену, дверь и окно [2];

б) через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно–тепловыми завесами, при высоте зданий Н, м, от средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты в размере 0,2Н – для тройных дверей с

двумя тамбурами между ними; 0,27Н – для двойных дверей с тамбурами между ними; 0,34Н – для двойных дверей без тамбура; 0,22Н – для одинарных дверей [2];

в) через наружные ворота, не оборудованные воздушными и воздушно–тепловыми завесами, – в размере 3 при отсутствии тамбура [2].

Сопротивление теплопередаче определено для неутепленных полов на грунте и стен, расположенных ниже уровня земли, с коэффициентом теплопроводности  $\lambda \geq 1,2$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) по зонам шириной 2 м, параллельным наружным стенам, принимая  $R_c$ , (м<sup>2</sup>·°С)/Вт, равным:

2,1 – для I зоны;

4,3 – " II " ;

8,6 – " III " ;

14,2 – " IV " ; (для оставшейся площади пола).

### 3.2 Определение потерь теплоты лестничными клетками.

Тепловые потери через лестничные клетки определяют не по отдельным этажам, а сразу по всей высоте клеток. Рассмотрим пример расчета теплотерь через ограждающие конструкции для помещения лестничной клетки №5.

Лестничная клетка является угловой, внутренняя расчетная температура  $t_{вн} = 10$  °С. Теплотери рассчитываются через ограждающую стену с северной и восточной сторон и пол.

Рассчитываем тепловые потери ограждений для северной стены:

$$Q_{cm} = k \cdot F \cdot (t_g - t_n) n = 0,23(4,2 \cdot 3 + 4,2 \cdot 4,65) \cdot (10 - (-40)) \cdot 1 = 369 \text{ Вт}.$$

Для восточной стены:

$$Q_{cm} = k \cdot F \cdot (t_g - t_n) n = 0,23(6 \cdot 3 + 6 \cdot 4,65) \cdot (10 - (-40)) \cdot 1 = 528 \text{ Вт}.$$

Тепловые потери для пола рассчитываем по вышеизложенной методике.

Для первой зоны:

$$Q_{nл1} = k \cdot F \cdot (t_e - t_n) n = 1/2, 1(4, 2 \cdot 2 + 6 \cdot 2) \cdot (10 - (-40)) \cdot 1 = 486 \text{ Вт}.$$

Для второй зоны:

$$Q_{nл1} = k \cdot F \cdot (t_e - t_n) n = 1/4, 3(4 \cdot 2 + 0, 2 \cdot 2) \cdot (10 - (-40)) \cdot 1 = 98 \text{ Вт}.$$

Для третьей зоны:

$$Q_{nл1} = k \cdot F \cdot (t_e - t_n) n = 1/8, 6(0, 2 \cdot 2) \cdot (10 - (-40)) \cdot 1 = 2 \text{ Вт}.$$

Дополнительные потери для ограждающих конструкций лестничной клетки №5 учитываем для стен с северной стороны коэффициентом 0,1 с восточной 0,05:

Находим суммарные тепловые потери для лестничной клетки:

$$Q_{огр.общ} = \sum Q_{огр} = 369 \cdot (1 + 0,1) + 528 \cdot (1 + 0,05) + 486 + 98 + 2 = 1546 \text{ Вт}.$$

Для остальных помещений рассчитываем тепловые потери через ограждающие конструкции по указанной методике, результаты заносим в таблицу 3 «Расчёт тепловых потерь через ограждающие конструкции здания».

Примечание:

1. Принятые обозначения наружных ограждений: Нс. – наружная стена, То. – окно с тройным остеклением, Пл – пол, Пр – потолочное перекрытие, Вс. – внутренняя стена, Вр. – ворота, Дв. – наружная дверь.

2. Принятые обозначения ориентации по сторонам света вертикальных наружных ограждений: с – север, ю – юг, з – запад, в – восток.

### 3.3 Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха

Удаляемый вытяжной вентиляцией воздух из автотехцентра возмещается поступлением холодного наружного воздуха в основном через не плотности оконных притворов.

Кроме естественного давления, возникающего вследствие разности плотностей теплого внутреннего и холодного наружного воздуха,

проникновению холодного воздуха в помещения способствует переход у стен здания динамического давления ветра в статическое.

Для предупреждения охлаждения помещений поступающим через неплотности заполнения световых проемов предусматривают подачу в помещения дополнительного количества тепла, обеспечивающего подогрев инфильтрующегося воздуха до требуемой температуры помещений.

Теплопотери  $Q_{и.в.}$ , Вт, на нагревание наружного воздуха, поступающего путем инфильтрации в помещения, определяют по формуле [5]:

$$Q_{и.в.} = 0,28 \sum G_i c (t_e - t_n) \beta, \text{ Вт};$$

где  $\beta$  – поправочный коэффициент, учитывающий нагревание инфильтрующегося воздуха в межстекольном пространстве окон, где воздух несколько нагревается теплотой, (экономайзерный эффект) передающейся через окна наружу ( $\beta = 0,8$  при отдельных и  $\beta = 1,0$  при спаренных переплетах и при одинарных окнах, дверях и воротах);  $c$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1005 Дж/(кг К);  $t_n$  – расчетная температура наружного воздуха, соответствующая параметрам Б для холодного периода года по СНиП [9];  $t_v$  – расчетная температура внутреннего воздуха;  $G_i$  – количество воздуха, поступающего путем инфильтрации через площади соответственно окон и других наружных ограждений, кг/ч; 0,28 – числовой коэффициент, приводящий в соответствие принятые размерности расхода воздуха, кг/ч, и теплового потока, Вт ( $0,28=1005/3600$ ).

При определении инфильтрации расчет воздушного режима здания может быть упрощен. Задача инженерного расчета сводится, прежде всего, к определению суммарного расхода инфильтрующегося воздуха кг/ч, через отдельные ограждающие конструкции помещения, который зависит от вида и характера неплотностей в наружных ограждениях и определяется по формуле [5]:

$$G_i = 0,21 \sum \frac{(\Delta p_1^{2/3} \cdot A_1)}{R_{u,1}} + \sum \frac{(\Delta p_2^{1/2} \cdot A_2)}{R_{u,2}} + \sum \frac{(\Delta p_3 \cdot l)}{R_{u,3}}, \text{ кг/ч};$$

где обозначения с индексом 1 относятся к окнам, балконным дверям и фонарям; с индексом 2 – к дверям, воротам и открытым проемам; с индексом 3 – к стыкам стеновых панелей (эта составляющая учитывается только для жилых зданий);  $A$  – площадь ограждения,  $\text{м}^2$ ;  $l$  – длина стыков панелей,  $\text{м}$ ;  $R_{и}$  – сопротивление воздухопроницанию соответствующего ограждения,  $\text{м}^2\text{чПа/кг}$  для  $R_{и1}$  и  $R_{и2}$  или  $\text{м}^2\text{чПа/кг}$  для  $R_{и3}$  (показатель степени  $n$ , равный  $1/2$  или  $2/3$  характеризует различный аэродинамический режим фильтрации воздуха, соответственно ламинарный через стыки панелей, турбулентный – через двери и открытые проемы, смешанный через неплотности окон):  $\Delta p$  – перепад давления на поверхности соответствующих ограждений на уровне расположения воздухопроницаемого элемента,  $\text{Па}$ .

0,21 – числовой коэффициент, учитывающий перепад давления  $\Delta p_0=10 \text{ Па}$ , при котором определяются расчетные значения  $R_{и1}$  ( $0,21=1/10^{2/3}$ ).

В данной работе расчет инфильтрации ведется для всех световых проемов, а так же наружных дверей и ворот. Разность давления  $\Delta p_i$  у наружной и внутренней, поверхностей ограждающих конструкций вычисляют в центре рассматриваемого элемента (окна, двери, ворот).

Фактические значение сопротивления воздухопроницанию наружных ограждений  $R_{и}$  определяются по действующим СНиП II–3–79\*\* или по данным организации–изготовителя. В данном случае для остекления и наружных дверей  $R_{и1} = 1 \text{ м}^2\text{чПа/кг}$ , так как установленные окна и наружные двери сделаны из ПВХ профилей и двухкамерных стеклопакетов и являются почти герметичными. Для внутренних дверей разделяющие помещения, температура в которых отличается более чем на  $4^{\circ}\text{C}$   $R_{и1} = 1 \text{ м}^2\text{чПа/кг}$ .

Расчетная разность давления  $\Delta p_i$ , Па, в общем случае определяется величиной гравитационно–ветрового давления и работой вентиляции.

При вычислении разности давления  $\Delta p_i$  для жилых и общественных зданий с естественной вытяжной вентиляцией используют формулу:

$$\Delta p_i = (H - h_i)g(\rho_n - \rho_в) + 0,5\rho_n v_n^2 (c_n - c_з)K - p_0, \text{ Па} ,$$

где  $H$  – высота здания от поверхности земли до верха карниза или вытяжных отверстий шахт (фонаря), м;  $h_i$ – расстояние от поверхности земли до верха окон, дверей и проемов или до середины стыков панелей, м;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\rho_i - \rho_a$ – плотность, соответственно, наружного и внутреннего воздуха,  $\text{кг/м}^3$ , определяемая по специальным таблицам или в зависимости от температуры воздуха по формуле  $= 353 / (273 + t)$ ;  $v_i$  – расчетная скорость ветра, м/с. Принимают по таблице 1 СНиП 23–01–99 «Строительная климатология»;  $K$ – коэффициент, учитывающий изменение скоростного давления ветра по высоте здания, принимаемый при помощи интерполирования по СНиП 2.01.07–85 “Нагрузки и воздействия”;  $c_n, c_з$  – аэродинамические коэффициенты на, соответственно, наветренной и заветренной сторонах здания, по приложению 6 СНиП 2.01.07–85 “Нагрузки и воздействия” или определяют экспериментально (для зданий прямоугольной формы  $c_n = +0,8, c_з = -0,6$ );  $p_0$  – условное давление в помещении, Па.

Для помещений (зданий) со сбалансированной вентиляцией (вентиляционная вытяжка полностью компенсируется подогретым притоком воздуха) или при отсутствии организованной вентиляции условное давление  $p_0$  Па, принимается равным наибольшему избыточному давлению в верхней точке заветренной стороны здания, обусловленному действием гравитационного и ветрового давления, т. е.

$$p_0 = 0,5Hg(\rho_n - \rho_в) + 0,25\rho_n v_n^2 (c_n - c_з)K, \text{ Па}.$$

Вычисленное значение  $p_0$  принимается постоянным для всего здания, в лестничной клетке, в непосредственно соединенных с ней коридорах, а

также в отдельных помещениях при свободном перетекании воздуха из помещения в коридоры. В случае герметизации внутренних дверей условное давление в отдельных помещениях определяется из уравнения воздушного баланса помещения.

Рассмотрим пример расчета потерь тепла на нагрев инфильтрационного воздуха для помещения №20 (цех для ремонта силовых агрегатов).

В данном помещении потери теплоты на инфильтрацию учитываются только через световые проемы. Считаем по вышеуказанной методике условное давление в помещениях и расчетную разность давлений:

$$p_0 = 0,5Hg(\rho_n - \rho_e) + 0,25\rho_n v_n^2 (c_n - c_s)K, \text{ Па};$$

$$p_0 = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 7,65 \cdot (1,52 - 1,23) + 0,25 \cdot 1,52 \cdot 5,7^2 (0,8 - (-0,6)) \cdot 0,7 = 22,98 \text{ Па};$$

$$\Delta p_i = g(H - h)(\rho_n - \rho_e) + 0,5\rho_n v_n^2 (c_n - c_s)K - p_0, \text{ Па};$$

$$\Delta p_i = 9,81(12,44 - 3,06)(1,52 - 1,23) + 0,5 \cdot 1,52 \cdot 5,7^2 (0,8 - (-0,6)) \cdot 0,7 - 22,98 = 9,75 \text{ Па}.$$

Находим количество воздуха, поступающего за один час по формуле:

$$G_i = 0,21 \sum \frac{(\Delta p_i^{2/3} \cdot A_i)}{R_{u,1}} = 0,21 \cdot \frac{(20,94^{2/3} \cdot 1,32 \cdot 1,76)}{1} = 28 \text{ кг/ч}.$$

Теплопотери  $Q_{н.в.}$ , Вт, на нагревание наружного воздуха, поступающего путем инфильтрации в помещение №20 (цех для ремонта силовых агрегатов):

$$Q_{н.в.} = 0,28 \sum G_i c (t_e - t_n) \beta = 0,28 \cdot 28 \cdot 1 \cdot (16 - (-40)) \cdot 0,7 = 308 \text{ Вт}.$$

Для остальных помещений рассчитываем тепловые потери через ограждающие конструкции по изложенной методике, результаты заносим в таблицу 3 «Расчёт тепловых потерь через ограждающие конструкции здания».



Таблица 3 – Расчёт тепловых потерь через ограждающие конструкции здания

№ помещения	Наименование помещения, количество и температура, $t_{в}$ , °С	Характеристика ограждения		Коэффициент теплопередачи ограждения $K$ , Вт/(м <sup>2</sup> °С)	Расчетная разность температуры ( $t_{в}-t_{н}$ ), °С	Основные тепловые потери через ограждения, Вт	Добавочные тепловые потери $\beta$	коэффициент $(1+\beta)n$	условное давление в помещении, Па	расчетная разность давлений, Па	$G_1$ – расход инфильтрующегося воздуха, кг/ч	Тепловые потери, Вт			
		Наименование и ориентация по сторонам горизонта	Площадь $A$ , м <sup>2</sup>									Через ограждения $Q_{отр}$	На нагревание инфильтрующегося воздуха $Q_{и}$	Общие $Q_{сум}$	Помещения в целом, $Q_{пом}$
1	Технический подвал	Нс-с	100,8	0,23	45	1043	0,1	1,1	-	-	-	1148	-	1148	30145
		Нд-с	18,9	0,625	45	532	1,92	2,92	21,3	10,1	12,6	1552	111	1663	
		Нс-з	127,8	0,23	45	1323	0,05	1,05	-	-	-	1389	-	1389	
		То-з	4,8	1,31	45	283	0,55	1,55	21,3	10,1	4,7	439	41	480	
		Нс-ю	211,05	0,23	45	2184	0	1	-	-	-	2184	-	2184	
		Нс-в	140,4	0,23	45	1453	0,05	1,05	-	-	-	1526	0	1526	
		То-в	7,2	1,31	45	424	0,55	1,55	21,3	10,1	7,1	658	62	720	
		Пл-1	386,4	0,476	45	8277	0	1	-	-	-	8277	-	8277	
		Пл-2	358,4	0,233	45	3758	0	1	-	-	-	3758	-	3758	
Пл-3	330,4	0,116	45	1725	0	1	-	-	-	1725	-	1725			
Пл-4	2309,76	0,07	45	7276	0	1	-	-	-	7276	-	7276			
2	Склад запасных частей	Нс-с	50,4	0,23	50	580	0,1	1,1	-	-	-	638	-	638	2572
		То-с	4,8	1,31	50	314	0,6	1,6	22,1	9,9	4,6	503	46	549	
		Пл-1	33,6	0,476	50	800	0	1	-	-	-	800	-	800	
		Пл-2	33,6	0,233	50	391	0	1	-	-	-	391	-	391	
		Пл-3	33,6	0,116	50	195	0	1	-	-	-	195	-	195	
3	Гарантийный склад	Нс-с	12,6	0,23	50	145	0,1	1,1	-	-	-	159	-	159	780
		То-с	2,4	1,31	50	157	0,6	1,6	22,1	9,9	2,3	252	23	274	
		Пл-1	8,4	0,476	50	200	0	1	-	-	-	200	-	200	
		Пл-2	8,4	0,233	50	98	0	1	-	-	-	98	-	98	
		Пл-3	8,4	0,116	50	49	0	1	-	-	-	49	-	49	
4	Склад инструмента	Нс-с	12,6	0,23	50	145	0,1	1,1	-	-	-	159	-	159	780
		То-с	2,4	1,31	50	157	0,6	1,6	22,1	9,9	2,3	252	23	274	
		Пл-1	8,4	0,476	50	200	0	1	-	-	-	200	-	200	
		Пл-2	8,4	0,233	50	98	0	1	-	-	-	98	-	98	
		Пл-3	8,4	0,116	50	49	0	1	-	-	-	49	-	49	

5	Лестничная клетка	Нс-с	32,13	0,23	50	369	0,1	1,1	–	–	–	406	–	406	1546
		Нс-в	45,9	0,23	50	528	0,05	1,05	–	–	–	554	–	554	
		Пл-1	20,4	0,476	50	486	0	1	–	–	–	486	–	486	
		Пл-2	8,4	0,233	50	98	0	1	–	–	–	98	–	98	
		Пл-3	0,4	0,116	50	2	0	1	–	–	–	2	–	2	
6	Тепловой узел	Нс-с	12,6	0,23	50	145	0,1	1,1	–	–	–	159	–	159	506
		Пл-1	8,4	0,476	50	200	0	1	–	–	–	200	–	200	
		Пл-2	8,4	0,233	50	98	0	1	–	–	–	98	–	98	
		Пл-3	8,4	0,116	50	49	0	1	–	–	–	49	–	49	
7	Водомерный узел	Нс-з	12,6	0,23	50	145	0,05	1,05	–	–	–	152	–	152	640
		Нс-ю	9,45	0,23	50	109	0	1	–	–	–	109	–	109	
		Пл-1	14,7	0,476	50	350	0	1	–	–	–	350	–	350	
		Пл-2	2,53	0,233	50	29	0	1	–	–	–	29	–	29	
Итого тепловые потери ограждающими конструкциями подвала														36970	
8	Тамбур	Дв-ю	10,23	1,54	50	788	1,27	2,27	22,1	9,9	9,9	1788	97	1885	1885
10	Помещение передачи автомобилей	Нс-в	11,16	0,23	58	149	0,05	1,05	–	–	–	156	–	156	2854
		Вр-в	27,9	0,625	58	1011	1,37	2,37	23,4	9,6	26,5	2397	301	2698	
16	Лестничная клетка	Нс-в	45,9	0,23	56	591	0,05	1,05	–	–	–	621	–	621	1926
		Дв-в	5,58	1,54	56	481	1,59	2,59	23,1	9,7	5,3	1246	58	1305	
18	Компрессорная	Нс-з	27,9	0,23	56	359	0,05	1,05	–	–	–	377	–	377	641
		Нс-с	18,6	0,23	56	240	0,1	1,1	–	–	–	264	–	264	
19	Электрощитовая	Нс-с	10,695	0,23	56	138	0,1	1,1	–	–	–	152	–	152	152
20	Цех для ремонта силовых агрегатов	То-с	29,295	1,54	56	2526	0,6	1,6	23,1	9,7	27,9	4042	307	4349	4349
21	Склад инструмента	Нс-с	9,3	0,23	50	107	0,1	1,1	–	–	–	118	0–	118	118
22	Склад запасных частей	Нс-с	88,35	0,23	50	1016	0,1	1,1	–	–	–	1118	0–	1118	1118
23	Выставочный зал	То-з	44,64	1,54	58	3987	0,55	1,55	23,4	9,6	42,4	6180	482	6662	44959
		То-ю	185,07	1,54	58	16530	0,6	1,6	23,4	9,6	175,7	26449	1998	28447	
		То-в	64,17	1,54	58	5732	0,55	1,55	23,4	9,6	60,9	8884	693	9577	
		Нс-в	19,53	0,23	58	261	0,05	1,05	–	–	–	274	–	274	
24	Мойка	Нс-з	39,06	0,23	56	503	0,05	1,05	–	–	–	528	–	528	3530
		Нс-ю	30,69	0,23	56	395	0	1	–	–	–	395	–	395	
		Вр-ю	27,9	0,625	56	977	1,37	2,37	23,1	9,7	26,6	2314	292	2606	

25	Общий ремонтный цех	Нс-ю	46,035	0,23	56	593	0	1	–	–	–	593	–	593	34153
		Вр-ю	41,85	0,625	56	1465	1,37	2,37	23,1	9,7	39,9	3471	438	3910	
		Нс-з	53,01	0,23	56	683	0,05	1,05	–	–	–	717	–	717	
		Вр-з	27,9	0,625	56	977	1,37	2,37	23,1	9,7	26,6	2314	292	2606	
		То-с	166,005	1,54	56	14316	0,6	1,6	23,1	9,7	158,4	22906	1738	24644	
		Нс-в	25,11	0,23	56	323	0,05	1,05	–	–	–	340	0	340	
		Дв-з	5,58	1,54	56	481	1,67	2,67	23,1	9,7	5,3	1285	58	1343	
26	Лестничная клетка	Нс-з	19,89	0,23	56	256	0,05	1,05	–	–	–	269	–	269	269
Итого тепловые потери ограждающими конструкциями первого этажа														95953	
27	Кабинет	То-з	36	1,54	58	3216	0,55	1,55	23,4	9,6	34,2	4984	389	5373	6610
		Нс-с	18,9	0,23	58	252	0,1	1,1	–	–	–	277	–	277	
		Пр	72	0,23	58	960	0	1	–	–	–	960	–	960	
28	Раздевалка механиков	То-з	24	1,54	58	2144	0,55	1,55	23,4	9,6	22,8	3323	259	3582	4222
		Пр	48	0,23	58	640	0	1	–	–	–	640	–	640	
29	Душевая	Нс-з	12,6	0,23	65	188	0,05	1,05	–	–	–	198	–	198	323
		Пр	8,4	0,23	65	126	0	1	–	–	–	126	–	126	
30	Душевая	Нс-з	12,6	0,23	65	188	0,05	1,05	–	–	–	198	–	198	323
		Пр	8,4	0,23	65	126	0	1	–	–	–	126	–	126	
31	Санузел	Пр	18,06	0,23	65	270	0	1	–	–	–	270	–	270	270
32	Санузел	Пр	18,06	0,23	65	270	0	1	–	–	–	270	–	270	270
33	Раздевалка механиков	То-з	25,2	1,54	58	2251	0,55	1,55	23,4	9,6	23,9	3489	272	3761	4719
		Нс-ю	18,9	0,23	58	252	0	1	–	–	–	252	–	252	
		Пр	52,92	0,23	58	706	0	1	–	–	–	706	–	706	
34	Коридор	То-ю	6	1,54	56	517	0,5	1,5	23,1	9,7	5,7	776	63	839	1705
		Пр	67,2	0,23	56	866	0	1	–	–	–	866	–	866	
35	Отдел сервиса и запасных частей	То-ю	18,9	1,54	58	1688	0,5	1,5	23,4	9,6	17,9	2532	204	2736	3274
		Пр	40,32	0,23	58	538	0	1	–	–	–	538	–	538	
36	Архив	То-ю	25,2	1,54	58	2251	0,5	1,5	23,4	9,6	23,9	3376	272	3648	4321
		Пр	50,4	0,23	58	672	0	1	–	–	–	672	–	672	
37	Отдел продаж	То-ю	25,2	1,54	58	2251	0,5	1,5	23,4	9,6	23,9	3376	272	3648	4321
		Пр	50,4	0,23	58	672	0	1	–	–	–	672	–	672	
38	Бухгалтерия	То-в	25,2	1,54	58	2251	0,55	1,55	23,4	9,6	23,9	3489	272	3761	8350
		То-ю	25,2	1,54	58	2251	0,5	1,5	23,4	9,6	23,9	3376	272	3648	
		Пр	70,56	0,23	58	941	0	1	–	–	–	941	–	941	
39	Каб. обучения сотрудников	Пр	125,16	0,23	58	1670	0	1	–	–	–	1670	–	1670	1670

40	Столовая	Пр	70,56	0,23	58	941	0	1	–	–	–	941	–	941	941
41	Кухня	Пр	70,56	0,23	58	941	0	1	–	–	–	941	–	941	941
42	Кабинет менеджера продаж	Пр	70,56	0,23	58	941	0	1	–	–	–	941	–	941	941
43	Кабинет директора	То–з	25,2	1,54	58	2251	0,55	1,55	23,4	9,6	23,9	3489	272	3761	8350
		То–ю	25,2	1,54	58	2251	0,5	1,5	23,4	9,6	23,9	3376	272	3648	
		Пр	70,56	0,23	58	941	0	1	–	–	–	941	–	941	
44	Санузел	Пр	13,2	0,23	58	176	0	1	–	–	–	176	–	176	176
45	Санузел	Пр	13,2	0,23	58	176	0	1	–	–	–	176	–	176	176
46	Коридор	То–в	6	1,54	58	536	0,55	1,55	23,4	9,6	5,7	831	65	895	1120
		Пр	16,8	0,23	58	224	0	1	–	–	–	224	–	224	
47	Кабинет	Нс–с	25,2	0,23	58	336	0,1	1,1	–	–	–	370	–	370	8431
		То–в	43,2	1,54	58	3859	0,55	1,55	23,4	9,6	41,0	5981	466	6447	
		Пр	120,96	0,23	58	1614	0	1	–	–	–	1614	–	1614	
48	Офисное помещение	То–с	176,4	1,54	58	15756	0,6	1,6	23,4	9,6	167,5	25210	1904	27114	43116
		Пр	1199,52	0,23	58	16002	0	1	–	–	–	16002	–	16002	
49	Кафе	Пр	141,12	0,23	58	1883	0	1	–	–	–	1883	–	1883	2555
		Нс–ю	50,4	0,23	58	672	0	1	–	–	–	672	–	672	
Итого тепловые потери ограждающими конструкциями второго этажа															107125
Итого тепловые потери автотехцентра															240048

## 4 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

### 4.1 Выбор отопительных приборов.

При проектировании теплоснабжения здания в зависимости от назначения помещения требуется выбрать ту или иную конструкцию системы отопления. В данном проекте рассматривается автотехцентр с помещениями, к которым предъявляются различные требования по внутренним параметрам воздуха. Например, для поддержания санитарно-гигиенических требований в помещении №1 “Технический подвал” по нормативной литературе рекомендуется температура воздуха  $+5^{\circ}\text{C}$ , а в помещении № 43 “Кабинет директора”  $+18^{\circ}\text{C}$ . Также к данным помещениям предъявляются различные экономические, архитектурно-строительные, производственно-монтажные и эксплуатационные требования.

В виду выше перечисленных различий в качестве отопительных приборов для производственно-служебных помещений приняты регистры из стальных гладких труб диаметром 108x4 мм длиной от 1300 до 6800 мм. Для административно бытовых помещений алюминиевые радиаторы Termika, Torrid new. На воротах основного въезда выезда воздушные водяные завесы Defender. Поверхностная плотность теплового потока для труб регистра:  $d=108x4$  мм –  $q_{\text{гр}}=440$  Вт/м<sup>2</sup> при теплоносителе воде с параметрами 95 – 70 $^{\circ}\text{C}$  (табл. III.22 и III.26 [34]).

### 4.2 Размещение отопительных приборов.

Планируется преимущественно размещать приборы под световыми проёмами у наружных ограждений. Данное расположение способствует повышению температуры в нижней части наружной стены и уменьшает радиационное охлаждение. Потоки тёплого воздуха, поднимающиеся по стене, уменьшают проникновение холодного воздуха в рабочую зону.

При размещении приборов у наружных и внутренних ограждений их длина подбирается с учетом расстояния между несущими колоннами или входными проемами так, чтобы обеспечить удобство монтажа и последующей очистки. Регистры располагаются на расстоянии не менее 300 мм. Отопительные приборы планируется размещать так, чтобы были обеспечены их осмотр, очистка и ремонт.

При установке отопительных приборов в несколько ярусов по высоте планируется обеспечивать последовательное движение теплоносителя сверху–вниз (из верхнего яруса в нижние). Устанавливают отопительные приборы на кронштейнах, болтах или металлических подставках.

В целях точного регулирования теплоотдачи отопительными приборами проектируем двухтрубную систему водяного отопления. Прокладка теплопроводов по всему зданию открытая.

#### 4.3 Расчет количества и типоразмеров отопительных приборов.

Для выбора типоразмера прибора находим расход воды через прибор:

$$G_{np} = \frac{Q_{потери} \beta_1 \beta_2}{c(t_{вх} - t_{вых})} \cdot 3600, \text{ кг/ч},$$

где  $Q_{потери}$  – рассчитанные теплотери помещения табл. №3;  $\beta_1$  – коэффициент учитывающий шаг номенклатурного ряда отопительных приборов, выбираем по [1, табл. 9.4];  $\beta_2$  – коэффициент учитывающий место и тип установленного прибора, выбираем по [1, табл. 9.5];  $c$  – удельная массовая теплоемкость воды равная 4187 Дж/кг·К;  $t_{вх}$  – температура воды на входе в прибор 95 °С;  $t_{вых}$  – температура воды на выходе из прибора 70 °С.

Температурный напор определяем по формуле:

$$\Delta t = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} - t_{вн}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{вн}$  – расчетная температура внутри помещения °С.

Тепловой поток прибора  $Q_{н.т.}$ , Вт, при условиях, отличных от нормальных, определяется по формуле:

$$Q_{н.т.} = \frac{Q_{потери} \cdot 0,95}{\varphi_{\kappa}}, \text{ Вт};$$

где  $\varphi_{\kappa}$  – комплексный коэффициент приведения установленного теплового потока прибора к расчетным условиям, определяется по формуле:

$$\varphi_{\kappa} = \left( \frac{\Delta t}{70} \right)^{1+n} \left( \frac{G_{np}}{360} \right)^p b \psi c,$$

где  $n$ ,  $p$ ,  $c$  – коэффициенты зависящие от направления движения теплоносителя, его расхода в приборе и типа отопительного прибора, выбираем по [1, табл. 9.2];  $b$  – коэффициент учета атмосферного давления, выбираем по [1, табл. 9.1];  $\psi$  – коэффициент учета направления движения теплоносителя в приборе, принимаем по [1, табл. 9.11].

Рассмотрим пример выбора отопительных приборов для помещения №43 (помещение “кабинет директора”).

Зная тепловой баланс помещения, расход воды на прибор определяем по формуле:

$$G_{np} = \frac{Q_{он} \beta_1 \beta_2}{c(t_{ex} - t_{вых})} = \frac{8350 \cdot 1,04 \cdot 1,1}{4187 \cdot (95 - 70)} \cdot 3600 = 328,5 \text{ кг / ч};$$

Температурный напор, определяемый по формуле:

$$\Delta t = \frac{t_{ex} + t_{вых}}{2} - t_{en} = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Определяем номинальный тепловой поток:

$$Q_{н.т.} = \frac{8350 \cdot 0,95}{0,82} = 9695 \text{ Вт};$$

где

$$\varphi_{\kappa} = \left( \frac{64,5}{70} \right)^{1+0,3} \left( \frac{328,5}{360} \right)^0 1 \cdot 0,91 \cdot 1 = 0,82 .$$

Используя значение  $Q_{н.у.}$  одной секции радиатора Termika, Torrid new (285 Вт) определяем ориентировочное число секций:

$$N = \frac{Q_{н.м.}}{Q_{н.у.}} = \frac{9695}{285} = 34 \text{ секции.}$$

Ориентировочное число секций 34.

Вычисляем коэффициент учета числа секций в приборе  $\beta_3$  по формуле:

$$\beta_3 = 0,97 + \frac{34}{N \cdot Q_{н.у.}} = 0,97 + \frac{34}{34 \cdot 285} = 0,97.$$

Находим минимальное число секций с учетом  $\beta_4$  [1, табл. 9.12]:

$$N = \frac{Q_{н.м.} \cdot \beta_4}{Q_{н.у.} \cdot \beta_3} = \frac{9695 \cdot 1,05}{285 \cdot 0,97} = 36 \text{ секции.}$$

Для остальных административно–бытовых помещений производим аналогичный расчет, полученные результаты сводим в таблицу 4 «Определение типоразмеров отопительных приборов».

Длина греющих труб для производственных помещений определяется по формуле:

$$l = Q / (\pi \cdot d \cdot q_{гр}),$$

где  $d$  – диаметр труб в регистре, мм.

После определения необходимой длины греющей трубы из принятого ряда регистров подбирается прибор с суммарной длиной труб в нем не меньше требуемой.

Рассмотрим пример выбора отопительных приборов для помещения №24 “мойка”.

Длина греющих труб:  $l = Q / (\pi \cdot d \cdot q_{гр}) = 3530 / 3,14 \cdot 0,108 \cdot 440 = 24 \text{ м.}$

Принимаем к установке 2 регистра марки Р–100–6,8 в 2 яруса длиной 6,8 м.

Расчетные таблицы и результаты расчета отопительных приборов приведены в таблице 4.



Таблица 4 – Определение типоразмеров отопительных приборов.

№ помещения	Наименование	Потери, Вт	Расход, кг/ч	$\varphi_k$	$Q_{н.т.}$ , Вт	ориентировочное число секций, шт.	$b_3$	N, шт.	l, м
1	Технический подвал	30145	1186,0						202
2	Склад запасных частей	2572	101,2						17
3	Гарантийный склад	780	30,7						5
4	Склад инструмента	780	30,7						5
5	Лестничная клетка	1546	60,8	–	–	–	–	–	10
6	Тепловой узел	506	19,9						3
7	Водомерный узел	640	25,2						4
8	Тамбур	1885	74,2						13
10	Помещение передачи автомобилей	2854	112,3	–	–	–	–	–	19
16	Лестничная клетка	1926	75,8	–	–	–	–	–	13
18	Компрессорная	641	31,2	–	–	–	–	–	4
19	Электрощитовая	152	6,0						1
20	Цех для ремонта силовых агрегатов	4349	171,1	–	–	–	–	–	29
21	Склад инструмента	118	4,6						1
22	Склад запасных частей	1118	48,6	–	–	–	–	–	7
23	Выставочный зал	44959	1768,9	0,82	52203	183	0,97	198	–
24	Мойка	3530	138,9	–	–	–	–	–	24
25	Общий ремонтный цех	34153	1343,7	–	–	–	–	–	229
26	Лестничная клетка	269	10,6	–	–	–	–	–	2
27	Кабинет	6610	260,1	0,82	7675	27	0,97	29	–
28	Раздевалка механиков	4222	166,1	0,82	4902	17	0,98	18	–
29	Душевая	323	23,3	0,70	435	2	1,05	2	–
30	Душевая	323	23,3	0,70	435	2	1,05	2	–

31	Санузел	270	10,6						2
32	Санузел	270	10,6						2
33	Раздевалка механиков	4719	185,7	0,82	5479	19	0,98	21	–
34	Коридор	1705	67,1	0,85	1903	7	0,99	7	–
35	Отдел сервиса и запасных частей	3274	128,8	0,82	3802	13	0,98	14	–
36	Архив	4321	170,0	0,82	5017	18	0,98	19	–
37	Отдел продаж	4321	170,0	0,82	5017	18	0,98	19	–
38	Бухгалтерия	8350	328,5	0,82	9695	34	0,97	37	–
39	Каб. обучения сотрудников	1670	65,7	0,82	1939	7	0,99	7	
40	Столовая	941	37,0	0,82	1093	4	1,00	4	
41	Кухня	941	37,0	0,82	1093	4	1,00	4	
42	Кабинет менеджера продаж	941	37,0	0,82	1093	4	1,00	4	
43	Кабинет директора	8350	328,5	0,82	9695	34	0,97	37	–
44	Санузел	176	6,9	0,82	204	1	1,14	1	
45	Санузел	176	6,9	0,82	204	1	1,14	1	
46	Коридор	1120	44,1	0,82	1300	5	1,00	5	
47	Кабинет	8431	389,6	0,82	9790	34	0,97	37	–
48	Офисное помещение	43116	1973,7	0,82	50063	176	0,97	190	–
49	Кафе	2555	100,5	0,82	2967	10	0,98	11	

В подвальных помещениях проектируется разводка открыто проложенных труб. Тепловые потери подвальных помещений за исключением лестничной клетки №5 составляют:

$$Q_{\text{под.}}=30145+2572+780+780+506+640=35423 \text{ Вт.}$$

Для компенсации тепловых потерь подвальных помещений планируется использовать теплопоступления от открыто проложенных трубопроводов разводки системы отопления диаметром 25,40 и 50 мм. Температура поверхности труб при теплоносителе 95°С не превышает 50 °С.

Теплоотдача открыто проложенных трубопроводов:

$$Q_{\text{тр.}}=q_{\text{г}} \cdot l_{\text{г}}=224,4 \cdot 100+91,2 \cdot 100+91,2 \cdot 122+57,6 \cdot 73=46891 \text{ Вт}$$

где  $l_{\text{г}}$  – длина теплопроводов проложенных в подвальном помещении (см. лист “Отопление подвал”), м;  $q_{\text{г}}$  – теплоотдача с 1 м проложенных труб, Вт/м [3, табл. II–22] для труб диаметром 50 мм – 122 Вт/м; диаметром 40 мм – 100 Вт/м; диаметром 25 мм – 73 Вт/м.

Так как теплоотдача открыто проложенных трубопроводов полностью компенсируют теплотери подвальных помещений, отсутствует необходимость устанавливать в помещениях №1,2,3,4,6,7 отопительные приборы.

В связи с требованиями, назначением помещений, а также с целью уменьшения капиталовложений принято решение не устанавливать отопительные приборы в помещениях №19, 21 на первом этаже и № 31, 32, 39, 40, 41, 42, 44, 45, 46, 49 на втором этаже. Теплотери в данных помещениях компенсируются отопительными приборами в прилегающих комнатах: №19 в №18, №21 в №22, №31 в №29, №32 в №30, №39,40,41,49,42 в №48, №44,45,46 в №47. Выбранный тип и марка отопительных приборов приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Тип и марка отопительных приборов.

№ помещения	Наименование	Вид отопительного прибора	номер прибора	Марка, количество, параметры,	I <sub>тр</sub> /I <sub>уст.</sub> , М
5	Лестничная клетка	регистр	Г Т-8	P-100-2,5-2-4	10/10
10	Помещение передачи автомобилей	регистр	Г Т-3	P-100-1,8-2-6	19/21,6
16	Лестничная клетка	регистр	Г Т-2	P-100-1,7-2-4	13/13,6
18	Компрессорная	регистр	Г Т-7	P-100-2,8-1-2	4/5,6
20	Цех для ремонта силовых агрегатов	регистр	Г Т-10	P-100-4,8-1-6	29/28,8
22	Склад запасных частей	регистр	Г Т-5	P-100-2,5-3-1	7/7,5
23	Выставочный зал	радиатор Termika, Torrid new	–	198	–
24	Мойка	регистр	Г Т-11	P-100-6,8-2-2	24/27,2
25	Общий ремонтный цех	регистр	Г Т-9; Г Т-4; Г Т-8; Г Т-6; Г Т-1	P-100-3,8-5-8; P-100-1,8-2-3; P-100-2,5-1-6; P-100-2,5-2-8; P-100-1,3-1-4	229/152 229/16,2 229/15 229/40 229/5,2
26	Лестничная клетка	регистр	Г Т-4	P-100-1,8-1-1	2/1,8
27	Кабинет	радиатор Termika, Torrid new	–	29	–
28	Раздевалка механиков	радиатор Termika, Torrid new	–	18	–
29	Душевая	радиатор Termika, Torrid new	–	4	–
30	Душевая	радиатор Termika, Torrid new	–	4	–
33	Раздевалка механиков	радиатор Termika, Torrid new	–	21	–
34	Коридор	радиатор Termika, Torrid new	–	7	–
35	Отдел сервиса и запасных частей	радиатор Termika, Torrid new	–	14	–
36	Архив	радиатор Termika, Torrid new	–	19	–
37	Отдел продаж	радиатор Termika, Torrid new	–	19	–
38	Бухгалтерия	радиатор Termika, Torrid new	–	37	–

43	Кабинет директора	радиатор Termika, Torrid new	–	37	–
47	Кабинет	радиатор Termika, Torrid new	–	44	–
48	Офисное помещение	радиатор Termika, Torrid new	–	221	–

#### 4.5 Гидравлический расчет системы отопления

Задачей гидравлического расчета теплопроводов систем отопления является определение сечений теплопроводов, расчет гидравлических и местных сопротивлений системы для выбора дополнительного оборудования, в нашем случае подбор насоса для данной системы. Гидравлический расчет теплопроводов будем производить способом удельных потерь давления. Способ расчета теплопроводов по удельным потерям заключается в раздельном определении потерь давления на трение и в местных сопротивлениях для каждого участка теплопровода.

Гидравлический расчет выполняют по пространственной схеме системы отопления, вычерчиваемой в аксонометрической проекции.

Расход воды на участке  $G_{уч}$  при расчетной разности температуры воды в системе  $t_r - t_o$  с учетом дополнительной теплопередачи в помещения:

$$G_{уч} = Q_{уч} \cdot 3,6 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 / c \cdot (t_r - t_o), \text{ кг/ч}$$

где  $Q_{уч}$  тепловая нагрузка участка;  $\beta_1, \beta_2$  – поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплопередачу в помещения;  $c$  – удельная массовая теплоемкость воды, равная  $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $3,6$  – коэффициент перевода:  $1 \text{ Вт} = 3600/1000 \text{ кДж/ч} = 3,6 \text{ кДж/ч}$ .

Тепловая нагрузка системы отопления в целом равна сумме тепловых нагрузок всех отопительных приборов (теплопотерь помещений). По общей теплотребности для отопления здания определяют расход воды в системе отопления:

$$G_c = Q_c / c \cdot (t_r - t_o) = \sum Q_{п} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 / c \cdot (t_r - t_o)$$

Гидравлический расчет двухтрубных систем отопления ведется по удельной линейной потере давления, подбирая диаметр труб при равных (или, как иногда говорят, постоянных) перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях  $t_{CT}'$  соответствующих расчетному перепаду температуры воды во всей системе  $t_c$  :

$$\Delta t_{CT} = \Delta t_c$$

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке. По найденным расходам воды по таблице II.1 приложения II Справочника проектировщика [4] принимаются диаметры обыкновенных газопроводных труб для участков системы отопления. Величиной, ограничивающей возможность снижения диаметров трубопроводов систем отопления, является предельная скорость теплоносителя в них, определяемая из условий бесшумной работы системы. При теплоносителе – воде эти скорости равны: для труб диаметром 15 мм – 0,5 м/с, а для труб 20, 25, 32 мм и более – соответственно 0,65; 0,8; 1,0 и 1,1 м/с.

Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют отдельно по формуле [5]:

$$\Delta p_{уч} = \left( \frac{\lambda}{d_B} \right) \cdot \left( \frac{\rho w^2}{2} \right) l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \left( \frac{\rho w^2}{2} \right) = R l_{уч} + Z,$$

где  $R = \left( \frac{\lambda}{d_B} \right) \cdot \left( \frac{\rho w^2}{2} \right)$  – удельная потеря давления на трение на длине 1 м, Па/м;

$Z = \sum \zeta_{уч} \left( \frac{\rho w^2}{2} \right)$  – потери давления на местные сопротивления, Па.

В нашем случае величина удельных потерь давления на участках определяется по таблице для гидравлического расчета. Значения коэффициентов местных сопротивлений на участках приняты по табл. II.10 – II.15 Справочника проектировщика [4].

Потери давления в циркуляционном кольце системы: при последовательном соединении N участков:

$$\Delta p_{общ} = \sum_{i=1}^N (R l_{уч} + Z)_i,$$

т.е. равны сумме потерь давления на участках, составляющих кольцо; при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j,$$

т.е. потери давления на параллельно соединенных участках, стояках или ветвях равны.

Расчет начинают с основного циркуляционного кольца системы.

Основным считают циркуляционное кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление  $\Delta p_p$ , приходящееся на единицу длины кольца  $\Sigma l$ , имеет наименьшее значение:

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_p}{\Sigma l} = \min$$

В двухтрубной системе это кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды в магистралях, и среднем стояке при попутном движении.

Второстепенные циркуляционные кольца состоят из общих участков основного кольца (уже рассчитанных) и дополнительных (не общих) еще не рассчитанных участков. Их гидравлический расчет проводится с увязкой потерь давления. Термин «увязка» означает получение равенства потерь давления на параллельно соединенных дополнительных участках, какого либо второстепенного кольца и не общих участках основного кольца. Следовательно, в каждом новом кольце рассчитываются только дополнительные (не общие) участки, в данном случае только промежуточные стояки. Для увязки потери давления в любом промежуточном стояке должны равняться располагаемому циркуляционному давлению  $\Delta p_{p.ст}$  фактически заданному в результате расчета основного кольца.



Таким образом, гидравлический расчет второстепенных циркуляционных колец сводится к расчету промежуточных стояков с получением равенства:

$$\Sigma(Rl+Z)_{CT} = \Delta p_{P,CT}$$

где  $\Delta p_{P,CT}$  – располагаемое циркуляционное давление, полученное в результате расчета основного циркуляционного кольца.

Следовательно, располагаемое циркуляционное давление  $\Delta p_{P,CT}$  должно быть равно потерям давления (уже известным) на участках основного кольца, замыкающих рассматриваемый стояк. Таким образом, для двухтрубной системы:

$$\Delta p_{P,CT} = \Sigma(Rl+Z)_{OCH}$$

При выборе диаметра труб в циркуляционном кольце исходят из принятого расхода теплоносителя и среднего ориентировочного значения удельной линейной потери давления  $R_{cp}$ , Па/м, определяемого по формуле (считая потери давления на трение равными 65%  $\Delta p_p$ ):

$$R_{cp} = 0,65\Delta p_p / \Sigma l$$

где  $\Sigma l$  – общая длина последовательно соединенных участков, составляющих основное циркуляционное кольцо, м.

Расчетное циркуляционное давление  $\Delta p_p$  в системе водяного отопления в общем виде можно определить по формуле:

$$\Delta p_p = \Delta p_H + B\Delta p_E$$

где  $\Delta p_H$  – циркуляционное давление, создаваемое насосом;  $\Delta p_E$  – естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды (нагретой до расчётной температуры) соответственно в отопительных приборах и в трубах циркуляционного кольца системы;  $B$  – поправочный коэффициент, учитывающий значение естественного

циркуляционного давления в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе.

Давление на вводе в систему отопления здания (исходные данные):

$$P_{\text{под}} = 6,25 \text{ кгс/см}^2; P_{\text{обр}} = 5 \text{ кгс/см}^2.$$

Таким образом, расчетное циркуляционное давление:

$$\Delta p_P = \Delta p_H = P_{\text{под}} - P_{\text{обр}} = 6,25 - 5 = 12,5 \text{ кПа.}$$

В данной системе отопления запроектированы три основных кольца через первый этаж и два через второй.

Длину основных циркуляционных колец определяем по аксонометрической схеме системы отопления. Длина кольца T111, T211, через самый удаленный отопительный прибор от гребенки, проходящего по подвалу и первому этажу западной стороны:  $\Sigma l_{T111, T211} = 146,3$  м. Длина кольца T112, T212, проходящего по подвалу и первому этажу юго-восточной части автоцентра, от гребенки через самый удаленный отопительный прибор  $\Sigma l_{T112, T212} = 221,6$  м. Длина кольца T113, T213, проходящего по подвалу и первому этажу северо-восточной части автоцентра, от гребенки через самый удаленный регистр Г Т-3. расположенный в помещении №10  $\Sigma l_{T113, T213} = 163$  м. Длина кольца T121, T221, проходящего от подвала по второму этажу западной части автоцентра, через самый удаленный отопительный прибор  $\Sigma l_{T121, T221} = 202,9$  м. Длина кольца T122, T222, проходящего от подвала по второму этажу восточной части автоцентра, через самый удаленный отопительный прибор  $\Sigma l_{T122, T222} = 113,7$  м.

$$R_{\text{ср}T111, T211} = 0,65 \cdot 12500 / 146,3 = 55,5 \text{ Па/м};$$

$$R_{\text{ср}T112, T212} = 0,65 \cdot 12500 / 221,6 = 36,6 \text{ Па/м};$$

$$R_{\text{ср}T113, T213} = 0,65 \cdot 12500 / 163 = 49,8 \text{ Па/м}$$

$$R_{\text{ср}T121, T221} = 0,65 \cdot 12500 / 202,9 = 40 \text{ Па/м}$$

$$R_{\text{ср}T122, T222} = 0,65 \cdot 12500 / 113,7 = 71,5 \text{ Па/м}$$

Заполняем в расчетном бланке колонки расходов воды на участках, из аксонометрической схемы заносим значения их длин, по расходу воды на участках выбираем диаметр труб  $D_y$ . Далее, ориентируясь на значение величины  $R_{cp}$ , записываем в таблицу скорость движения воды  $w$  и вычисляем действительные значения удельных линейных потерь давления  $R$  и на местные сопротивления результаты заносим в таблицы 6–10.

Выбираем второстепенные циркуляционные кольца через ближний к тепловому пункту (в рассматриваемой системе к гребенке) отопительный прибор.

Таблица 6 – Гидравлический расчет основного кольца системы отопления Т111,Т211.

Данные по участкам			Принято							
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па	
1	2194,82	45,6	40	0,467	85	3876	2	213	4089	
2	2016,32	18,9	40	0,43	72,5	1370	3	271	1641	
3	1899,12	8,4	40	0,407	65	546	2	160	706	
4	1781,92	12,6	40	0,38	58	731	3,8	262	993	
5	1712,47	5,2	40	0,36	52,5	273	2,5	168	441	
6	1643,02	6	40	0,35	49	294	1,5	90	384	
7	1595,56	5,2	32	0,5	122	634	1,5	182	816	
8	1548,1	5,3	32	0,48	115	610	2	225	835	
9	1537,5	5	32	0,472	112	560	2	216	776	
10	1507	7,2	32	0,46	108	778	2,5	257	1035	
11	714	6,3	32	0,22	26	164	2,4	62	226	
12	535,5	6,3	25	0,245	42,5	268	2,8	76	344	
13	357	6,3	25	0,164	19	120	2,5	30	150	
14	178,5	2	20	0,144	22	44	1	10	54	
15	178,5	2	20	0,144	22	44	1	10	54	
16	2194,82	4	40	0,467	85	340	3	213	553	
		146,3					10651		2446	13096

Таблица 7 – Гидравлический расчет основного кольца системы отопления Т112,Т212.

Данные по участкам			Принято						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1768,14	41,6	40	0,38	57	2371	2,5	166,0	2537
2	1705,63	1,92	40	0,36	52,5	101	2	127,0	228
3	1643,12	1,92	40	0,35	49	94	1,5	89,0	183
4	1580,61	1,92	40	0,34	47	90	1,5	87,0	177
5	1518,10	1,92	40	0,32	42,5	82	1,5	75,0	157
6	1455,59	4,02	40	0,31	39	157	2	94,0	251
7	1393,08	2,1	40	0,29	35,5	75	2	82,2	157

8	1330,57	2,1	40	0,285	33,5	70	2	79,4	150
9	1268,06	4,2	40	0,27	30	126	2	71,3	197
10	1205,55	2,1	40	0,255	27	57	2	63,6	120
11	1143,04	2,1	40	0,25	25	53	2	61,1	114
12	1080,53	4,2	32	0,33	57	239	2	106,0	345
13	1018,02	2,1	32	0,32	52,5	110	2	100,0	210
14	955,51	2,1	32	0,3	27	57	2	88,0	145
15	893,00	6,3	32	0,278	40	252	2	76,6	329
16	830,49	1,4	32	0,268	35	49	2	71,3	120
17	767,98	1,4	32	0,239	30	42	2	56,3	98
18	705,47	3,5	32	0,22	25	88	2	47,5	135
19	642,96	2,1	32	0,2	21	44	2	39,1	83
20	571,52	2,1	32	0,18	17,5	37	2	33,5	70
21	500,08	4,02	25	0,23	36	145	2	51,7	196
22	428,64	1,92	25	0,2	27	52	2	46,0	98
23	357,20	1,92	25	0,164	19	36	2	26,6	63
24	285,76	1,92	25	0,133	13	25	2	17,0	42
25	214,32	4,02	25	0,099	7,5	30	1,5	7,0	37
26	142,88	2,1	25	0,065	3,5	7	1,5	3,0	10
27	71,44	3,8	15	0,131	32	122	1,5	12,0	134
28	71,44	3,8	15	0,131	32,0	122	1,5	12,0	134
29	142,88	2,1	25	0,065	3,5	7	1,5	3,0	10
30	214,32	4,02	25	0,099	7,5	30	1,5	7,0	37
31	285,76	1,92	25	0,133	13,0	25	2,0	17,0	42
32	357,20	1,92	25	0,164	19,0	36	2,0	26,6	63
33	428,64	1,92	25	0,200	27,0	52	2,0	46,0	98
34	500,08	4,02	25	0,230	36,0	145	2,0	51,7	196
35	571,52	2,1	32	0,180	17,5	37	2,0	33,5	70
36	642,96	2,1	32	0,200	21,0	44	2,0	39,1	83
37	705,47	3,5	32	0,220	25,0	88	2,0	47,5	135
38	767,98	1,4	32	0,239	30,0	42	2,0	56,3	98
39	830,49	1,4	32	0,268	35,0	49	2,0	71,3	120
40	893,00	6,3	32	0,278	40,0	252	2,0	76,6	329
41	955,51	2,1	32	0,300	27,0	57	2,0	88,0	145
42	1018,02	2,1	32	0,320	52,5	110	2,0	100,0	210
43	1080,53	4,2	32	0,330	57,0	239	2,0	106,0	345
44	1143,04	2,1	40	0,250	25,0	53	2,0	61,1	114
45	1205,55	2,1	40	0,255	27,0	57	2,0	63,6	120
46	1268,06	4,2	40	0,270	30,0	126	2,0	71,3	197
47	1330,57	2,1	40	0,285	33,5	70	2,0	79,4	150
48	1393,08	2,1	40	0,290	35,5	75	2,0	82,2	157
49	1455,59	4,02	40	0,310	39,0	157	2,0	94,0	251
50	1518,10	1,92	40	0,320	42,5	82	1,5	75,0	157
51	1580,61	1,92	40	0,340	47,0	90	1,5	87,0	177
52	1643,12	1,92	40	0,350	49,0	94	1,5	89,0	183
53	1705,63	1,92	40	0,360	52,5	101	2,0	127,0	228
54	1768,14	41,6	40	0,380	57,0	2371	2,5	166,0	2537
		221,6				9219		3554	12774

Таблица 8 – Гидравлический расчет основного кольца системы отопления Т113,Т213.

Данные по участкам			Принято						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	533,144	6,5	32	0,168	15,5	100,75	2	28,36	129,11
2	355	10,5	32	0,109	7	73,5	2	11,8	85,3
3	338,8	7,5	32	0,105	6,5	48,75	2	10,8	59,55
4	322,6	7,5	32	0,101	6	45	2	9,8	54,8
5	306,4	4,2	32	0,096	5,5	23,1	2	8,9	32
6	276	13,5	25	0,127	12	162	2	16	178
7	188,1	8,4	25	0,87	6	50,4	2	12,8	63,2
8	150,2	3,4	25	0,07	4	13,6	2	4,8	18,4
9	112,3	7,5	25	0,052	2,5	18,75	2	2,7	21,45
10	56,15	12,5	25	0,027	0,5	6,25	2	0,7	6,95
11	56,15	12,5	25	0,027	0,5	6,25	2	0,7	6,95
12	112,3	7,5	25	0,052	2,5	18,75	2	2,7	21,45
13	150,2	3,4	25	0,07	4	13,6	2	4,8	18,4
14	188,1	8,4	25	0,87	6	50,4	2	12,8	63,2
15	276	13,5	25	0,127	12	162	2	16	178
16	306,4	4,2	32	0,096	5,5	23,1	2	8,9	32
17	322,6	7,5	32	0,101	6	45	2	9,8	54,8
18	338,8	7,5	32	0,105	6,5	48,75	2	10,8	59,55
19	355	10,5	32	0,109	7	73,5	2	11,8	85,3
20	533,144	6,5	32	0,168	15,5	100,75	2	28,36	129,11
		163				1084,2		213,32	1297,52

Таблица 9 – Гидравлический расчет основного кольца системы отопления Т121,Т221.

Данные по участкам			Принято						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	2813,15	7,25	40	0,58	135	978,75	2	329	1307,75
2	2732,75	2,7	40	0,57	130	351	1	159	510
3	2652,35	2,7	40	0,55	125	337,5	1	148	485,5
4	2571,95	3,2	40	0,54	115	368	1	142	510
5	2491,55	1,9	40	0,53	110	209	1	137	346
6	2411,15	1,9	40	0,51	100	190	1	127	317
7	2330,75	1,9	40	0,49	95	180,5	1	117	297,5
8	2250,35	1,9	40	0,48	90	171	1	112	283
9	2169,95	1,9	40	0,46	82	155,8	1	103	258,8
10	2089,55	1,9	40	0,44	77	146,3	1	94,6	240,9
11	2009,15	1,9	40	0,43	72	136,8	1	90,4	227,2
12	1928,75	1,9	40	0,41	67	127,3	1	82,2	209,5
13	1848,35	1,9	40	0,395	62	117,8	1	76,3	194,1
14	1767,95	1,9	40	0,38	57	108,3	1	70,6	178,9
15	1687,55	1,9	40	0,36	53	100,7	1	63,3	164
16	1607,15	3,15	32	0,5	125	393,75	1	122	515,75
17	1526,429	3,15	32	0,48	112	352,8	1	112	464,8
18	1436,74	5,35	32	0,44	97	518,95	1	94,6	613,55
19	1347,05	5,25	32	0,42	87	456,75	1	86,2	542,95

20	1180,95	3	32	0,37	67	201	1	66,9	267,9
21	1097,9	3,25	32	0,34	60	195	1	56,5	251,5
22	1074,6	3,8	32	0,33	57	216,6	1	53,2	269,8
23	1051,3	3,8	32	0,32	54	205,2	1	50	255,2
24	988,8	3,8	32	0,3	48	182,4	1	44	226,4
25	926,3	4,8	32	0,28	42	201,6	1	38,3	239,9
26	864,4	3,3	32	0,271	38	125,4	1	36	161,4
27	797,3	2,9	32	0,247	32	92,8	1	30	122,8
28	732,9	2,9	25	0,338	75	217,5	1	55	272,5
29	668,5	2,9	25	0,31	62	179,8	1	47	226,8
30	588	2,9	25	0,26	47	136,3	1	33	169,3
31	498,5	3	25	0,25	35	105	1	30,5	135,5
32	418	4,35	25	0,18	25	108,75	1	16,7	125,45
33	328,5	4,15	25	0,15	16	66,4	1	11,7	78,1
34	328,5	4,15	25	0,15	16	66,4	1	11,7	78,1
35	418	4,35	25	0,18	25	108,75	1	16,7	125,45
36	328,5	4,15	25	0,15	16	66,4	1	11,7	78,1
37	498,5	3	25	0,25	35	105	1	30,5	135,5
38	588	2,9	25	0,26	47	136,3	1	33	169,3
39	668,5	2,9	25	0,31	62	179,8	1	47	226,8
40	732,9	2,9	25	0,338	75	217,5	1	55	272,5
41	797,3	2,9	32	0,247	32	92,8	1	30	122,8
42	864,4	3,3	32	0,271	38	125,4	1	36	161,4
43	926,3	4,8	32	0,28	42	201,6	1	38,3	239,9
44	988,8	3,8	32	0,3	48	182,4	1	44	226,4
45	1051,3	3,8	32	0,32	54	205,2	1	50	255,2
46	1074,6	3,8	32	0,33	57	216,6	1	53,2	269,8
47	1097,9	3,25	32	0,34	60	195	1	56,5	251,5
48	1180,95	3	32	0,37	67	201	1	66,9	267,9
49	1347,05	5,25	32	0,42	87	456,75	1	86,2	542,95
50	1436,74	6,35	32	0,44	97	518,95	1	94,6	613,55
51	1526,429	3,15	32	0,48	112	352,8	1	112	464,8
52	1607,15	3,15	32	0,5	125	393,75	1	122	515,75
53	1687,55	1,9	40	0,36	53	100,7	1	63,3	164
54	1767,95	1,9	40	0,38	57	108,3	1	70,6	178,9
55	1848,35	1,9	40	0,395	62	117,8	1	76,3	194,1
56	1928,75	1,9	40	0,41	67	127,3	1	82,2	209,5
57	2009,15	1,9	40	0,43	72	136,8	1	90,4	227,2
58	2089,55	1,9	40	0,44	77	146,3	1	94,6	240,9
59	2169,95	1,9	40	0,46	82	155,8	1	103	258,8
60	2250,35	1,9	40	0,48	90	171	1	112	283
61	2330,75	1,9	40	0,49	95	180,5	1	117	297,5
62	2411,15	1,9	40	0,51	100	190	1	127	317
63	2491,55	1,9	40	0,53	110	209	1	137	346
64	2571,95	3,2	40	0,54	115	368	1	142	510
65	2652,35	2,7	40	0,55	125	337,5	1	148	485,5
66	2732,75	2,7	40	0,57	130	351	1	159	510
		202,9				14357		5352,7	19709

Таблица 10 – Гидравлический расчет основного кольца системы отопления Т122,Т222.

Данные по участкам			Принято						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	RI, Па	$\sum \xi$	Z, Па	RI+Z, Па
1	1486,1	7,25	40	0,32	42,5	308,1	2,5	125	433,125
2	1396,8	2,7	40	0,299	36	97,2	2	88	185,2
3	1307,5	1,4	40	0,28	31	43,4	2	76,6	120
4	1218,2	1,8	40	0,26	27	48,6	2	66,1	114,7
5	1128,9	4,3	40	0,24	24	103,2	2	56,3	159,5
6	1039,6	2,7	40	0,22	21	56,7	2	47,5	104,2
7	950,3	1,4	40	0,2	16	22,4	2	39,1	61,5
8	861,0	1,8	32	0,265	37	66,6	2	68,5	135,1
9	789,6	4,3	32	0,24	31	133,3	2	56,3	189,6
10	718,1	2,7	32	0,225	27	72,9	2	49,5	122,4
11	638,4	1,4	32	0,2	21	29,4	2	39,1	68,5
12	558,7	6	32	0,175	16,5	99,0	2	30	129
13	479,0	3	32	0,15	12,5	37,5	2	23,5	61
14	399,3	4,2	32	0,126	9	37,8	2	16	53,8
15	328,5	9,6	25	0,15	16	153,6	2	23,5	177,1
16	150,9	2,3	25	0,07	4	9,2	2	4,79	13,99
17	150,9	2,3	25	0,07	4	9,2	2	4,79	13,99
18	328,5	9,6	25	0,15	16	153,6	2	23,5	177,1
19	399,3	4,2	32	0,126	9	37,8	2	16	53,8
20	479,0	3	32	0,15	12,5	37,5	2	23,5	61
21	558,7	6	32	0,175	16,5	99,0	2	30	129
22	638,4	1,4	32	0,2	21	29,4	2	39,1	68,5
23	718,1	2,7	32	0,225	27	72,9	2	49,5	122,4
24	789,6	4,3	32	0,24	31	133,3	2	56,3	189,6
25	861,0	1,8	32	0,265	37	66,6	2	68,5	135,1
26	950,3	1,4	40	0,2	16	22,4	2	39,1	61,5
27	1039,6	2,7	40	0,22	21	56,7	2	47,5	104,2
28	1128,9	4,3	40	0,24	24	103,2	2	56,3	159,5
29	1218,2	1,8	40	0,26	27	48,6	2	66,1	114,7
30	1307,5	1,4	40	0,28	31	43,4	2	76,6	120
31	1396,8	2,7	40	0,299	36	97,2	2	88	185,2
32	1486,1	7,25	40	0,32	42,5	308,1	2,5	125	433,125
		113,7				2637,8		1619,5	4257,4

В результате гидравлического расчета системы отопления уточняются диаметры трубопроводов участков системы. Для увязки падений давления в пределах отдельных колец используются современные балансировочные клапаны MSV–BD производства датской компании Danfoss. Подбор балансировочных клапанов производится по техническому описанию «Ручные фланцевые балансировочные клапаны» фирмы Danfoss.

Увязка падений давления в кольцах:

T111/211: 12500 Па– 100%; 13096 Па– x%, x=4,76 %.

T112/212: 12500 Па– 100%; 12700 Па– x%, x=1,6 %.

T113/213: 12500 Па– 100%; 1297 Па– x%, x=88,9%.

T121/221: 12500 Па– 100%; 19709 Па– x%, x=57,6 %.

T122/222: 12500 Па– 100%; 4257 Па– x%, x=65,9 %.

Невязка для колец T111/211 и T112/212 составляет менее 5%.

Установка балансировочных клапанов требуется в кольцах: T113/213; T121/221; T122/222.

Пример подбора балансировочных клапанов для кольца T113/213.

На диаграмме для выбора диаметра и настройки клапанов линией соединяются точки значения расхода теплоносителя на участке 1 (533,144кг/ч) и перепад давления  $p_d=12.5-1.297=11.20$  ЗкПа, которая продолжается до пересечения со шкалой  $K_v$ . Затем от точки на шкале  $K_v$  проводится горизонтальная линия которая пересекает шкалу со значениями настройки клапанов, допускаемых для выбора диаметра (40мм). Значение настройки для клапана на трубопроводе 40 мм – 1,3 (количество оборотов настроечной рукоятки). Аналогичным образом производится подбор балансировочных клапанов остальных колец системы отопления.



## 5 РАСЧЕТ И ВЫБОР СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Назначение вентиляции – поддерживать химический состав и физическое состояние воздуха, удовлетворяющее гигиеническим требованиям, т.е. обеспечивать определенные метеорологические параметры воздушной среды и чистоту воздуха.

Вентиляция зданий служит поддержанию соответствующей санитарным нормам чистоты воздуха (газового состава) в помещениях. Вентиляция административных помещений к которым относится проектируемый автотехцентр входит в число обязательных мероприятий по подготовке к введению зданий в эксплуатацию.

Разработка проекта системы вентиляции ведется в соответствии с требованиями СНиП 41–01–2008 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

В рассматриваемом проекте в помещениях автотехцентра в городе Томске запроектирована приточно–вытяжная вентиляция с механическим побуждением. Воздухообмен рассчитан на разбавление и удаление вредных газовыделений по расчету ассимиляции, обеспечивая требования ГОСТ 12.1.005.

В таблице №11 приведена характеристика приточно-вытяжных вентиляционных систем автотехцентра в городе Томске.

Таблица 11 – Характеристика вентиляционных систем.

Номер системы	Номер по плану обслуживаемого помещения
П1, П4, П5, П7	23, 25, 27, 47, 48
П2, П6	25, 10
П3	24
П8	35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 49
В1	17, 9
В2	25
В3, В8	25

B4	24
B5, B6, B9, B12	23, 27, 47, 48
B10	33, 35, 36, 37, 38
B11	28,39,40, 41, 42, 43, 49

5.1 Описание технологического процесса. Определение количества вредностей поступающих в помещения

В состав автотехцентра в г. Томске входят помещения, в которых происходит выделение вредностей: мойка (№24), общий ремонтный цех (№25), выставочный зал (№23).

В помещении зоны мойки автомобилей происходит въезд и выезд 24 автомобиля в смену (3 автомобиля в час). При расчете принят легковой автомобиль .

## 5.2 Местные отсосы

Предусматриваются местные отсосы для улавливания теплоты, влаги, газов и пыли у мест их образования. Местные отсосы позволяют обеспечить нормируемые параметры воздушной среды в помещениях при меньших, по сравнению с общеобменной вентиляцией, расходах воздуха.

Расход воздуха для отсоса от источника, выделяющего теплоту и газы, пропорционален характерному расходу воздуха в конвективном потоке, поднимающемся над источником:

$$L_{\text{отс}} = L_o \cdot k_{\text{п}} \cdot k_{\text{в}} \cdot k_{\text{т}}$$

где  $L_o$ — характерный расход, м<sup>3</sup>/ч;  $k_{\text{п}}$  — безразмерный множитель, учитывающий влияние геометрических и режимных параметров, характеризующих систему «источник — отсос»;  $k_{\text{в}}$  — коэффициент, учитывающий влияние скорости движения воздуха в помещении;  $k_{\text{т}}$ — коэффициент, учитывающий токсичность вредных выделений.

В помещении цеха общего ремонта (№25) при перемещении автомобилей своим ходом и регулировке на постах технического обслуживания выделяются выхлопные газы. Для их отвода в атмосферу посты обслуживания оборудуются местным отсосом – вытяжная катушка с механическим приводом производства ЗАО «СовПлим» в количестве шести штук, включающая в себя: вытяжной шланг, консольно–поворотное устройство, газоприемную насадку, вентилятор [37].

Объем газовой смеси, удаляемой от каждого двигателя, принимается в зависимости от мощности последнего, принимаем  $350 \text{ м}^3/\text{ч}$  – для легкового автомобиля [23].

### 5.3 Общеобменная вентиляция

Вентиляционные системы предназначены для организации благоприятного для здоровья человека воздухообмена в здании. Вентиляционные системы здания и их производительность выбирают в результате расчета воздухообмена. Расчет воздухообмена ведется по СНиП 41–01–2008. Расход приточного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , для системы вентиляции и кондиционирования следует определять расчетом и принимать больший из расходов, требуемых для обеспечения:

- а) санитарно–гигиенических норм;
- б) норм взрывопожарной безопасности.

Расход воздуха следует определять отдельно для теплого и холодного периодов года и переходных условий по формулам (5.1) – (5.4) (при плотности приточного и удаляемого воздуха, равной  $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ). Выбор формулы определяется назначением помещения.

- а) по избыткам явной теплоты:

$$G_{\text{я}} = G_{\text{рз}} + \frac{3,6Q_{\text{я}} - G_{\text{рз}} \cdot c \cdot (t_{\text{рз}} - t_{\text{пр}})}{c \cdot (t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})} \quad (5.1)$$

где  $G_{\text{рз}}$  – расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды, кг/ч;  $Q_{\text{я}}$  – избыточный явный тепловой поток в помещение, Вт;  $c$  – теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С);  $t_{\text{рз}}$  – температура воздуха, в рабочей зоне, °С;  $t_{\text{yx}}$  – температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, °С;  $t_{\text{пр}}$  – температура воздуха, подаваемого в помещение, °С.

Тепловой поток, поступающий в помещение от прямой и рассеянной солнечной радиации, следует учитывать при проектировании для теплого периода года.

б) по массе выделяющихся вредных или взрывоопасных веществ:

$$G_{\text{г}} = G_{\text{рз}} + \frac{1,2Z - G_{\text{рз}} \cdot (Z_{\text{рз}} - Z_{\text{пр}})}{Z_{\text{yx}} - Z_{\text{пр}}} \quad (5.2)$$

где  $Z$  – расход каждого из вредных или взрывоопасных веществ, поступающих в воздух помещения, мг/ч;  $Z_{\text{рз}}$ ,  $Z_{\text{yx}}$  – предельно допустимая концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, удаляемом соответственно из обслуживаемой или рабочей зоны помещения и за ее пределами, мг/м<sup>3</sup>;  $Z_{\text{пр}}$  – концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, принимаемая не более 30% ПДК, мг/м<sup>3</sup>.

Используется также формула для вычисления требуемого объема вентиляционного воздуха для разбавления вредностей до ПДК [23]:

$$L = \frac{1000 \cdot m_{\text{в}}}{Z_{\text{рз}}},$$

где  $m_{\text{в}}$  – количество вредностей в воздухе помещения, г/ч.

При одновременном выделении в помещение нескольких вредных веществ, обладающих эффектом суммации действия, воздухообмен следует определять, суммируя расходы воздуха, рассчитанные по каждому из этих веществ. При одновременном выделении нескольких газов и паров, не обладающих однонаправленным действием, количество воздуха при расчете общеобменной вентиляции принимается по той вредности, которая требует подачи наибольшего объема чистого воздуха.

в) по нормируемой кратности воздухообмена:

$$L = V_p \cdot n \quad (5.3)$$

где  $V_p$  – объем помещения,  $\text{м}^3$ .

г) по нормируемому удельному расходу приточного воздуха:

$$L = A \cdot k; L = N \cdot m \quad (5.4)$$

где  $k$  – нормируемый расход приточного воздуха на  $1 \text{ м}^2$  пола помещения,  $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ ;  $N$  – число людей, рабочих мест, единиц оборудования;  $m$  – нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 чел.,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , на 1 рабочее место или единицу оборудования.

Параметры воздуха  $t_{pz}$  следует принимать равными расчетным параметрам в обслуживаемой или рабочей зоне помещения по разделу 5 [1], а  $Z_{pz}$  – равной ПДК в рабочей зоне помещения.

Нормируемая кратность воздухообмена для административно-бытовых помещений принимается по табл. 19 [16], нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 человека – по приложению М [1]. Помещения в автотехцентре с преобладанием тепловыделений отсутствуют.

Расчет избыточного явного теплового потока в помещение  $Q$  ведется суммированием составляющих различного происхождения, определяемых по формулам и рекомендациям, приведенным ниже [23]:

- тепlopоступления от людей зависят от характера выполняемой работы, температуры и подвижности окружающего воздуха. В практических расчетах учитывают только явную теплоту. Тепло- и влаговыведения от людей в промышленных помещениях следует учитывать, если объем помещения на одного человека составляет менее  $40\text{ м}^3$ .

- тепловыведения от источников освещения находим по формуле:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}},$$

где  $E$  – освещенность рабочих поверхностей, лк:  $E = 150$  – административные помещения;  $200$  – цехи общего ремонта;  $F$  – площадь пола помещения,  $\text{м}^2$ ;  $q_{\text{осв}}$  – удельные тепловыведения от люминесцентных ламп,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{лк})$  [23];  $\eta_{\text{осв}}$  – доля теплоты, поступающей в помещение,  $\eta_{\text{осв}} = 0,45$  от люминесцентных ламп.

- тепловыведения от электродвигателей работающих станков и оборудования находим по формуле:

$$Q_{\text{ст}} = 1000 \cdot N \cdot (1 - k_{\text{п}} \eta + k_{\text{т}} k_{\text{п}} \eta) \cdot k_{\text{с}}$$

где  $N$  – номинальная установочная мощность электродвигателя. кВт;  $k_{\text{п}}$  – коэффициент полноты загрузки электродвигателя:  $k_{\text{п}} = 1$  при загрузке от 1 до 0,5 и  $k_{\text{п}} = 0,9$  при загрузке менее 0,5;  $\eta$  – КПД электродвигателя [23];  $k_{\text{т}}$  – коэффициент перехода теплоты в помещение:  $k_{\text{т}} = 1$  при работе металлорежущих станков без охлаждающей эмульсии;  $k_{\text{т}} = 0,9$  то же с применением охлаждающей эмульсии;  $k_{\text{т}} = 0,1$  для вентиляторов,  $k_{\text{т}} = 0$  для насосов;  $k_{\text{с}}$  – коэффициент спроса на электроэнергию.

- тепловыведения от отдельно стоящих электродвигателей (кран-балки, мостовые краны, машинные залы):

$$Q_{\text{эл}} = 1000 \cdot N \cdot (1 - k_{\text{п}} \eta) \cdot k_{\text{с}}$$

- тепlopоступления от солнечной радиации: различают поступления через остекление и через покрытие.

Для помещений автотехцентра при расчете систем вентиляции с механическим побуждением теплоступление в помещение через заполнения световых проемов следует определять по формуле:

$$Q_{\text{макс}} = (q_c F_c + q_T F_T) \cdot k_{\text{оп}},$$

где  $q_c$ ,  $q_T$  – тепловой поток, поступающий в помещение через  $1\text{ м}^3$  обычного одинарного стекла толщиной  $\delta=2,4\dots3,2$  мм, освещенного солнцем и находящегося в тени,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $F_c$ ,  $F_T$  – площади заполнения световых проемов, освещенных солнцем и находящихся в тени,  $\text{м}^2$ ;  $k_{\text{оп}}$  – коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема (табл. 2.14 [23]).

Расчетные теплоступления в помещение, с учетом аккумуляции теплоты внутренними ограждающими конструкциями, находят при отсутствии наружных средств солнцезащиты световых проемов по формуле:

$$Q_p = Q_{\text{макс}} \cdot \left( \frac{F_1 m_1 + F_2 m_2 + F_3 m_3 + 0,5 \cdot F_4 m_4 + 1,5 \cdot F_5 m_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5} \right),$$

где  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  – площади отдельных внутренних стен помещения,  $\text{м}^2$ ;  $F_4$ ,  $F_5$  – соответственно площади потолка и пола,  $\text{м}^2$ ;  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ,  $m_4$ ,  $m_5$  – коэффициенты, учитывающие аккумуляцию теплоты соответственно внутренними стенами, потолком и полом, принимаемые для каждой внутренней ограждающей конструкции помещения по табл. 2.19 [23].

Теплоступление через покрытие определяется по формуле:

$$Q_{\text{п}} = q_0 + \beta A_q,$$

где  $\beta$  – коэффициент для любого часа суток, определяемый по табл. 2.20 [23];

$q_0$  – среднесуточное поступление теплоты в помещение:

$$q_0 = \frac{F}{R_0} (t_{\text{н}}^{\text{усл}} - t_{\text{ух}}),$$

где  $F$  – площадь покрытия,  $\text{м}^2$ ;  $R_o$  – сопротивление теплопередачи покрытия,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ , принимаемое по табл. 2.21 [23];  $t_{yx}$  – температура уходящего воздуха под покрытием, для холодных цехов  $t_{yx} = t_n^A + 5$ ;  $t_n^A$  – температура наружного воздуха, принимаемая по параметрам климата А;  $t_n^{\text{усл}}$  – условная среднесуточная температура наружного воздуха, определяемая по формуле:

$$t_n^{\text{усл}} = t_n' + \frac{\rho I_{\text{ср}}}{\alpha_n},$$

где  $t_n'$  – расчетная температура наружного воздуха, принимаемая равной средней температуре июля (табл.2.22 [23]);  $\rho$  – коэффициент поглощения теплоты солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для шифера серебристо–серого  $\rho = 0,75$ ;  $I_{\text{ср}}$  – среднесуточный тепловой поток суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации, поступающий в июле на горизонтальную поверхность,  $\text{Вт}/\text{м}^2$  (принимается по табл. 2.23 [23]);  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ,  $\alpha_n = 8,7 + 2,6v$  ( $v$  – расчетная скорость ветра,  $\text{м}/\text{с}$  по [17]);  $A_q$  – амплитуда колебания теплового потока,  $\text{Вт}$ :

$$A_q = \alpha_b \cdot F \cdot A_{\text{тв}}$$

где  $\alpha_b$  – коэффициент тепловосприятия внутренней поверхностью покрытия,  $\alpha_b = 8,7 \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $A_{\text{тв}}$  – амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности покрытия,  $^{\circ}\text{С}$ ,  $A_{\text{тв}} = A_n^{\text{усл}} / v$ , где  $A_n^{\text{усл}}$  – амплитуда колебаний температуры наружного воздуха с учетом солнечной радиации,  $^{\circ}\text{С}$ ,

$$A_n^{\text{усл}} = \frac{\rho(I_{\text{макс}} - I_{\text{ср}})}{\alpha_n} + A_{\text{тн}},$$

здесь  $I_{\text{макс}}$  – максимальное значение теплового потока суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации за июль, поступающие на горизонтальную поверхность,  $\text{Вт}/\text{м}^2$  (принимается по табл. 2.23 [23]);  $A_{\text{тн}}$  – максимальная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в июле, принимаемая



с коэффициентом 0,5 (табл. 2.22);  $\nu$  – затухание амплитуды колебания температуры наружного воздуха в покрытии. Для инженерных расчетов принимается в соответствии с нормативным значением  $\nu = 25$  по летней расчетной температуре для расчета вентиляции.

Количество воздуха, необходимое для разбавления газовых вредностей до допустимых концентраций, определяется по формуле [23]:

$$L = \frac{10^6 \cdot G}{C_{p.z.} - C_{пр.}}, \text{ м}^3 / \text{ч}$$

где  $G$  – количество окиси углерода, выделяющейся в помещение при работе двигателя, кг/час;  $C_{p.z.}$  – предельно-допустимая концентрация вредности в рабочей зоне, мг/м<sup>3</sup>;  $C_{пр.}$  – концентрация вредности в приточном воздухе, мг/м<sup>3</sup>;  $C_{пр.} = 0,3 \text{Спдк}$  мг/м<sup>3</sup>,

$$G = 15 \cdot B \cdot \frac{P \cdot T}{100 \cdot 60}, \text{ кг / ч ,}$$

где  $B$  – расход топлива одним автомобилем в расчетный период, кг/час;  $P$  – весовое содержание вредности в выхлопных газах, %;  $T$  – время работы двигателя одного автомобиля, мин;

$$B = 0,6 \cdot V \text{ кг/час,}$$

где  $V$  – рабочий объем цилиндров двигателя, л.

Количество воздуха, необходимое для разбавления газовых вредностей до допустимых концентраций, определяется в период разогрева и выезда автомобиля из помещения.

Ниже приведен пример расчета требуемого расхода воздуха в помещении мойки автомобилей №24 в соответствии с выше изложенной методикой.

Расчет количества воздуха, необходимого для разбавления газовых вредностей до допустимых концентраций в помещении зоны мойки автомобилей (пом. №24).

Автомобиль (бензиновый двигатель) – по техническому заданию:

$V = 3,85$  л; (средний)

$P = 0.6\%$  (при разогреве и выезде из помещения);

$T = 3$  мин (при разогреве и выезде из помещения);

$B = 0.6 \cdot 3,85 = 2,31$  кг/час,

$$G = 15 \cdot 2,31 \cdot \frac{6 \cdot 3}{100 \cdot 60} = 0,1 \text{ кг / ч}$$

$C_{p.z.} = 200$  мг/м<sup>3</sup> [5];  $C_{пр.} = 0,3 \cdot 200 = 60$  мг/м<sup>3</sup>

$$L = \frac{10^6 \cdot 0,1}{200 - 60} = 715 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Принимаем что выезжает три автомобиля в час и тогда значение потребного объема приточного воздуха, рассчитанное по количеству воздуха необходимого для разбавления газовых вредностей до допустимых концентраций составляет  $715 \cdot 3 = 2145$  м<sup>3</sup>/ч. Для соблюдения вентиляционного баланса такое же количество воздуха необходимо удалять из помещения.

Так как объем помещения на одного человека составляет более 40м<sup>3</sup>, то теплоступления от людей не учитываются.

Тепловыделения от источников освещения:

Освещенность рабочих поверхностей  $E = 200$  лк – зоны мойки автомобилей; площадь пола помещения  $F = 8400 \cdot 6300 \cdot 2 = 105,84$  м<sup>2</sup>; удельные тепловыделения от люминесцентных ламп  $q_{осв} = 0,073$  Вт/м<sup>2</sup> – лк для помещений выше 3,6 м площадью  $50 \div 200$  м<sup>2</sup>;  $\eta_{осв} = 0,45$ .

$$Q_{осв} = 200 \cdot 105,84 \cdot 0,073 \cdot 0,45 = 695,4 \text{ Вт.}$$

Тепловыделения от электродвигателей мощного оборудования сведены в таблицу 12: номинальная установочная мощность электродвигателей  $N = 2$  кВт (всего 2 двигателя); коэффициент полноты загрузки электродвигателя  $k_{п} = 1$  при загрузке от 1 до 0,5 (по заданию загрузка

0,85); коэффициент перехода теплоты в помещение  $k_T=0,6$  для проектировочного расчета.

Таблица 12 – Тепловыделения от электродвигателей

Номинальная установочная мощность, кВт	КПД электродвигателя	Коэффициент спроса на электроэнергию	Тепловыделения, Вт
4	0,88	0,2	704

Тепловыделения от электродвигателей мощного оборудования составляют  $Q_{ст}=704$  Вт.

Теплопоступление в помещение через заполнения световых проемов не вычисляется ввиду отсутствия последних.

Теплопоступление через ограждающие покрытия:

Максимальное значение теплового потока суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации за июль, поступающие на горизонтальную поверхность  $I_{\max}=894$  Вт/м<sup>2</sup> максимальная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в июле, принятая с коэффициентом 0,5  $A_{тн}=8,25$ ; среднесуточный тепловой поток суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации, поступающий в июле на горизонтальную поверхность  $I_{ср}=331$  Вт/м<sup>2</sup>; коэффициент поглощения теплоты солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для шифера серебристо серого  $\rho=0,75$ ; расчетная скорость ветра  $v=4,7$  м/с.

Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции:

$$\alpha_n = 8,7 + 2,6 \cdot 4,7 = 20,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Амплитуда колебаний температуры наружного воздуха с учетом солнечной радиации:

$$A_n^{\text{усл}} = \frac{0,75 \cdot (894 - 331)}{20,9} + 8,25 = 28,5^\circ\text{C}$$

Затухание амплитуды колебания температуры наружного воздуха в покрытии  $\nu = 25$ , тогда амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности покрытия:

$$A_{\text{тв}} = 28,5 / 25 = 1,14^\circ\text{C}$$

Площадь ограждающего покрытия  $F = 8400 \cdot 4500 + 12600 \cdot 4500 = 94,5 \cdot \text{м}^2$  тогда амплитуда колебания теплового потока:

$$A_q = 8,7 \cdot 94,5 \cdot 1,14 = 937,3 \text{ Вт}$$

Расчетная температура наружного воздуха, принимаемая равной средней температуре июля  $t'_n = 17,5^\circ\text{C}$ ; тогда условная среднесуточная температура наружного воздуха:

$$t_n^{\text{усл}} = 17,5 + \frac{0,75 \cdot 331}{20,9} = 29,4^\circ\text{C}$$

Сопротивление теплопередачи покрытия  $R_o = 0,58 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ ; температура наружного воздуха, принимаемая по параметрам климата А  $t_n^A = 23,6^\circ\text{C}$ ; температура уходящего воздуха под покрытием,  $t_{yx} = 23,6 + 5 = 28,6^\circ\text{C}$ .

Среднесуточное поступление теплоты в помещение:

$$q_o = \frac{94,5}{0,58} \cdot (29,4 - 28,6) = 140 \text{ Вт}$$

Коэффициент  $\beta$  для часа максимума поступления теплоты  $\beta = 1$ , тогда теплоступление через покрытие:

$$Q_{\text{п}} = 937,3 + 140 = 1077,3 \text{ Вт.}$$

Суммарные теплоступления в помещение мойки №24:

$$Q = Q_{\text{п}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{осв}} = 1077,3 + 704 + 695,4 = 2476,7 \text{ Вт}$$

Расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды  $G_{pz} = 0$  кг/ч; температура воздуха, подаваемого в помещение при ассимиляции избытков теплоты  $t_{np} = t_{pz} - \Delta t_1 = 16 - 2,5 = 13,5^\circ\text{C}$ , где  $\Delta t_1$  берется по с.152 [23] вне зоны действия приточной струи; температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, рассчитана выше  $t_{yx} = 28,6^\circ\text{C}$ . Таким образом потребное количество приточного воздуха для ассимиляции тепlopоступлений:

$$G_{\text{я}} = \frac{3,6 \cdot 2476,7}{1,005 \cdot (28,6 - 13,5)} = 587,5 \text{ кг / ч} = 487,5 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Наибольший расход воздуха требуется для разбавления оксидов углерода от работающего двигателя. Значение  $L = 2145 \text{ м}^3/\text{ч}$  принимается за расчетный расход приточного воздуха в помещении №24. Местные вытяжные системы являются рециркуляционными, поэтому влияния на воздушный баланс не оказывают.

Таким образом, для обеспечения вентиляционного баланса из помещения должно удаляться  $2145 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха. Для обеспечения воздушного баланса такое же количество воздуха должно подаваться в помещение.

Остальные помещения проектируемого автотехцентра рассчитаны аналогичным образом по приведенным выше формулам и сведены в таблицу 13 «Расчет воздухообменов по помещениям».

Таблица 13 – Расчет воздухообменов по помещениям

Расчет воздухообменов по помещениям	Наименование помещения	$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	$V, \text{м}^3$	Кратность		Вытяжка		Приток	
				вытяжка	приток	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	№ сист.	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	№ сист.
9	Касса	18	45,36	-	3 м <sup>3</sup> /ч			136,08	П6
12	Санузел для инвалидов	18	6,48	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаза		50	BE7		
13	Санузел	18	22,68	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаза		100	BE7		
14	Санузел	18	63	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаза		300	BE6		
15	Санузел	18	63	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаза		250	BE6		
17	Помещение мастеров		226,8	3 м <sup>3</sup> /ч	4 м <sup>3</sup> /ч	680,4	B1	907,2	П1
20	Цех для ремонта силовых агрегатов	16	170	по расчету		710	B7		
22	Склад запасных частей	10	453,6	2,8 м <sup>3</sup> /ч		1270	B7		
23	Выставочный зал	18	4672	по расчету	по расчету	15080	B5, B6	15080	П4, П5, П6
24	Мойка	16	476,3	по расчету	по расчету	2145	B4	2145	П3
25	Общий ремонтный цех	16	6475	по расчету	по расчету	6750	B3, B7, B8	6750	П1, П2
27	Кабинет	18	351,5	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	984,2	B9	1230,3	П7
28	Раздевалка механиков	18	184,2	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	515,7	B11	644,7	
29	Душевая	25	22,5	50 м <sup>3</sup> /ч		200	BE4		
30	Душевая	25	22,5	50 м <sup>3</sup> /ч		200	BE4		
31	Санузел	25	34	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаза		200	BE5		
32	Санузел	25	34	50 м <sup>3</sup> /ч на		200	BE5	0	

				1 унитаз					
33	Раздевалка механиков	18	255	3 м <sup>3</sup> /ч	4 м <sup>3</sup> /ч	765	B10	1020	
35	Отдел сервиса и запасных частей	18	170	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	476	B10	595	П8
36	Архив	18	240	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	672	B10	840	П8
37	Отдел продаж	18	240	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	672	B10	840	П8
38	Бухгалтерия	18	317,5	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	889	B10	1111,25	П8
39	Каб. обучения сотрудников	18	514	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	1439	B11	1799	П8
40	Столовая	18	310	по расчету	по расчету	540	B11	540	П8
41	Кухня	18	317,5	по расчету	по расчету	820	B11	820	П8
42	Кабинет менеджера продаж	18	317,5	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	889	B11	1111,25	П8
43	Кабинет директора	18	317,5	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	889	B11	1111,25	П8
44	Санузел	18	75,6	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаз		200	BE1, BE2,		
45	Санузел	18	75,6	50 м <sup>3</sup> /ч на 1 унитаз		200	BE2, BE3		
47	Кабинет	18	506	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	1417	B12	393	П7
48	Офисное помещение	18	4112	2,8 м <sup>3</sup> /ч	3,5 м <sup>3</sup> /ч	11514	B12	14392	П7
49	Кафе	18	635	по расчету	по расчету	450	B11	450	П8

#### 5.4 Аэродинамический расчет систем вентиляции

В проектируемом автотехцентре запроектировано восемь приточных систем вентиляции, двенадцать вытяжных систем с механическим побуждением и семь вытяжных систем с естественным побуждением. Аэродинамический расчет проводится с целью определения размеров поперечного сечения участков сети. В системах с естественным побуждением движения располагаемое давление задано, в системах с механическим побуждением движения потери давления определяют выбор вентилятора.

Расчет сети воздуховодов в общем виде сводится к определению потерь давления в них при данном расходе воздуха. Задаются сечением или диаметром воздуховодов и определяют скорость воздуха при проектируемом расходе и соответствующие потери давления в воздуховоде на 1 м длины.

Суммарные потери давления в воздуховодах определяются по формуле [27]:

$$\Delta p = R \cdot l + Z, \text{ Па}$$

где  $R$  – потери давления на трение, Па/м;  $l$  – длина воздуховода, м;  $Z$  – потери давления на местные сопротивления, Па.

Потери давления на местные сопротивления  $Z$  можно определить по формуле:

$$Z = \sum \xi \cdot \left( \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \right), \text{ Па}$$

где  $\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода;  $\rho$  – плотность воздуха,  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ;  $v$  – скорость воздушного потока.

Значения коэффициентов местных сопротивлений  $\xi$  в табличном виде приведены в таблицах 22.16 – 22.43 [20].



Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину диаметра  $d$  принимают эквивалентный диаметр  $d_{\text{экв}}$ , который определяется по формуле:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B},$$

где  $A$  и  $B$  – размеры сторон прямоугольного воздуховода, м.

Расчет ведется по методу допустимых скоростей:

1. Вычерчивается аксонометрическая схема системы воздуховодов. На схеме указывается порядковый номер каждого расчетного участка, количество воздуха, проходящего по нему  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, и длина. Вначале просчитывается самый удаленный от вентилятора и наиболее нагруженный участок сети.

2. Задаются оптимальной скоростью воздуха по табл. VI.36 [27] и с. 86 [28]. По номограмме (рис. VI.37) задаваясь скоростью движения воздуха, согласно требованиям для данного помещения, и зная количество воздуха  $L$ , проходящего по данному участку, выбирается диаметр каждого участка воздуховода  $d$  или размеры сечения прямоугольного воздуховода, затем определяется скоростное давление  $v^2 \cdot \rho / 2$  и соответствующие потери на трение  $R$  по табл. 22.15 (с. 207 [20]).

3. По табличным данным определяется сумма коэффициентов местных сопротивлений  $\sum \xi$ .

4. Вычисляется величина потерь на местные сопротивления.

5. Определяются суммарные потери давления в воздуховодах.

Располагаемое давление для ответвлений сети определяется как сумма потерь давления на предыдущих участках сети. Необходимо увязать все ветви воздуховодов, то есть приравнять сопротивление каждой ветви к сопротивлению наиболее нагруженной ветви, допускаемая невязка при этом

10%. Увязать ветви воздуховодов между собой можно с помощью диафрагм, которые устанавливаются на наименее нагруженных участках воздуховодов. Расчет диафрагм ведется по табл. 22.48 и 22.49 с. 232 [20].

Ниже приведен расчет системы приточной вентиляции ПЗ

Система приточной вентиляционной системы подает воздух в помещение мойки №24.

1. Разбиваем систему приточной вентиляции ПЗ на 6 участков, протяженность 5 первых участков 1400 мм, последнего 7200 мм. Определяем расходы на каждом участке:  $2145/6=357,5$  м<sup>3</sup>/ч (2145 м<sup>3</sup>/ч – количество воздуха по балансу см. табл. 12).

2. Участки основного направления нумеруем начиная с участка с меньшим расходом. Расходы на каждом участке определяем суммированием на отдельных ответвлениях начиная с периферийных участков. Значения расходов, длину каждого из участков заносим в расчетную ведомость аэродинамического расчета табл. 14.

3. Определяем на каждом участке сечение расчетных участков магистрали воздуховода. Площадь поперечного сечения расчетного участка  $f_p$ , м<sup>2</sup>, определяем по формуле:

$$f_p = \frac{L_p}{v_m},$$

где  $L_p$  — расчетный расход воздуха на участке, м<sup>3</sup>/с;  $v_m$  — рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, м/с, исходя из экономичности и бесшумности (для административных зданий до 4 м/с) задаемся 2,5 м/с.

4. По величине  $f_p$  подбираем стандартные размеры воздуховода или канала так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения была близка к расчетной  $f_\phi = f_p$ . Результатом расчета являются величины  $d$  или  $a \times b$ ,

соответствующие принятой площади поперечного сечения, результаты заносим в табл. 14.

5. Определяем действительную скорость, результаты заносим в табл. 14:

$$v = \frac{L_p}{f\phi}, \text{ м/с}$$

Для первого участка:

$$v = \frac{0,099}{0,075} = 1,32 \text{ м / с.}$$

Для второго участка:

$$v = \frac{0,198}{0,075} = 2,65 \text{ м / с.}$$

Для третьего участка:

$$v = \frac{0,297}{0,12} = 2,48 \text{ м / с.}$$

Для четвертого участка:

$$v = \frac{0,397}{0,12} = 3,31 \text{ м / с.}$$

Для пятого участка:

$$v = \frac{0,496}{0,12} = 4,14 \text{ м / с.}$$

Для шестого участка:

$$v = \frac{0,595}{0,15} = 3,97 \text{ м / с.}$$

6. Определяем потери давления на трение. По номограммам определяем  $R = f(v, d)$ . Потери давления на трение на расчетном участке равны  $R \cdot \beta_{\text{ш}} \cdot l$  (заносятся в расчетную таблицу 14).

7. Определяем потери давления в местных сопротивлениях. Для каждого вида местного сопротивления на участке по АЗ-804 (СантехНИИпроект) или

по справочной литературе (Справочник проектировщика. Под ред. И.Г. Староверова, ч.2. М. 1978) определяем коэффициент местного сопротивления  $\xi_i$ . По  $\sum \xi_i$  и динамическому давлению определяют потери давления в местных сопротивлениях на участке:

$$z = \sum \xi_i \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}.$$

Если окажется, что коэффициент местного сопротивления относится не к скорости на расчетном участке, то необходимо сделать пересчет  $\xi_i$ :

$$\xi_i = \xi_m \cdot \left( \frac{v_m}{v} \right),$$

где  $\xi_m$  – табличное значение коэффициента местного сопротивления;  $v_m$  – скорость воздуха, рекомендуемая для определения  $z$ .

8. Определение потерь давления на расчетном на участке производится по формуле:

$$z = \sum \zeta \cdot p_d.$$

9. Определение потерь давления в системе.

Общие потери давления в системе ПЗ:

$$\Delta P_n = \sum_{i=1}^N (R \cdot l + z) \cdot i + \sum \Delta p_{об},$$

$$\Delta P_n = 0,86 + 1,46 + 1,31 + 3,18 + 7,90 + 41,41 = 56,12 \text{ Па},$$

где 1...N - номера участков основного направления;  $\Delta p_{об}$  – потери давления в оборудовании и других устройствах вентиляционной системы ПЗ.

Таблица 14 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции ПЗ

№ участка	Кол-во воздуха, L, м <sup>3</sup> /ч	Длина участка, l, м	Скорость воздуха, V м/с	Размер воздуховода, мм	Потери давления на трение		Динамическое давление, Па	Сумма коэффициентов местного сопротивления	Потери давления на местные сопротивления, Z, Па	Общие потери давления на участке, Rl+Z, Па
					Удельные, R, Па/м	На всем участке, Rl, Па				
1	357,5	1,4	1,32	300x250	0,3	0,42	1,05	1,2	0,44	0,86
2	715	1,4	2,65	300x250	0,2	0,28	4,21	1,2	1,18	1,46
3	1072,5	1,4	2,48	400x300	0,2	0,28	3,69	2	1,03	1,31
4	1430	1,4	3,31	400x300	0,3	0,42	6,57	2	2,76	3,18
5	1787,5	1,4	4,14	400x300	0,5	0,7	10,28	2	7,20	7,90
6	2145	7,2	3,97	500x300	0,55	3,96	9,46	5	37,45	41,41
итого										56,12

Аналогичные расчеты производим для остальных систем результаты заносим в таблицы приложений П1 – П18.

### 5.5 Расчет и выбор оборудования для системы вентиляции

Приточные установки предназначены для фильтрации свежего воздуха при необходимости его нагрева (в холодное время года) и подачи в систему воздуховодов для раздачи по помещениям [27].

Приточные вентиляционные установки состоят из корпуса, в котором смонтированы: фильтр, водяной или электрический калорифер, вентилятор, система автоматики, звукоизоляционный материал.

Для подбора приточных вентиляционных установок используются:

1. Производительность по воздуху (м<sup>3</sup>/ч). Благодаря широкому модельному ряду может составлять от нескольких десятков до нескольких десятков тысяч м<sup>3</sup>/ч.

2. Мощность подогревателя (кВт). Величина мощности определяется на условия подогрева в зимнее время свежего воздуха от температуры наиболее холодной пятидневки (параметры Б: -24°С для г. Томска) до температуры подачи воздуха в помещения.

3. Напор или внешнее статическое давление.

4. Уровень шума (Дб).

Определение мощности нагревателя ведется по методике расчета калориферов (с. 202 [30]). Расход тепла для нагревания воздуха определяется по формулам:

Определяем расход тепла Q, Вт, на нагрев воздуха по формуле:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n),$$

где G – количество нагреваемого воздуха, кг/ч; c – теплоемкость воздуха, кДж/(кг °С); t<sub>н</sub> – начальная температура нагреваемого воздуха, °С; t<sub>к</sub> – конечная температура нагретого воздуха, °С.

Для приточной установки П1:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 3375 \cdot (20 + 25) / 3600 = 50,625 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П2:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 3375 \cdot (20 + 25) / 3600 = 50,625 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П3:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 2145 \cdot (20 + 25) / 3600 = 32,175 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П4:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 5026 \cdot (20 + 25) / 3600 = 75,39 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П5:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 5026 \cdot (20 + 25) / 3600 = 75,39 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П6:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 5162 \cdot (20 + 25) / 3600 = 77,43 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П7:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 16015,3 \cdot (20 + 25) / 3600 = 240,23 \text{ кВт.}$$

Для приточной установки П8:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n) = 1 \cdot 1,2 \cdot 9207,75 \cdot (20 + 25) / 3600 = 138,1 \text{ кВт.}$$

Поверхность нагрева калориферной установки определяется из выражения:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}},$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи калорифера,  $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$ ;  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур теплоносителя и воздуха,  $\text{°C}$ ;

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_z + t_o}{2} - \frac{t_k - t_n}{2},$$

где  $t_r$  – температура горячей воды на входе в калорифер,  $\text{°C}$ ;  $t_o$  – температура обратной воды на выходе из калорифера,  $\text{°C}$ .

Скорость воздуха в живом сечении калориферной установки определяется по формуле:

$$v_p = \frac{G}{3600 f_{ж}},$$

где  $f_{ж}$  – площадь живого сечения для прохода воздуха,  $\text{м}^2$ .

Расход воды определяется по формуле:

$$W = \frac{Q}{c \cdot (t_z - t_o)}.$$

Ниже приведен пример расчета для приточной установки П1, аналогичные расчеты производятся для установок П2 – П8.

$$\Delta t_{cp} = \frac{95 + 70}{2} - \frac{20 + 25}{2} = 60 \text{ °C},$$

$$F = 50.625 / 60 \cdot 1.4 = 0.6 \text{ м}^2;$$

$$v = \frac{3375}{3600 \cdot 4} = 3,75 \text{ м / с};$$

$$W = \frac{Q}{c \cdot (t_z - t_o)} = \frac{50,625}{4,19 \cdot (95 - 70)} = 0,48 \text{ кг/с}$$

По найденным значениям поверхности нагрева калориферной установки, скорости воздуха и расходу воды определяем марку воздухоподогревателя, результаты заносим в таблицу 15.

Вытяжные установки удаляют из помещения загрязненный или нагретый воздух. Вытяжная вентиляционная установка состоит из: воздухозаборного устройства (из помещения), системы воздуховодов, вентиляторов, жалюзийных решеток, дефлекторов, фильтров.

Значение температуры воздуха подаваемого в помещения принимается равным 20°C в административно–бытовых помещениях, 16°C в производственных помещениях.

Необходимая компоновка вентиляционных установок для помещений ремонтного блока подбиралась по программе подбора вентиляционного оборудования фирмы «KORF» для выбора наиболее эффективной при расчетных параметрах компоновки и проверялась по каталогу [31]. Все приведенное ниже оборудование произведено отечественной компанией «KORF». Оборудование канальных вентиляционных установок комплектуется как составляющее современной модульной приточно–вытяжной вентиляционной установки ANR. В приточных установках осуществляется очистка наружного воздуха и его подогрев до нормируемой температуры.

Для снижения уровня аэродинамического шума, поступающего в систему воздуховодов и окружающую среду, все системы вентиляции комплектуются шумоглушителями серии SG x, где x – обозначение вентилятора.

Для очистки приточного воздуха приточные вентиляционные установки комплектуются также фильтрующими модулями N2 или фильтрами серии FK x, где – обозначение вентилятора. Данные фильтры применяются



для грубой очистки класса EU4 с эффективностью очистки 90%. Результаты расчетов и подбора основного оборудования вентиляционных систем автотехцентра приведены в таблице 15

Таблица 15 – Основное оборудование системы вентиляции

№ сис.	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	Вентилятор	Мощность нагревателя, кВт	Воздухонагреватель + фильтр
П1	3375	Канальный WRW50–25/22.4D	50,625	N2 – Водяной WWN50–25/2+ FK 50–25
П2	3375	Канальный WRW50–25/22.4D	50,625	N2 – Водяной WWN50–25/2+ FK 50–25
П3	2145	Канальный WNK315/1	32,175	N2 – Водяной WWK315+ FK 50–30
П4	5025	Канальный WRH50–30/25.4D	75,39	N2 – Водяной WWN50–30/2+FK 50–30
П5	5026	Канальный WRH50–30/25.4D	75,39	N2 – Водяной WWN50–30/2+FK 50–30
П6	5162	Канальный WRH55–30/28D	77,43	N2 – Водяной WWN55–32+FK 50–30
П7	16015,3	Канальный ANR6L/K1/P1/A1. 2.P50.R4×15/P1	240,23	В комплекте 2-х рядный+ фильтрование EU4
П8	9207,75	Канальный WRW70–40/35.4D	138,1	N2 – Водяной WWN70–40/3+ FK 70–40
В1	6480,4	Канальный WNK200/1	–	–
В2	1847,2	Канальный WNK200/1	–	–
В3	350	Канальный WNK 160/1	–	–
В4	2145	Канальный WRW70–40/35.4D	–	–
В5	4640	Канальный WRW70–40/35.5D	–	–
В6	4640	Канальный WNK 315/1	–	–
В7	6782,2	Канальный WNK160/1	–	–
В8	1750	FUA–1800/SP	–	–
В9	6741,2	Канальный WNK160/1	–	–
В10	3474	Канальный WNK160/1	–	–

B11	5541,7	Канальный WNK200/1	–	–
B12	7172,2	Канальный WNK315/1	–	–

Воздухораспределительная сеть выполняется из воздуховодов прямоугольного сечения из тонколистовой оцинкованной стали толщиной 0,7мм по ГОСТ 14918–80\* и в соответствии с размерным рядом приложения П [1].

В качестве присоединительных патрубков выбраны гибкие воздуховоды ALUDUCT фирмы «Арктос». Воздуховоды данного типа легки, что позволяет использовать их в помещениях с подвесными потолками, достаточно термостойки и при горении не выделяют токсичных веществ и газов.

В помещениях №23 (выставочный зал), №24 (мойка), №25 (общий ремонтный цех) для подачи приточного воздуха из верхней зоны вертикальными и коническими потоками запроектированы нерегулируемые воздухораспределители панельные модульные штампованные типа ПМШ–В, серия 5.904–63 производства фирмы «Экострой», а также приточно–вытяжные решетки цилиндрические РС–ГЦ производства ООО «КлиматВентМаш» для регулировки диапазона действия и направления воздушного потока.

Системы приточно–вытяжной вентиляции административных помещений комплектуются диффузорами ДПУ–М производства ООО «КлиматВентМаш». В диффузорах ДПУ–М при перемещении обтекателя с закручивателем соответственно вдоль оси корпуса изменяются вид формируемой приточной струи (от вертикальной смыкающейся конической до горизонтальной веерной) и ее дальность, что позволяет реализовать сезонное регулирование систем вентиляции воздуха.

В системах приточно–вытяжной вентиляции бытовых помещений применяются вентиляционные решетки АМР производства ООО «КлиматВентМаш», оснащенные регуляторами расхода воздуха.

## 5.6 Гидравлический расчет системы теплоснабжения калориферов

### 5.6.1 Методика расчета системы теплоснабжения калориферов

Гидравлический расчет заключается в определении диаметров трубопроводов, необходимых для перемещения определенного количества (расхода) теплоносителя в зависимости от располагаемого давления [27].

Расчет ведется по методу удельных потерь давления. Согласно этому методу отдельно определяют потери давления на трение и потери в местных сопротивлениях в каждом расчетном участке системы.

По табл. II.1 приложения [4] по принятым скоростям и расходам теплоносителя определяется диаметр трубопровода и соответствующие ему потери давления на трение на 1 пог.м. длины. Суммарные потери на участке l длины будут  $\Delta p = R \cdot l$ .

Потери давления на участке на местные сопротивления определяются как произведение суммы коэффициентов местного сопротивления на динамический напор:

$$Z = \sum \zeta_{\text{уч}} \left( \frac{\rho w^2}{2} \right)$$

Общие потери давления на участке трубопровода выражаются суммой потерь давления на трение и в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}}$$

### 5.6.2 Расчет системы теплоснабжения вентиляционных установок П1 – П8.

Для проведения гидравлического расчета вычерчивается аксонометрическая схема системы теплоснабжения, на которой отмечаются длины, расходы и диаметры участков. В соответствии со схемой заполняется расчетная таблица, и вычисляются общие потери давления на участках трубопроводов.

Теплоснабжение вентиляционных установок П1 – П8 осуществляется от трех гребенок принципиальные схемы которых приведены в приложении (П19). Теплоснабжение приточных установок систем П1 и П4 запроектировано от главной гребенки, установок П3, П2, П7 от распределительной гребенки 1, установок П5, П6, П8 от распределительной гребенки 2.

Трубопроводы подающей и обратной линии на аксонометрической схеме соответственно обозначены: П1 (Т143/Т243); П2 (Т134/Т234); П3 (Т131/Т231); П4 (Т153/Т253); П5 (Т141/Т241); П6 (Т142/Т242); П7 (Т132/Т232); П8 (Т163/Т263).

Результаты гидравлического расчета системы теплоснабжения приточных установок П1 – П8 приведены в таблицах 16 – 23.

Таблица 16 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения вентиляционной установки П1

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1739	23,3	0,825	126	2935,8	5,4	1764,2	4700	1739

Таблица 17 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения  
вентиляционной установки П2

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1739	13,2	0,825	126	1663,2	6,2	1862	3525,2	1739

Таблица 18 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения  
вентиляционной установки П3

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1105	12	0,72	85	1020	4,5	1542	2562	1105

Таблица 19 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения  
вентиляционной установки П4

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	2590	32	1,1	132	4224	6,8	1892	6116	2590

Таблица 20 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения  
вентиляционной установки П5

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	2590	9	1,1	132	1188	2,5	1076	2264	2590

Таблица 21 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения  
вентиляционной установки П6

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	2661	11,5	1,2	138	1587	3,5	1245	2832	2661

Таблица 22 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения вентиляционной установки П7

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	8256	19	2,6	185	3515	4	1458	4973	8256

Таблица 23 – Гидравлический расчет системы теплоснабжения вентиляционной установки П8

Данные по участкам схемы			Результаты расчетов						
№	G, кг/ч	l, м	D, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	4746	16	1,8	148	2368	4	1358	3726	4746

### 5.6.3 Расчет воздушно – тепловой завесы

Воздушные завесы предназначены для предотвращения поступления наружного воздуха через открытые проемы ворот и дверей производственных и общественных зданий. Кроме того, они служат препятствием перетеканию загрязненного воздуха из одного помещения в другое. Согласно СНиП 2.04.05.86 воздушные или воздушно–тепловые завесы надлежит устраивать в таких случаях: у постоянно открытых проемов в наружных стенах помещений, а также у ворот и проемов в наружных стенах, не имеющих тамбуров и открывающихся более пяти раз или не менее чем на 40 мин. в смену в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 15 °С и ниже (параметры Б); у ворот технологических проемов для любых расчетных температур и любой продолжительности открывания при соответствующем обосновании. Для автотехцентра будем использовать завесы шиберующего типа. Для помещения мойки автомобилей и общего ремонтного цеха требуется установка воздушно–тепловых завес. Произведем расчет завесы по [24; с.92]:

Расход воздуха завесы  $G_3$ , кг/ч, определяется по формуле:

$$G_3 = 3600 \cdot H \cdot B \cdot g \cdot \mu_{np} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_n - \rho_g) \cdot \rho_{cm}},$$

где  $H, B$  – длина и ширина проема, м,  $H=B=3,6$  м. (по техническому заданию);  $g$  – относительный расход воздуха завесы, принимаем  $g=0,6$ ;  $\mu_{np}$  – коэффициент расхода проема, принимаемый по [24, табл. IV.11],  $\mu_{np}=0,27$ ;  $\rho_n, \rho_g, \rho_{cm}$  – плотность воздуха, соответствующая температуре наружного, внутреннего воздуха и воздуха смеси,  $\text{кг/м}^3$ , принимаем  $\rho_n=1,42 \text{ кг/м}^3$  при  $t=-24^\circ\text{C}$ ,  $\rho_g=1,22 \text{ кг/м}^3$  при  $t=16^\circ\text{C}$ ,  $\rho_{cm}=1,24 \text{ кг/м}^3$  (согласно табл. IV.9 [24] принимаем  $t_{cm}=8^\circ\text{C}$ ).

$h$  – расстояние от середины ворот до нейтральной зоны по [24, с.95], принимаем  $h=1,8$  м.

Температура воздуха завесы  $t_3, ^\circ\text{C}$ , определенная на основании уравнения теплового баланса равна:

$$t_3 = [t_{cm} - (1 - \bar{q}) \cdot t_n] / [\bar{q} \cdot (1 - \bar{Q})],$$

где  $Q$  – отношение количества теплоты, теряемой с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов завесы, принимается по табл. IV.12.,  $Q=0,11$ .

Количество теплоты  $Q_{доп}$ , Вт, необходимой для компенсации дополнительных тепловых потерь помещением вследствие поступления воздуха через проем, оборудованный завесой, определяется зависимостью:

$$Q_{доп} = 0,278 \cdot C_p \cdot G_3 \cdot (1/\bar{q} - 1) \cdot (t_g - t_n) \cdot \tau / 60;$$

где  $C_p=1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  – удельная теплоемкость воздуха;  $\tau$  – время работы завесы,  $\tau=15$  мин. по заданию.

Тепловая мощность калориферов завесы  $Q_3$ , Вт, равна:

$$Q_3 = 0,278 \times C_p \times G_3 \times (t_3 - t_{cm}).$$

Ширина щели завесы  $v_{щ}$ , м, определяется по формуле:

$$v_{щ} = F_{np} / (2 \cdot H \cdot \bar{F}) = 0,5 \cdot B / \bar{F} \text{ и округляется до 5 мм.}$$

Скорость воздуха в щели воздушной завесы  $V_{щ}$ , м/с, равна:

$$V_{щ} = G_3 / (2 \cdot 3600 \cdot H \cdot e_{щ}^1 \cdot \rho_3),$$

где  $v_{щ}$  – округленная до 5 мм. ширина щели,  $\rho_3$  – плотность воздуха, соответствующая температуре завесы  $t_3$ , кг/м<sup>3</sup>.

Ниже приведен пример расчета воздушно-тепловой завесы для помещения автомойки №24 левого крыла:

1. Расход воздуха завесы:

$$G_3 = 3600 \cdot 3,6 \cdot 3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,27 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot (1,42 - 1,22) \cdot 1,24} = 22368,4 \text{ кг/ч};$$

2. Температура воздуха завесы:

$$t_3 = [8 - (1 - 0,6) \cdot (-24)] / [0,6 \cdot (1 - 0,11)] = 32,9^\circ \text{C};$$

Плотность воздуха, соответствующая  $t=32,9^\circ \text{C}$ , равна  $\rho_3=1,15 \text{ кг/м}^3$ .

3. Количество теплоты для компенсации дополнительных тепловых потерь помещением вследствие поступления воздуха через проем:

$$Q_{дон} = 0,278 \cdot 22368,4 \cdot (1/0,6 - 1) \cdot (16 - (-24)) \cdot 15/60 = 44219,8 \text{ Вт};$$

4. Тепловая мощность калориферов завесы:

$$Q_3 = 0,278 \cdot 22368,4 \cdot (32,9 - 12) = 109964,9 \text{ Вт};$$

5. Ширина щели завесы:

$$e_{щ} = 0,5 \cdot 3,6 / 20 = 0,09 \text{ м};$$

Принимаем  $v_{щ}=0,1 \text{ м}$

6. Скорость выхода воздуха из щелей завесы:

$$V_{щ} = 22368,4 / (2 \cdot 3600 \cdot 3,6 \cdot 0,1 \cdot 1,15) = 7,5 \text{ м/с};$$

По объему подаваемого воздуха  $L_3 = 22368,4 \text{ м}^3/\text{ч}$  и по тепловой мощности  $Q_3=109964,9 \text{ Вт}$  подберем вертикальную воздушно-тепловую завесу производства Defender XW.



## 6 ТЕПЛОВОЙ ПУНКТ ЗДАНИЯ

Тепловые пункты предназначены для установления и поддержания параметров теплоносителя (давления, температуры и расхода) на заданном уровне, необходимом для надежной и экономичной работы теплopotребляющих установок [33].

Оборудование теплового пункта включает в себя водо–водяной теплообменник горячего водоснабжения, приборы для регулирования и контроля параметров сетевой воды и водяные фильтры.

К тепловой сети система отопления здания присоединяется по зависимой схеме. Такой способ обусловлен тем, что давление в обратном трубопроводе тепловой сети не превышает допустимое рабочее давление в системе [34]. Калориферы вентиляционных систем присоединяются по схеме с непосредственной подачей перегретой воды в калориферы через гребенки. Присоединение системы горячего водоснабжения осуществляется по закрытой системе теплоснабжения через водоводяной скоростной подогреватель. В месте присоединения системы отопления к тепловой сети на подающем и обратном трубопроводах устанавливаются шаровые краны NAVAL. Для контроля параметров сетевой воды – термометр, манометр и датчик температуры прибора учета тепла. Для того чтобы защитить систему отопления от загрязнения на трубопроводе монтируются сетчатые фильтры. Для возможности промывки к фильтрам подведен водопровод и организован слив в канализацию. Далее для контроля загрязнения фильтра и арматуры по изменению падения давления установлен манометр.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения работы запроектировано инженерное обеспечение микроклимата строящегося автотехцентра в г. Томске.

В ходе проектирования системы отопления определены потери теплоты через ограждающие поверхности конструкций и на нагревание инфильтрующегося воздуха. По результатам расчетов установлено, что тепловые потери подвала составляют 36 кВт, первого этажа 96 кВт, второго 107 кВт. Суммарные потери по зданию составили 240 кВт. В качестве отопительных приборов для производственно–служебных помещений приняты регистры из стальных гладких труб диаметром 108х4 мм длиной от 1300 до 6800 мм, для административно бытовых помещений алюминиевые радиаторы Termika, Torrid new. На воротах основного въезда выезда запроектированы воздушные водяные завесы Defender.

В целях точного регулирования теплоотдачи отопительными приборами запроектирована двухтрубная система водяного отопления с открытой прокладкой теплопроводов. В результате выполненного гидравлического расчета определены потери давления в системе. Для увязки падений давления колец подобраны балансировочные клапаны MSV–BD производства датской компании Danfoss.

В рассматриваемом проекте запроектировано восемь приточных систем вентиляции, двенадцать вытяжных систем с механическим побуждением и семь вытяжных систем с естественным побуждением. Воздухообмен рассчитан на разбавление и удаление вредных газовыделений по расчету ассимиляции и кратности. Аэродинамический расчет вентиляции проводился с целью определения размеров поперечного сечения участков сети и подбора оборудования.

Также в проекте рассмотрена система автоматического регулирования теплового пункта, вопросы безопасности проектируемого объекта и проведены расчеты технико-экономического обоснования проекта.

## CONCLUSION

As a result of the work, engineering support for the microclimate of an under construction auto technical center in Tomsk was designed.

During the designing of the heating system heat losses through the protecting structure surfaces and losses caused by heating of infiltrating air were determined. The calculations revealed that the basement heat loss is up to 36 kW, the first floor is 96 kW, the second floor is 107 kW. The total heat loss of the building is 240 kW.

Registers of steel smooth pipes of 108x4 mm diameter, with the length from 1300 to 6800 mm, were accepted as heating devices for production and office premises and Termika, Torrid new aluminium radiators were accepted for the administrative and domestic premises. Defender air water curtains were approved for the gates of the main entrance.

In order to regulate heat loss accurately with the heaters two-pipe system of water heating with open laying of the pipes.

As a result of the performed hydraulic calculation the pressure losses in the system were defined. Balancing valves MSV-BD produced by the Danish company Danfoss were chosen to control pressure drop of the rings.

In the given project eight plenum ventilation systems, twelve exhaust systems with mechanical impulse and seven exhaust systems with natural impulse were designed.

Air exchange is designed for dilution and removal of harmful gas emissions through calculation of assimilation and multiplicity.

Aerodynamic calculation of the ventilation was performed to determine the sizes of the cross-sectional areas of the network and selection of equipment.

Also, the system of automatic control of the district heating substation, the questions connected with safety of the designed object were considered in the project and calculations of the technical and economic grounds of the project were made.

