

## **1. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций**

### **1.1 Нормы, устанавливающие требования к величине приведенного сопротивления теплопередаче**

Нормируемые параметры микроклимата и концентрацию вредных веществ в воздухе обслуживаемой зоны помещений жилых, общественных зданий и сооружений и общественных зданий административного назначения (далее - общественных зданий), а также административных и бытовых зданий предприятий согласно:

- ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
- СанПиН 2.1.2.2645-10 Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях (раздел IV и Приложение 2).
- СанПиН 2.1.3.2630-10 Санитарно-эпидемиологические требования к организациям, осуществляющим медицинскую деятельность (раздел 6 и Приложение 4).
- СанПиН 2.4.1.3049-13 Санитарно-эпидемиологические требования к устройству, содержанию и организации режима работы дошкольных образовательных организаций (раздел VIII и Приложение 3).
- СП 60.13330.2016 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (раздел 5).

Нормируемые параметры микроклимата и концентрацию вредных веществ в воздухе в рабочей зоне производственных, лабораторных и складских (далее - производственных) помещений в зданиях любого назначения согласно:

- ГОСТ 12.1.005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
- СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

- СП 60.13330.2016 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (раздел 5).

Температура воздуха в помещении, и другие параметры микроклимата выбираются (согласно СП 60.13330):

а) в холодный период года в обслуживаемой зоне жилых помещений температуру воздуха - **минимальную из оптимальных температур по ГОСТ 30494;**

б) в холодный период года в обслуживаемой зоне жилых зданий (кроме жилых помещений), а также общественных и административно-бытовых зданий или в рабочей зоне производственных помещений температуру воздуха - **минимальную из допустимых температур** при отсутствии избытков явной теплоты (далее - теплоты) в помещениях; **экономически целесообразную температуру воздуха в пределах допустимых норм** в помещениях с избытками теплоты.

в) в теплый период года в обслуживаемой или рабочей зоне помещений при наличии избытков теплоты - **температуру воздуха в пределах допустимых температур**, но не более чем на 3 °С для общественных и административно-бытовых помещений и не более чем на 4 °С для производственных помещений **выше расчетной температуры наружного воздуха** (параметры А) и не более максимально допустимой температуры по приложению А, а при отсутствии избытков теплоты - температуру воздуха в пределах допустимых температур;

г) скорость движения воздуха - **в пределах допустимых норм;**

д) относительную влажность воздуха - **в пределах допустимых норм** (при отсутствии специальных требований) по заданию на проектирование.

Параметры микроклимата или один из параметров допускается принимать в пределах оптимальных норм вместо допустимых, если это экономически обосновано или по заданию на проектирование.

## 1.2 Расчет приведенного сопротивления теплопередаче реконструируемых ограждающих конструкций

### 1.2.1 Выбор параметров наружного климата

Заданные параметры микроклимата в помещениях жилых, общественных, административно-бытовых и производственных зданий следует обеспечивать в пределах расчетных параметров наружного воздуха для соответствующих районов строительства, принятых по таблице 1.1 (согласно таблице 10.1 СП 131.13330):

- параметры А - для систем вентиляции и воздушного душирования **в теплый период года;**

- параметры Б - для систем отопления, вентиляции и воздушного душирования в холодный период года, а также для систем кондиционирования **в теплый и холодный периоды года.**

Параметры наружного воздуха для **переходных условий года** следует принимать: температуру 10°C и удельную энтальпию 26,5 кДж/кг или параметры наружного воздуха, при которых изменяются режимы работы оборудования, потребляющего теплоту и холод.

Таблица 1.1

**Таблица выбора климатических параметров для проектирования  
отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха**

| Период года | Баром. давление, гПа | Параметры А             |                            |                     | Параметры Б             |                            |                     |
|-------------|----------------------|-------------------------|----------------------------|---------------------|-------------------------|----------------------------|---------------------|
|             |                      | температура воздуха, °C | удельная энтальпия, кДж/кг | скорость ветра, м/с | температура воздуха, °C | удельная энтальпия, кДж/кг | скорость ветра, м/с |
| 1           | 2                    | 3                       | 4                          | 5                   | 6                       | 7                          | 8                   |
| ТП          |                      |                         |                            |                     |                         |                            |                     |
| ХП          |                      |                         |                            |                     |                         |                            |                     |

Теплозащитная оболочка здания должна отвечать следующим требованиям:

а) приведенное сопротивление теплопередаче отдельных ограждающих конструкций должно быть не меньше нормируемых значений (поэлементные требования);

б) удельная теплозащитная характеристика здания должна быть не больше нормируемого значения (комплексное требование);

в) температура на внутренних поверхностях ограждающих конструкций должна быть не ниже минимально допустимых значений (санитарно-гигиеническое требование).

**Нормируемое значение приведенного сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции,  $R_o^{\text{норм}}$ ,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ , следует определять по формуле:**

$$R_o^{\text{норм}} = R_o^{\text{тр}} m_p, \quad (1.1)$$

где  $R_o^{\text{тр}}$  – базовое значение требуемого сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ , следует принимать в зависимости от градусо-суток отопительного периода, ГСОП,  $^\circ\text{C} \cdot \text{сут.}/\text{год}$ , региона строительства и определять по Таблице 3 СП 50.13330;

Градусо-сутки отопительного периода,  $^\circ\text{C} \cdot \text{сут.}/\text{год}$ , определяют по формуле:

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{вн}} - t_{\text{оп.ср}}) Z_{\text{оп}}, \quad (1.2)$$

где  $t_{\text{оп.ср.}}$ ,  $Z_{\text{оп}}$  – средняя температура наружного воздуха за отопительный период,  $^\circ\text{C}$ , и продолжительность,  $\text{сут.}/\text{год}$ , отопительного периода, принимаемые по своду правил для периода со среднесуточной температурой наружного воздуха не более  $8^\circ\text{C}$ , а при проектировании лечебно-профилактических, детских учреждений и домов-интернатов для престарелых не более  $10^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{вн}}$  – расчетная температура внутреннего воздуха здания,  $^\circ\text{C}$ .

Значения  $R_o^{\text{тр}}$  для величин ГСОП, отличающихся от табличных, следует определять по формуле:



$$R_o^{тр} = a \cdot ГСОП + b, \quad (1.3)$$

где  $a, b$  – коэффициенты, значения которых следует принимать по данным таблицы 3 СП 50.13330 для соответствующих групп зданий;  $m_p$  – коэффициент, учитывающий особенности региона строительства.

Допускается снижение значения коэффициента  $m_p$ , в случае если выполняется требование п.10.1 СП 50.13330 для данного типа ограждающей конструкции. Значения коэффициента  $m_p$  при этом должны быть не менее:  $m_p = 0,63$  – для стен,  $m_p = 1$  – для светопрозрачных конструкций,  $m_p = 0,8$  – для остальных ограждающих конструкций (кроме светопрозрачных).

В случаях **реконструкции зданий**, для которых по архитектурным или историческим причинам невозможно утепление стен снаружи, нормируемое значение сопротивления теплопередаче стен допускается определять по формуле:

$$R_o^{норм} = \frac{(t_{в} - t_{н})}{\Delta t^H \alpha_{в}} \quad (1.4)$$

где  $\alpha_{в}$  – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·°C), принимаемый по таблице 4 СП 50.13330;  $\Delta t^H$  – нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха  $t_{в}$  и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции –  $t_{н}$ , °C, принимаемый по таблице 5 СП 50.13330;  $t_{н}$  – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года, °C, принимаемая равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 по СП 131.13330.

Нормируемое значение сопротивления теплопередаче входных дверей  $R_o^{норм}$  должно быть не менее  $0,6 R_o^{норм}$  стен зданий, определяемого по формуле (1.4).

Расчет приведенного сопротивления теплопередаче фрагмента теплозащитной оболочки здания или любой выделенной ограждающей конструкции основан на представлении фрагмента теплозащитной оболочки

здания в виде набора независимых элементов, каждый из которых влияет на тепловые потери через фрагмент. Удельные потери теплоты, обусловленные каждым элементом, находятся на основе сравнения потока теплоты через узел, содержащий элемент, и через тот же узел, но без исследуемого элемента.

Приведенное сопротивление теплопередаче фрагмента теплозащитной оболочки здания  $R_o^{np}$ ,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ , следует определять по формуле:

$$R_o^{np} = \frac{1}{\frac{1}{R_o^{усл}} + \sum l_j \Psi_j + \sum n_k \chi_k} = \frac{1}{\sum a_i U_i + \sum l_j \Psi_j + \sum n_k \chi_k} \quad (1.5)$$

где  $R_o^{усл}$  – осредненное по площади условное сопротивление теплопередаче фрагмента теплозащитной оболочки здания либо выделенной ограждающей конструкции,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ ;  $l_j$  – протяженность линейной неоднородности  $j$ -го вида, приходящаяся на  $1 \text{ м}^2$  фрагмента теплозащитной оболочки здания, или выделенной ограждающей конструкции,  $\text{м}/\text{м}^2$ ;  $\Psi_j$  – удельные потери теплоты через линейную неоднородность  $j$ -го вида,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $n_k$  – количество точечных неоднородностей  $k$ -го вида, приходящихся на  $1 \text{ м}^2$  фрагмента теплозащитной оболочки здания, или выделенной ограждающей конструкции, шт./ $\text{м}^2$ ;  $\chi_k$  – удельные потери теплоты через точечную неоднородность  $k$ -го вида,  $\text{Вт}/^\circ\text{C}$ ;  $a_i$  – площадь плоского элемента конструкции  $i$ -го вида, приходящаяся на  $1 \text{ м}^2$  фрагмента теплозащитной оболочки здания, или выделенной ограждающей конструкции,  $\text{м}^2/\text{м}^2$ :

$$a_i = \frac{A_i}{\sum A_i}, \quad (1.6)$$

где  $A_i$  – площадь  $i$ -той части фрагмента,  $\text{м}^2$ ;

$U_i$  – коэффициент теплопередачи однородной  $i$ -той части фрагмента теплозащитной оболочки здания (удельные потери теплоты через плоский элемент  $i$ -го вида),  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

$$U_i = \frac{1}{R_{o,i}^{усл}} \quad (1.7)$$

Коэффициент теплотехнической однородности,  $r$ , вспомогательная величина, характеризующая эффективность утепления конструкции, определяется по формуле:

$$r = \frac{R_o^{пр}}{R_o^{усл}} \quad (1.8)$$

Величина  $R_o^{усл}$  определяется осреднением по площади значений условных сопротивлений теплопередаче всех частей фрагмента теплозащитной оболочки здания

$$R_o^{усл} = \frac{\sum A_i}{\sum \frac{A_i}{R_{o,i}^{усл}}} = \frac{1}{\sum a_i U_i} \quad (1.9)$$

где  $R_{o,i}^{усл}$  – условное сопротивление теплопередаче однородной части фрагмента теплозащитной оболочки здания  $i$ -го вида,  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ , которое определяется либо экспериментально либо расчетом по формуле:

$$R_o^{усл} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \sum_s R_s + \frac{1}{\alpha_{н}}, \quad (1.10)$$

где  $\alpha_{в}$  – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , принимаемый согласно таблице 4 СП 50.13330;  $\alpha_{н}$  – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , принимаемый согласно таблице 6 СП 50.13330;  $R_s$  – термическое сопротивление слоя однородной части фрагмента,  $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ , определяемое для невентилируемых воздушных прослоек по таблице Е.1 СП 50.13330, для материальных слоев по формуле:

$$R_s = \frac{\delta_s}{\lambda_s} \cdot \gamma_s^{y.e} \quad (1.11)$$

где  $\delta_s$  – толщина слоя, м;  $\lambda_s$  – расчетная теплопроводность материала слоя, Вт/(м·°С), в случае отсутствия данных принимается по приложению Т СП 50.13330;  $\gamma_s^{y.e}$  – коэффициент условий эксплуатации материала слоя, доли ед. При отсутствии данных принимается равным 1.

Влажностный режим помещений зданий в холодный период года в зависимости от относительной влажности и температуры внутреннего воздуха следует устанавливать по таблице 1.2 (согласно таблице 1 СП 50.13330).

Таблица 1.2.

### Влажностный режим помещений зданий

| Режим      | Влажность внутреннего воздуха, %, при температуре, °С |                |                |
|------------|-------------------------------------------------------|----------------|----------------|
|            | до 12                                                 | свыше 12 до 24 | свыше 24       |
| Сухой      | До 60                                                 | До 50          | До 40          |
| Нормальный | Свыше 60 до 75                                        | Свыше 50 до 60 | Свыше 40 до 50 |
| Влажный    | Свыше 75                                              | Свыше 60 до 75 | Свыше 50 до 60 |
| Мокрый     | -                                                     | Свыше 75       | Свыше 60       |

Условия эксплуатации ограждающих конструкций А или Б в зависимости от влажностного режима помещений и зон влажности района строительства, необходимые для выбора теплотехнических показателей материалов наружных ограждений, следует устанавливать по таблице 1.3 (таблице 2 СП 50.13330). Зоны влажности территории России следует принимать по приложению В СП 50.13330.

Таблица 1.3.

### Условия эксплуатации ограждающих конструкций

| Влажностный режим помещений зданий (по таблице 1) | Условия эксплуатации А и Б в зоне влажности (по приложению В СП 50.13330) |            |         |
|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|------------|---------|
|                                                   | сухой                                                                     | нормальной | влажной |
| Сухой                                             | А                                                                         | А          | Б       |
| Нормальный                                        | А                                                                         | Б          | Б       |
| Влажный или мокрый                                | Б                                                                         | Б          | Б       |

### 1.3 Определение удельной теплозащитной характеристики здания

Удельная теплозащитная характеристика здания должна быть не больше нормируемого значения (комплексное требование);

$$k_{об} = \frac{\sum \frac{n_i A_i}{R_i}}{V_{от}} \quad (1.12)$$

где  $A_i$  и  $R_i$  – соответственно площадь,  $m^2$ , и сопротивление теплопередаче,  $m^2 \cdot K / Вт$ ,  $i$ -го наружного ограждения (наружных стен, окон, покрытий, перекрытий над техподпольем, полов по грунту и т.д.);  $n_i$  – коэффициент положения  $i$ -го ограждения по отношению к наружному воздуху. Для основных ограждений можно использовать значения: наружные стены, окна, бесчердачные покрытия, полы по грунту – 1; чердачные перекрытия – 0,9; полы над неотапливаемыми подвалами – 0,6.

Предельный уровень данной характеристики ограничивается нормируемой величиной  $k_{об}^{тр}$  в зависимости от значения  $V_{от}$  и градусо-суток отопительного периода в районе строительства ГСОП,  $^{\circ}C \cdot сут./год$ :

$$k_{об}^{тр} = \frac{4,74}{0,00013 \cdot ГСОП + 0,61} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{V_{от}}}, \text{ для } V_{от} \leq 960 \text{ м}^3; \quad (1.13)$$

$$k_{об}^{тр} = \frac{0,16 + \frac{10}{\sqrt{V_{от}}}}{0,00013 \cdot ГСОП + 0,61}, \text{ для } V_{от} > 960 \text{ м}^3. \quad (1.14)$$

При соблюдении условия  $k_{об} \leq k_{об}^{тр}$  значение коэффициента  $m_p$  можно принимать меньше единицы, но не меньше описанных выше значений.

### 1.4 Выбор заполнения оконных проемов при реконструкции здания

Тип и конструкция заполнения светового проема выбираются исходя как из требований по теплозащите, так и требований по сопротивлению воздухопроницанию.

По СП 50.13330 выбирается тип заполнения светопроема таким образом, чтобы:

$$R_o \geq R_o^{тр}, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}, \quad (1.15)$$

где  $R_o^{тр}$  – требуемое сопротивление теплопередаче для окна,  $\text{м}^2\text{°C}/\text{Вт}$ ;  $R_o$  – приведенное сопротивление теплопередаче для окна,  $\text{м}^2\text{°C}/\text{Вт}$ .

Далее требуется уточнение типа и конструкции заполнения оконного проема исходя из требований по сопротивлению воздухопроницанию.

Проверяется принятый тип заполнения оконных проемов на воздухопроницаемость и подбирается тип уплотнения притворов по условию:

$$R_{и}^{\phi} \geq R_{и}^{тр}, \quad (1.16)$$

где  $R_{и}^{\phi}$  – фактическое сопротивление воздухопроницанию окна,  $\text{м}^2\text{·ч}/\text{кг}$ , в соответствии с выбранным типом заполнения световых проемов;  $R_{и}^{тр}$  – требуемое сопротивление воздухопроницанию окна,  $\text{м}^2\text{·ч}/\text{кг}$ , по формуле:

$$R_{и}^{тр} = \frac{1}{G_{и}} \left( \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \right)^{2/3}, \quad (1.17)$$

где  $G_{и}$  – нормативная воздухопроницаемость окна,  $\text{кг}/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$ , принимаемая в соответствии с Таблицей 9 СП 50.13330;  $\Delta p_0$  – разность давления воздуха по обе стороны окна, при которой проводятся исследования воздухопроницаемости окон,  $\Delta p_0 = 10$  Па;  $\Delta p$  – разность давлений на наружной и внутренней поверхности окон, Па:

$$\Delta p = 0,55H(\gamma_{н} - \gamma_{в}) + 0,03\gamma_{н}v^2, \quad (1.18)$$

где  $H$  – высота здания (от нижней отметки входа в здание до устья вентиляционной шахты), м;  $v$  – расчетная скорость ветра для холодного периода, как максимальная из средних скоростей по румбам за январь, повторяемость которой не ниже 16 %, м/с;  $\gamma_{н}$ ,  $\gamma_{в}$  – удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха,  $\text{Н}/\text{м}^3$ , определяемый следующей зависимостью:

$$\gamma = \frac{3463}{273 + t}, \quad (1.19)$$

где  $t$  – температура соответственно наружного (н) или внутреннего (в) воздуха, °С.

Проверяется выполнение условия (1.16). По значению  $R_{\text{н}}^{\Phi}$ , м<sup>2</sup>·ч/кг, уточняется тип выбранной конструкции окна, при необходимости уточняется  $R_{\text{о}}$ , м<sup>2</sup>·°С/Вт.

### **Пример № 1**

Определить параметры внутреннего климата для учебной аудитории, расположенной в здании университета г. Москвы.

#### **Решение:**

Согласно ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» учебная аудитория относится к помещениям категории 2 – помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебой.

Согласно п. 5.1 СП 60.13330.2016 **в холодный период года** в обслуживаемой зоне общественных и административно-бытовых зданий за расчетную температуру следует принимать минимальную из допустимых температур при отсутствии избытков явной теплоты (далее - теплоты) в помещениях; экономически целесообразную температуру воздуха в пределах допустимых норм в помещениях с избытками теплоты.

Диапазон допустимых температур воздуха в холодный период года для категории 2 согласно ГОСТ 30494-2011 соответствует 18–23 °С. В целях экономии выбираем минимальную из допустимых температур, то есть 18 °С.

Согласно п. 5.1 СП 60.13330.2016 **в теплый период года** в обслуживаемой или рабочей зоне помещений при наличии избытков теплоты – температуру воздуха в пределах допустимых температур, но не более чем на 3 °С для общественных и административно-бытовых помещений выше

расчетной температуры наружного воздуха (параметры А) и не более максимально допустимой температуры по приложению А, а при отсутствии избытков теплоты - температуру воздуха в пределах допустимых температур.

Температура наружного воздуха согласно СП 131.13330.2018 по параметрам А в г. Москва составляет 23 °С. Допустимый диапазон температуры в теплый период года для помещений с постоянным пребыванием людей составляет 18–28 °С. С экономической точки зрения рациональнее выбирать максимальную температуру воздуха в помещении из данного диапазона, однако температура не должна превышать расчетную температуру наружного воздуха по параметрам А. Значит расчетная температура воздуха в помещении выбирается 26 °С.

Согласно п. 5.1 СП 60.13330.2016 скорость движения воздуха и относительная влажность воздуха выбирается произвольно - в пределах допустимых норм.

Следовательно, согласно ГОСТ 30494-2011 относительная влажность воздуха не должна превышать 60 % в холодный период и 65 % в теплый период, а подвижность воздуха не должна превышать 0,3 м/с в холодный период и 0,25 м/с в теплый период.

Результаты занесем в таблицу 1.4.

Таблица 1.4.

#### Расчетные параметры микроклимата обслуживаемых помещений

| Назначение помещения | Температура воздуха $t_{в}, ^\circ\text{C}$ | Относительная влажность $\varphi_{в}, \%$ | Подвижность воздуха $v_{в}, \text{м/с}$ |
|----------------------|---------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------|
| Учебная аудитория ХП | 18                                          | $\leq 60$                                 | $\leq 0,3$                              |
| Учебная аудитория ТП | 26                                          | $\leq 65$                                 | $\leq 0,25$                             |

#### Пример № 2



Определить расчетное термическое сопротивление стены из кладки из керамического пустотного кирпича плотностью кладки  $1600 \text{ кг/м}^3$ , толщина стены 51 см.

а) для жилого здания  $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 55\%$  в г. Москве;

б) для складского здания  $t_{\text{в}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 55\%$  в г. Москве.

**Решение:**

а) Влажностный режим помещения – нормальный.

Зона влажности – нормальная.

Следовательно, условия эксплуатации Б.

$$\lambda_{\text{Б}} = 0,64 \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)}. \quad R_{\kappa} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,51}{0,64} = 0,797 \text{ м}^2 \text{ }^\circ\text{C/Вт.}$$

б) Влажностный режим помещения – сухой.

Зона влажности – нормальная.

Следовательно, условия эксплуатации А.

$$\lambda_{\text{Б}} = 0,58 \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)}. \quad R_{\kappa} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,51}{0,58} = 0,879 \text{ м}^2 \text{ }^\circ\text{C/Вт.}$$

**Пример № 3**

Определить расчетное термическое сопротивление керамзитобетонной стеновой панели толщиной 35 см. Плотностью керамзитобетона  $1100 \text{ кг/м}^3$ . Для жилого здания  $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 55\%$  в г. Москве.

**Решение:**

Условия эксплуатации Б.

$$\lambda_{\text{Б}} = \frac{0,58 + 0,47}{2} = 0,53 \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)}. \quad R_{\kappa} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,35}{0,53} = 0,66 \text{ м}^2 \text{ }^\circ\text{C/Вт.}$$

**Пример № 4**

Определить расчетное термическое сопротивление стены из кладки из силикатного кирпича плотностью кладки  $1800 \text{ кг/м}^3$ , толщина стены 51 см. Для жилого здания  $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 55\%$  в г. Москве.

**Решение:**

$$\lambda_{\text{Б}} = 0,88 \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)}. \quad R_{\kappa} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,51}{0,88} = \dots \text{ м}^2 \text{ }^\circ\text{C/Вт}.$$

### **Пример № 5**

Определить расчетное термическое сопротивление газобетонной стеновой панели толщиной 32 см. Плотностью газобетона  $600 \text{ кг/м}^3$ . Для жилого здания  $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 55\%$  в г. Ст Петербурге.

**Решение:**

Условия эксплуатации Б.

$$\lambda_{\text{Б}} = 0,26 \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)}. \quad R_{\kappa} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,32}{0,26} = \dots \text{ м}^2 \text{ }^\circ\text{C/Вт}.$$

## 2. Энергосбережение при реконструкции ограждающих конструкций

### 2.1 Расчет величины энергосбережения после реконструкции ограждающих конструкций

Для определения экономии тепловой энергии на обогрев отапливаемого здания от реконструкции наружных ограждений, определим количество потребляемой тепловой энергии за отопительный сезон для здания до реконструкции и после реконструкции.

Количество тепловой энергии потребляемой за отопительный сезон  $Q_{oc}$ , ГДж, может быть определено по формуле:

$$Q_{oc}^{до} = \frac{Q_{тп}^{до}}{10^9} \frac{t_b - t_{оп.ср}}{t_b - t_n} Z_{оп} \cdot 24 \cdot 3600, \quad (2.1)$$

$$Q_{oc}^{рек} = \frac{Q_{тп}^{рек}}{10^9} \frac{t_b - t_{оп.ср}}{t_b - t_n} Z_{оп} \cdot 24 \cdot 3600, \quad (2.2)$$

где  $Q_{тп}$  – теплопотери зданий до и после реконструкции, Вт.

Годовая экономия тепловой энергии  $Q_{эк}$ , ГДж, составит:

$$Q_{эк} = Q_{oc}^{до} - Q_{oc}^{рек}. \quad (2.3)$$

Количество финансирования, которое можно выделить для реконструкции здания (капитальные затраты)  $K$ , руб., чтобы мероприятия по экономии при реконструкции окупились за  $\tau$ , составит:

$$K = \tau Q_{эк} T, \quad (2.4)$$

где  $T$  – стоимость потребляемой зданием тепловой энергии (тариф), руб./ГДж.

Для удобства результаты расчета заносят в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

#### Определение ожидаемого экономического эффекта от реконструкции

| Параметр                                         | До реконструкции | После реконструкции |
|--------------------------------------------------|------------------|---------------------|
| Расчетная мощность системы отопления объекта, Вт | -                | -                   |

|                                                                                                        |   |   |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|---|
| Годовое потребление энергии системой отопления объекта, ГДж/год                                        | - | - |
| Ожидаемые годовые затраты системой отопления объекта при расчёте по тарифу, руб./год                   | - | - |
| Ожидаемый годовой экономический эффект от реконструкции объекта, руб./год                              | - | - |
| Ожидаемый полный экономический эффект от реконструкции объекта за рассматриваемый период времени, руб. | - | - |

## 2.2 Определение коэффициента компактности здания

*Показатель (коэффициент) компактности здания* – это отношение общей площади внутренней поверхности наружных ограждающих конструкций здания к заключенному в них отапливаемому объему.

Данный коэффициент заносится в энергетический паспорт здания.

Коэффициент компактности здания,  $\text{м}^{-1}$ , определяется по формуле:

$$K_{\text{комп}} = \frac{A_{\text{н}}^{\text{сум}}}{V_{\text{от}}}, \quad (2.5)$$

где  $A_{\text{н}}^{\text{сум}}$  – сумма площадей (по внутреннему обмеру) всех наружных ограждений теплозащитной оболочки здания,  $\text{м}^2$ ;  $V_{\text{от}}$  – отапливаемый объем здания, равный объему, ограниченному внутренними поверхностями наружных ограждений зданий,  $\text{м}^3$ .

## 2.3 Определение удельной характеристика расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий

Расчетную удельную характеристику расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания,  $q_{\text{от}}^{\text{р}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  следует определять по формуле:

$$q_{\text{от}}^{\text{р}} = k_{\text{об}} + k_{\text{вент}} - \beta_{\text{КПИ}} (k_{\text{быт}} + k_{\text{рад}}), \quad (2.6)$$

$k_{об}$  – удельная теплозащитная характеристика здания, Вт/(м<sup>3</sup>·°C);  $k_{вент}$  – удельная вентиляционная характеристика здания, Вт/(м<sup>3</sup>·°C);  $k_{быт}$  – удельная характеристика внутренних теплопоступлений здания, Вт/(м<sup>3</sup>·°C);  $k_{рад}$  – удельная характеристика теплопоступлений в здание от солнечной радиации, Вт/(м<sup>3</sup>·°C);  $\beta_{КПИ}$  – коэффициент полезного использования теплопоступлений, определяемый по формуле:

$$\beta_{КПИ} = K_{рег} / (1 + 0,5n_v), \quad (2.7)$$

где  $K_{рег}$  – коэффициент эффективности регулирования подачи теплоты в системах отопления; рекомендуемые значения:

- $K_{рег} = 0,95$  – в системе отопления с местными терморегуляторами и пофасадным авторегулированием на вводе;
- $K_{рег} = 0,9$  – в системе отопления с местными терморегуляторами и центральным авторегулированием на вводе;
- $K_{рег} = 0,85$  – в системе отопления без местных терморегуляторов и пофасадным авторегулированием;
- $K_{рег} = 0,8$  – в системе отопления с местными терморегуляторами и без авторегулирования на вводе;
- $K_{рег} = 0,7$  – в системе отопления без местных терморегуляторов и центральным авторегулированием на вводе;
- $K_{рег} = 0,6$  – в системе отопления без местных терморегуляторов и без авторегулирования на вводе;

$n_v$  – средняя кратность воздухообмена здания за отопительный период, ч<sup>-1</sup>.

Удельную вентиляционную характеристику здания,  $k_{вент}$ , Вт/(м<sup>3</sup>·°C), следует определять по формуле:

$$k_{вент} = 0,28c(L_{вент}\rho_v^{вент}n_{вент}(1 - k_{эф}) + G_{инф}n_{инф}) / (168V_{от}), \quad (2.8)$$

где  $c$  – удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·°C);  $\rho_v^{вент}$  – средняя плотность приточного воздуха за отопительный период, кг/м<sup>3</sup>, определяемая по формуле:

$$\rho_{\text{в}}^{\text{вент}} = 353 / [273 + t_{\text{от}}], \quad (2.9)$$

$L_{\text{вент}}$  – количество приточного воздуха в здание, м<sup>3</sup>/ч, определяемое далее;  
 $n_{\text{вент}}$  – число часов работы механической вентиляции в течение недели;  $G_{\text{инф}}$  – количество инфильтрующегося воздуха в здание, кг/ч;  $n_{\text{инф}}$  – число часов учета инфильтрации в течение недели, ч, равное 168 для зданий со сбалансированной приточно-вытяжной вентиляцией и  $(168 - n_{\text{в}})$  для зданий, в помещениях которых поддерживается подпор воздуха во время действия приточной механической вентиляции;  $K_{\text{эф}}$  – коэффициент эффективности рекуператора.

Средняя кратность воздухообмена здания за отопительный период  $n_{\text{в}}$ , ч<sup>-1</sup>, рассчитывается по суммарному воздухообмену за счет вентиляции и инфильтрации по формуле:

$$n_{\text{в}} = [(L_{\text{вент}} n_{\text{вент}}) / 168 + (G_{\text{инф}} n_{\text{инф}}) / (168 \rho_{\text{в}}^{\text{вент}})] / (\beta V_{\text{от}}), \quad (2.10)$$

где  $L_{\text{вент}}$  – количество приточного воздуха в здание при неорганизованном притоке либо нормируемое значение при механической вентиляции, м<sup>3</sup>/ч, равное для:

- а) жилых зданий с расчетной заселенностью квартир менее 20 м<sup>2</sup> общей площади на человека –  $3A_{\text{ж}}$ ;
- б) других жилых зданий –  $0,35h_{\text{эт}}(A_{\text{об}})$ , но не менее 30м; где  $A_{\text{об}}$  – общая площадь квартир, м<sup>2</sup>;  $m$  – расчетное число жителей в здании;
- в) общественных и административных зданий определяют согласно подразделу проектной документации "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, тепловые сети" с учетом баланса приточного и вытяжного воздуха, в том числе при использовании систем рециркуляции;

$A_{\text{ж}}$  – для жилых зданий - площадь жилых помещений, к которым относятся спальни, детские, гостиные, кабинеты, библиотеки, столовые, кухни-столовые, м<sup>2</sup>;  $h_{\text{эт}}$  – высота этажа от пола до потолка, м;  $n_{\text{вент}}$  – то же, что и в

(2.8); 168 - число часов в неделе;  $G_{\text{инф}}$  – количество инфильтрующегося воздуха в здание через ограждающие конструкции, кг/ч;  $n_{\text{инф}}$  – то же, что и в (2.8);  $\beta_v$  – коэффициент снижения объема воздуха в здании, учитывающий наличие внутренних ограждающих конструкций. При отсутствии данных следует принимать  $\beta_v = 0,85$ .

В случаях, когда здание состоит из нескольких зон с различным воздухообменом, средние кратности воздухообмена находятся для каждой зоны в отдельности (зоны, на которые разделено здание, должно составлять весь отапливаемый объем). Все полученные средние кратности воздухообмена суммируются и суммарный коэффициент подставляется в формулу (2.8) для расчета удельной вентиляционной характеристики здания.

Количество инфильтрующегося воздуха, поступающего в лестничную клетку жилого здания или в помещения общественного здания через неплотности заполнения проемов, полагая, что все они находятся на наветренной стороне, следует определять по формуле:

$$G_{\text{инф}} = (A_{\text{ок}} / R_{\text{и,ок}}^{\text{тр}})(\Delta p_{\text{ок}} / 10)^{2/3} + (A_{\text{дв}} / R_{\text{и,дв}}^{\text{тр}})(\Delta p_{\text{дв}} / 10)^{1/2}, \quad (2.11)$$

где  $A_{\text{ок}}$  и  $A_{\text{дв}}$  – соответственно суммарная площадь окон, балконных дверей и входных наружных дверей,  $\text{м}^2$ ;  $R_{\text{и,ок}}^{\text{тр}}$  и  $R_{\text{и,дв}}^{\text{тр}}$  – соответственно требуемое сопротивление воздухопроницанию окон и балконных дверей и входных наружных дверей,  $(\text{м}^2 \cdot \text{ч})/\text{кг}$ ;  $\Delta p_{\text{ок}}$  и  $\Delta p_{\text{дв}}$  – соответственно расчетная разность давлений наружного и внутреннего воздуха, Па, для окон и балконных дверей и входных наружных дверей.

Для общественных зданий в нерабочее время - количество инфильтрующегося воздуха, поступающего через неплотности светопрозрачных конструкций и дверей; допускается принимать в зависимости от этажности здания:

- до трех этажей - равным  $0,1\beta_v V_{\text{общ}}$ ,
- от четырех до девяти этажей -  $0,15\beta_v V_{\text{общ}}$ ,
- выше девяти этажей -  $0,2\beta_v V_{\text{общ}}$ ,

где  $V_{\text{общ}}$  – отопливаемый объем общественной части здания.

Для лестнично-лифтовых узлов (ЛЛУ) жилых зданий – количество инфильтрующегося воздуха, поступающего через неплотности заполнения проемов; допускается принимать в зависимости от этажности здания:

- до трех этажей - равным  $0,3\beta_v V_{\text{ЛЛУ}}$ ,
- от четырех до девяти этажей -  $0,45\beta_v V_{\text{ЛЛУ}}$ ,
- выше девяти этажей -  $0,6\beta_v V_{\text{ЛЛУ}}$ ,

где  $V_{\text{ЛЛУ}}$  – отопливаемый объем лестнично-лифтовых холлов здания. Для ЛЛУ без поэтажных выходов на балконы количество инфильтрующегося воздуха, полученное по упрощенным формулам следует уменьшать в два раза.

Удельную характеристику бытовых тепловыделений жилых зданий,  $k_{\text{быт}}$ , Вт/(м<sup>3</sup>·°С), следует определять по формуле:

$$k_{\text{быт}} = \frac{q_{\text{быт}} A_{\text{ж}}}{V_{\text{от}} (t_{\text{в}} - t_{\text{от}})}, \quad (2.12)$$

где  $A_{\text{ж}}$  то же, что и в (2.10);  $q_{\text{быт}}$  – величина бытовых тепловыделений на 1 м<sup>2</sup> площади жилых помещений, Вт/м<sup>2</sup>, принимаемая для:

- а) жилых зданий с расчетной заселенностью квартир менее 20 м<sup>2</sup> общей площади на человека  $q_{\text{быт}} = 17$  Вт/м<sup>2</sup>;
- б) жилых зданий с расчетной заселенностью квартир 45 м<sup>2</sup> общей площади и более на человека  $q_{\text{быт}} = 10$  Вт/м<sup>2</sup>;
- в) других жилых зданий - в зависимости от расчетной заселенности квартир по интерполяции величины  $q_{\text{быт}}$  между 17 и 10 Вт/м<sup>2</sup>;

Удельную характеристику бытовых тепловыделений общественных и административных зданий,  $k_{\text{быт}}$ , Вт/(м<sup>3</sup>·°С), следует определять по формуле:

$$k_{\text{быт}} = \frac{q_{\text{быт}} A_{\text{р}}}{V_{\text{от}} (t_{\text{в}} - t_{\text{от}})}, \quad (2.13)$$

где  $A_{\text{р}}$  – для общественных и административных зданий - расчетная площадь, определяемая согласно СП 118.13330 как сумма площадей всех помещений,



за исключением коридоров, тамбуров, переходов, лестничных клеток, лифтовых шахт, внутренних открытых лестниц и пандусов, а также помещений, предназначенных для размещения инженерного оборудования и сетей,  $\text{м}^2$ ;  $q_{\text{быт}}$  – величина бытовых тепловыделений на  $1 \text{ м}^2$  площади; для общественных и административных зданий бытовые тепловыделения учитываются по расчетному числу людей ( $90 \text{ Вт/чел.}$ ), находящихся в здании, в пересчете на  $1 \text{ м}^2$ , нужд освещения (по мощности осветительных приборов) и оргтехники ( $10 \text{ Вт/м}^2$ ) с учетом рабочих часов в неделю.

Удельную характеристику тепlopоступлений в здание от солнечной радиации,  $k_{\text{рад}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ , следует определять по формуле:

$$k_{\text{рад}} = \frac{11,6Q_{\text{рад}}^{\text{год}}}{(V_{\text{от}} \text{ГСОП})}, \quad (2.14)$$

где  $Q_{\text{рад}}^{\text{год}}$  – тепlopоступления через окна и фонари от солнечной радиации в течение отопительного периода,  $\text{МДж/год}$ , для четырех фасадов зданий, ориентированных по четырем направлениям, определяемые по методике раздела 10 СП 345.1325800.2017.

Удельный расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период  $q$ ,  $\text{кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$  или,  $\text{кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$  следует определять по формулам:

$$q = 0,024 \text{ГСОП} q_{\text{от}}^{\text{p}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^3 \cdot \text{год}), \quad (2.15)$$

$$q = 0,024 \text{ГСОП} q_{\text{от}}^{\text{p}} h, \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год}), \quad (2.16)$$

где  $h$  – средняя высота этажа здания,  $\text{м}$ , равная  $V_{\text{от}}/A_{\text{от}}$ ;  $A_{\text{от}}$  – сумма площадей этажей здания, измеренных в пределах внутренних поверхностей наружных стен,  $\text{м}^2$ , за исключением технических этажей и гаражей.

Расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период  $Q_{\text{от}}^{\text{год}}$ ,  $\text{кВт} \cdot \text{ч/год}$ , следует определять по формуле:

$$Q_{\text{от}}^{\text{год}} = 0,024 \text{ГСОП} V_{\text{от}} q_{\text{от}}^{\text{p}}. \quad (2.17)$$

Общие теплопотери здания за отопительный период  $Q_{\text{общ}}^{\text{год}}$ , кВт·ч/год, следует определять по формуле:

$$Q_{\text{общ}}^{\text{год}} = 0,024 GCOPIV_{\text{от}} (k_{\text{об}} + k_{\text{вент}}) \quad (2.18)$$

### Пример № 1

До 1995 года жилые дома в г. Москве строились, согласно действовавшим нормам, с сопротивлением теплопередаче стен не превышающем  $1,0 \text{ (м}^2 \text{ °C)/Вт}$  ( $k_1 = 1,0 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °C)}$ ). Согласно современным нормам (СП 50.1330.2012 таблица 3) требуемое сопротивление теплопередаче стен составляет  $3,13 \text{ (м}^2 \text{ °C)/Вт}$  ( $k_2 = 0,32 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °C)}$ ).

#### Решение:

При дополнительном утеплении стены до выполнения новых требований значение коэффициента теплопередачи снижается:

$$-\Delta k = k_1 - k_2 = 0,68 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °C)}.$$

Согласно  $(-\frac{\Delta K}{\Delta k} < 0,024 \times GCOPI \times C_T / p = \omega)$  единовременные затраты на утепление стены  $\Delta K$  не должны превышать величины  $(-\Delta k) \cdot \omega$ .

В рассматриваемом случае получается, что предельное значение единовременных затрат на утепление стены, при которых они окупаются в г. Москве составляет в 2000 году (таблица 2.2):  $\Delta K_{\text{Москва}} \leq 0,68 \cdot 8,67 = 5,90$  долл./м<sup>2</sup>. В 2007 году это значение составляет  $\Delta K_{\text{Москва}} \leq 0,68 \cdot 16,7 = 11,4$  долл./м<sup>2</sup>. Т.е. на утепление стен старых зданий до значений сопротивления теплопередаче, соответствующих современным требованиям можно потратить не более, чем 11,4 долл./м<sup>2</sup>, иначе это утепление не окупится.

В то же время, например для Стокгольма эта величина в 2000 г. составляла  $\Delta K_{\text{Стокгольм}} \leq 0,68 \cdot 165,3 = 112,4$  долл./м<sup>2</sup>. При цене жестких минераловатных плит 100 - 150 долл./м<sup>3</sup> и при необходимости использования на утепление стены слоя толщиной 0,1 м, цена только теплоизоляционного материала составит 10 - 15 долл./м<sup>2</sup>. Предельное значение единовременных

затрат для Москвы будет превышено, а для условий Стокгольма цена теплоизоляционного материала составит всего 13% от предельного значения единовременных затрат. Т.е. в Москве такое утепление стен никогда не окупится, а в Стокгольме - окупится, если цена остальных материалов и работы «уложится» в оставшиеся 87%.

Таблица 2.2

**Расчетные значения параметра  $\omega$  для различных  
регионов и стран на 2000 г**

| Страна, город                        | ГСОП,<br>°С·сутки<br>/год | Цена<br>тепловой<br>энергии,<br>С <sub>т</sub> ,<br>долл./кВт·ч | Величина<br>процентно<br>й ставки,<br>%/год | Значение<br>параметра $\omega$ ,<br>долл. °С/Вт |
|--------------------------------------|---------------------------|-----------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| Россия 2007 г.                       |                           |                                                                 |                                             |                                                 |
| Москва                               | 4515                      | 0,02                                                            | 13                                          | 16,7                                            |
| Санкт- Петербург                     | 4356                      | 0,02                                                            | 13                                          | 16,1                                            |
| Новосибирск                          | 6141                      | 0,02                                                            | 13                                          | 22,7                                            |
| Норильск                             | 9787                      | 0,02                                                            | 13                                          | 36,1                                            |
| Владивосток                          | 4292                      | 0,02                                                            | 13                                          | 15,8                                            |
| Хабаровск                            | 5760                      | 0,02                                                            | 13                                          | 21,3                                            |
| Магадан                              | 7229                      | 0,02                                                            | 13                                          | 26,7                                            |
| Сочи                                 | 835                       | 0,02                                                            | 13                                          | 3,1                                             |
| Сравнение с другими странами 2000 г. |                           |                                                                 |                                             |                                                 |
| Россия, Москва                       | 4515                      | 0,02                                                            | 25                                          | 8,67                                            |
| Россия, Санкт- Петербург             | 4356                      | 0,02                                                            | 25                                          | 8,36                                            |
| Россия, Новосибирск                  | 6141                      | 0,02                                                            | 25                                          | 11,79                                           |
| «Украина», Киев                      | 3274                      | 0,02                                                            | 35                                          | 4,49                                            |
| Болгария, София                      | 2409                      | 0,05                                                            | 180,0                                       | 1,61                                            |
| Венгрия, Будапешт                    | 2348                      | 0,05                                                            | 19,4                                        | 14,52                                           |
| Польша, Варшава                      | 3064                      | 0,05                                                            | 24,5                                        | 15,01                                           |
| Румыния, Бухарест                    | 2436                      | 0,05                                                            | 65,5                                        | 4,46                                            |
| Австрия, Зальцбург                   | 2615                      | 0,05                                                            | 2,5                                         | 125,52                                          |
| Бельгия, Брюсель                     | 2101                      | 0,05                                                            | 2,75                                        | 91,68                                           |
| Германия, Берлин                     | 2604                      | 0,05                                                            | 2,5                                         | 124,99                                          |
| Германия, Мюнхен                     | 2961                      | 0,05                                                            | 2,5                                         | 142,13                                          |
| Дания, Копенгаген                    | 2819                      | 0,05                                                            | 3,5                                         | 96,65                                           |
| Норвегия, Осло                       | 3753                      | 0,05                                                            | 5,5                                         | 81,88                                           |
| Исландия, Рейкьявик                  | 4168                      | 0,05                                                            | 6,5                                         | 76,95                                           |
| Швеция, Стокгольм                    | 3445                      | 0,05                                                            | 2,5                                         | 165,36                                          |

|                      |      |      |      |        |
|----------------------|------|------|------|--------|
| Финляндия, Хельсинки | 4232 | 0,05 | 4,0  | 126,96 |
| Япония, Токио        | 1487 | 0,05 | 0,5  | 356,88 |
| США, Нью Йорк        | 2009 | 0,05 | 5,0  | 48,22  |
| Канада, Оттава       | 3986 | 0,05 | 4,5  | 106,29 |
| Италия, Рим          | 546  | 0,05 | 5,5  | 11,91  |
| Италия, Милан        | 1704 | 0,05 | 5,5  | 37,18  |
| Испания, Мадрид      | 932  | 0,05 | 4,75 | 23,55  |
| Ирландия, Дублин     | 1912 | 0,05 | 6,75 | 33,99  |

## Пример № 2

До 1995 года требуемое сопротивление теплопередаче окон в жилых домах в г. Москве составляло  $0,42 \text{ (м}^2 \text{ °С)/Вт}$  ( $k_1 = 2,38 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}$ ). Согласно современным нормам требуемое сопротивление теплопередаче окон составляет  $0,54 \text{ (м}^2 \text{ °С)/Вт}$  ( $k_2 = 1,85 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}$ ).

### Решение:

Установка таких окон вместо применявшихся ранее приводит к снижению коэффициента теплопередаче:  $-\Delta k = 0,53 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}$ . Следовательно цена новых окон (по условиям 2000 г.) не должна была превышать цену применяемых ранее окон на величину  $\Delta K_{\text{Москва}} \leq (-\Delta k) \cdot \omega = 0,53 \cdot 8,67 = 4,59 \text{ долл./м}^2$ . При цене оконных блоков с двойным остеклением в спаренных деревянных переплетах  $35 \text{ долл./м}^2$ , новые оконные блоки со стеклопакетами в ПВХ переплетах должны были стоить не более  $40 \text{ долл./м}^2$ . Если их цена была выше, то они никогда не окупятся из условий экономии энергии на отопление и их применение с такой целью не оправдано (это не исключает их применения с другой целью, например, для повышения звукоизоляции). В то же время, для условий г. Мюнхена предельное значение единовременных затрат составляет  $\Delta K_{\text{Мюнхен}} = 0,53 \cdot 142,13 = 75,3 \text{ долл./м}^2$ . Т.е. в Мюнхене новые оконные блоки могли стоить (в 2000 г.) до  $110 \text{ долл./м}^2$  (при одинаковой стоимости старых блоков) и они все равно окупятся.

При всей приближенности проведенных расчетов очевидно, что экономическая ситуация в Швеции и Германии значительно более благоприятна для проведения мероприятий по дополнительному утеплению ограждающих конструкций, чем в России. Этим может быть объяснено почему в Западной Европе с успехом применяются энергосберегающие мероприятия, которые не находят достаточного понимания со стороны отечественных специалистов.

### Пример №3

Определить предельное значение для сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции здания в г. Москве при использовании в качестве утеплителя:

1. Минераловатных плит ценой 150 долл./м<sup>3</sup> и с расчетной теплопроводностью 0,048 Вт/(м °С);
2. Пеногипсовых плит плотностью 200 кг/м<sup>2</sup> ценой 11 долл./м<sup>3</sup> и с расчетной теплопроводностью 0,10 Вт/(м °С).

#### Решение:

1. Определяется параметр  $C_{yt} \cdot \lambda = 150 \cdot 0,048 = 7,2$  (долл. Вт)/(м<sup>4</sup> °С).

Расчет для условий г. Москвы по  $(R_o^1 < \sqrt{\frac{\omega}{C_{yt} \lambda}})$  дает, что (в 2000 г.)

необходимое условие окупаемости должно было быть:  $R_o^1 < 1,10$  (м<sup>2</sup> °С)/Вт.

Такой результат означает, что рассматриваемым материалом утеплять стену старого дома по условиям энергосбережения в Москве практически не имело смысла. В то же время для условий г. Стокгольма (Швеция) даже при той же цене минераловатных плит получается:  $R_o^1 < 4,83$  (м<sup>2</sup> °С)/Вт. Т.е. в Швеции ограждающие конструкции с такой теплоизоляцией могут оказаться выгодными.

2. Если в качестве утеплителя использовать пеногипсовые плиты плотностью 200 кг/м<sup>2</sup> ценой 11 долл./м<sup>3</sup> и с расчетной теплопроводностью 0,10 Вт/(м °С), то  $C_{yt} \cdot \lambda = 1,1$  (долл. Вт)/(м<sup>4</sup> °С). Расчет для условий г. Москвы по (20) дает:  $R_o^1 < 2,65$  (м<sup>2</sup> °С)/Вт, что превышает нормируемое значение сопротивления теплопередаче стен до введения повышенных требований по теплозащите (т.е. до 1995 года) на 1,65 (м<sup>2</sup> °С)/Вт. Т.е. местный материал пеногипс значительно выгоднее применять для теплоизоляции ограждающих конструкций зданий, чем импортные минераловатные плиты, хотя их теплопроводность более, чем в два раза ниже, чем у пеногипса.

Выражение  $(R_o^1 < \sqrt{\frac{\omega}{C_{yt}\lambda}})$  позволяет рассчитать максимально

допустимую цену теплоизоляционного материала, при которой затраты на утепление ограждающей конструкции до заранее заданного уровня теплозащиты могут окупиться за счет экономии энергии на отопление. Следует:

$$C_{yt.max} = \frac{\omega}{\lambda_0 (R_0^1)^2}. \quad (2.19)$$

Расчеты по формуле приведены в таблице 2.3 по условиям 2007 года.

Таблица 2.3

**Расчетные значения максимально допустимой цены теплоизоляционного материала по условиям окупаемости для г. Москвы (расчет по формуле (1) для условий 2007 года)**

| Сопротивлени<br>е<br>теплопередаче<br>ограждения,<br>$R_o^1$ , м <sup>2</sup> °C/Вт | Максимально допустимая цена теплоизоляционного материала, при которой затраты на утепление ограждающей конструкции до заданного уровня теплозащиты могут окупиться за счет экономии энергии на отопление $C_{yt.max}$ , долл./м <sup>3</sup> , при значениях расчетной теплопроводности теплоизоляционного материала, $\lambda$ , Вт/(м °C) |       |       |       |       |       |       |       |      |      |
|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
|                                                                                     | 0,030                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 0,035 | 0,040 | 0,050 | 0,060 | 0,070 | 0,080 | 0,090 | 0,10 | 0,12 |
| 1,0                                                                                 | 557                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 477   | 418   | 334   | 278   | 239   | 209   | 186   | 167  | 139  |
| 1,5                                                                                 | 247                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 212   | 186   | 148   | 124   | 106   | 93    | 82    | 74   | 62   |
| 2,0                                                                                 | 139                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 119   | 104   | 84    | 70    | 60    | 52    | 46    | 42   | 35   |
| 2,5                                                                                 | 89                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 76    | 67    | 53    | 45    | 38    | 33    | 30    | 27   | 22   |
| 3,0                                                                                 | 62                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 53    | 46    | 37    | 31    | 27    | 23    | 21    | 19   | 15   |
| 3,5                                                                                 | 45                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 39    | 34    | 27    | 23    | 19    | 17    | 15    | 14   | 11   |

**Пример № 4**

Требуется определить максимально допустимую цену для теплоизоляционного материала с расчетной теплопроводностью 0,05 Вт/(м °C) для утепления конструкции покрытия в г. Москве по данным на 2007 год до достижения значения сопротивления теплопередаче 3,5 м<sup>2</sup>°C/Вт.

**Решение:**

Из таблицы 2.3 определяется  $C_{ym.max} = 27$  долл./м<sup>3</sup>.

Еще раз следует отметить, что формула (2.19) и табл. 2 отражают лишь необходимые условия окупаемости утепления, а не достаточные. Т.е. даже при выполнении данных неравенств окупаемость инвестиций может не иметь места.

### Пример № 5

Рассмотреть сопоставление окупаемости повышения сопротивления теплопередаче при утеплении стен существующих панельных зданий в Берлине в 2000 году ( $\omega = 125$  долл. °C/Вт,  $p = 0,025$ ) и в Москве в 2007 году ( $\omega = 16,7$  долл. °C/Вт,  $p = 0,13$ ) и определить при каких условиях мероприятия в Москве будут одновременно окупаемы мероприятиям в Берлине, если в Берлине на утепление стены было затрачено 50 долл./м<sup>2</sup> и при этом достигнуто увеличение сопротивления теплопередаче с 0,72 до 2,60 м<sup>2</sup> °C/Вт.

#### Решение:

Величина удельных единовременных затрат в Берлине равна:

$$w = \frac{50}{-\left(\frac{1}{2,6} - \frac{1}{0,72}\right)} = \frac{50}{1,004} = 49,8 \text{ долл.}^\circ\text{C/Вт.}$$

Величина относительных удельных единовременных затрат равна:

$$\frac{w}{\omega} = \frac{49,8}{125} = 0,40.$$

Безразмерное число  $T_0$  равно:

$$T_0 = \frac{-\ln\left(1 - \frac{49,8}{125}\right)}{\ln(1 + 0,025)} = 20,6.$$

Приблизительно такой же результат можно получить по рисунку 2.1. Из условия одновременной окупаемости для условий Москвы по рисунку 2.1 для  $T_0=20$  и  $p=0,15$  получается значение  $\frac{w}{\omega} \approx 0,94$ . Отсюда получается для



условий Москвы значение  $w = 0,99 \cdot \omega = 0,94 \cdot 16,7 = 15,7$  долл.  $^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ . Далее можно задаваться одним из двух параметров  $\Delta K$  или  $-\Delta k$  и определять второй параметр. Например, если утепление стены в Москве проводится до такого же значения  $R_o = 2,60$  ( $\text{м}^2$   $^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ ), повышаясь от  $0,92$  ( $\text{м}^2$   $^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ ), то  $-\Delta k = \frac{1}{0,92} - \frac{1}{2,60} = 0,702$   $\text{Вт}/(\text{м}^2$   $^{\circ}\text{C})$ . Отсюда, единовременные затраты должны составлять не более чем:  $\Delta K = -\Delta k \cdot w = 0,702 \cdot 15,7 = 11,03$  долл./ $\text{м}^2$ .

Следовательно, чтобы единовременные затраты на утепление стены в Москве окупились одновременно с аналогичными затратами в Берлине, равными  $50$  долл./ $\text{м}^2$ , при указанных условиях, необходимо, чтобы они равнялись  $11$  долл./ $\text{м}^2$ .

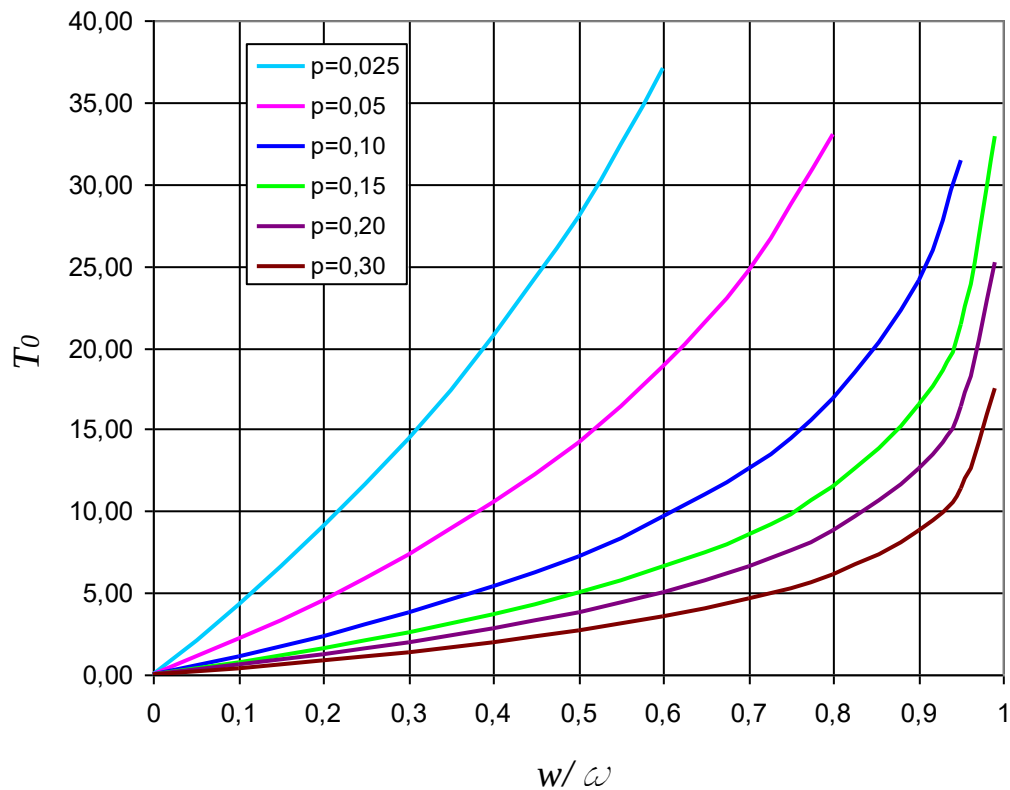


Рис. 2.1. Зависимость безразмерного числа  $T_0$  от относительных удельных единовременных затрат  $w/\omega$  при различных значениях процентной ставки  $p$ .

### **3. Исходные данные для проектирования системы отопления**

#### **3.1 Определение тепловой мощности системы отопления после реконструкции наружных ограждений**

Под тепловой мощностью систем отопления понимается величина тепловых затрат систем отопления в расчетном режиме.

Тепловые затраты систем отопления – это количество тепловой энергии, подводимой от источника к системам отопления, в единицу времени.

Тепловые затраты систем отопления могут быть определены как сумма тепловых потребностей помещений здания на отопление и дополнительных тепловых потерь в инженерных системах.

Дополнительные тепловые потери в системах отопления должны быть уточнены после конструирования систем и выполнения гидравлических расчетов системы, а также теплового расчета отопительных приборов.

Тепловые потери через ограждающие конструкции помещения  $Q_{\text{тп}}$ , Вт, определяются следующим образом:

$$Q_{\text{тп}} = kA(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})n(1 + \sum\beta), \quad (3.1)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи отдельной ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $A$  – расчетная площадь поверхности ограждения, вычисленная по правилам его обмера, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{в}}$  – внутренняя температура воздуха в помещении, °C;  $t_{\text{н}}$  – расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года,  $t_5^{0,92}$  при расчете теплопотерь через наружные ограждения (или температура воздуха за внутренним ограждением, через которое рассчитываются тепловые потери), °C;  $n$  – коэффициент учитывающий зависимость положения ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий добавочные теплопотери в долях от основных.

Расчет тепловых потерь сводят в таблицу 3.1.

### Примечания:

1. Расчет теплотерь через ограждающие конструкции помещения целесообразен при разности температуры воздуха по обе стороны рассматриваемого ограждения не ниже 4 °С. В рамках курсовой работы расчет теплотерь через внутренние стены и межкомнатные двери не производится.

2. Расчетная площадь поверхности ограждения  $A$ , м<sup>2</sup>, вычисляется по правилам его обмера.

Площади ограждающих конструкций определяются, опираясь на планы, фасады и разрезы здания.

Длину наружных стен (НС) угловых помещений (УК) принимают по внешней поверхности от наружных углов до осей внутренних стен (середина внутренней стены). Длину наружных стен рядовых (не угловых) помещений (РК) принимают по расстоянию между осями внутренних стен. Высоту наружных стен по разрезам здания – от пола этажа до пола вышележащего этажа, для последнего этажа – до верха чердачного перекрытия, для первого этажа над неотапливаемым подвалом от потолка подвала до пола вышележащего этажа.

Для наружных стен площадь определяется без вычитания из нее площади окон. Для внутренних стен площадь определяется без вычитания из нее площади межкомнатных дверей.

Площадь перекрытий в помещении (ПЛ и ПТ) определяют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружных стен.

Площадь окон (ОК) и дверей определяют по наименьшим размерам строительных проемов.

3. Следует ещё раз обратить внимание, что при определении тепловых потерь через стены, на которых расположены окна, площади этих стен рассчитываются без вычета из них площадей окон. Вместо этого из

коэффициента теплопередачи окна вычитают коэффициент теплопередачи стены, на которой оно расположено:

$$k'_{ок} = k_{ок} - k_{нс}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}. \quad (3.2)$$

4. Добавки,  $\beta$  (учет добавочных тепловых потерь в долях от основных):

На ориентацию ограждения:

- С, СВ, В, СЗ –  $\beta = 0,1$ ;

- З, ЮВ –  $\beta = 0,05$ ;

- Ю, ЮЗ –  $\beta = 0$ .

Прочие добавки:

- добавка  $\beta = 0,27H$  на врывание в здание холодного воздуха через двойные двери с тамбуром между ними ( $H$  – высота здания, м);

- добавка для вертикальных ограждений (НС, ОК) в угловых помещениях (кроме угловых жилых комнат) принимается в размере 0,05 от основных теплопотерь для каждой наружной стены и окна, если хотя бы одно ограждение ориентировано на север, восток, северо-восток или северо-запад. В противном случае добавку следует принимать в размере по 0,1.

Примечание:

1. Угловыми считаются помещения, имеющие две и более наружные стены разной ориентации, причем необязательно смежные, но и противоположные.

2. В угловых жилых комнатах прочая добавка не вводится.

3. При расчете лестничной клетки площадь НС определяется без вычета площади окон, но с вычетом площади входной двери.

Таблица 3.1.

### Расчет тепловых потерь через ограждающие конструкции

| N<br>п<br>о<br>м. | Наименов.<br>пом. | $t_{в},$<br>°C | Характеристика ограждения |         |                     |                     |                                   | $k,$<br>Вт/<br>м <sup>2</sup> ·°C | $n$ | $t_{н},$<br>°C | $\Delta t,$<br>°C | $Q_{осн},$<br>Вт | Добавки, $\beta$ |     |                    | $Q_{тп},$<br>Вт | $Q_{инф},$<br>Вт |
|-------------------|-------------------|----------------|---------------------------|---------|---------------------|---------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----|----------------|-------------------|------------------|------------------|-----|--------------------|-----------------|------------------|
|                   |                   |                | Наим.<br>огр.             | Ориент. | Ширина<br>$a,$<br>м | Высота<br>$b,$<br>м | Площадь<br>$A,$<br>м <sup>2</sup> |                                   |     |                |                   |                  | На ориент.       | Пр. | $1 + \Sigma \beta$ |                 |                  |
| 1                 | 2                 | 3              | 4                         | 5       | 6                   | 7                   | 8                                 | 9                                 | 10  | 11             | 12                | 13               | 14               | 15  | 16                 | 17              | 18               |

|                                                                                                           |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
|                                                                                                           |   |   |   |   |   |   |   |   | 0 | 1 | 2 |   |   | 5 |   |   |   |
| -                                                                                                         | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Рассмотрим пример расчета тепловых потерь для нескольких помещений и лестничной клетки (до реконструкции) |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
|                                                                                                           |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |

Теплопотери на нагрев инфильтрующегося воздуха,  $Q_{\text{инф}}$ , Вт, определяются следующим образом:

$$Q = q_{\text{инф.и.э}} \sum A_{\text{ок}}, \quad (3.3)$$

где  $\sum A_{\text{ок}}$  – суммарная площадь окон в помещении,  $\text{м}^2$ ;  $q_{\text{инф.и.э}}$  – удельный поток теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха на каждом этаже,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , определяется по формуле:

$$q_{\text{инф.и.э}} = 0,278 c_{\text{в}} \beta_{\text{э}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) G_0, \quad (3.4)$$

где  $c_{\text{в}}$  – массовая изобарная теплоемкость воздуха, равная  $1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\beta_{\text{э}}$  – экономайзерный коэффициент, зависящий от конструкции окна (для окон в отдельных переплетах  $\beta_{\text{э}} = 0,8$ , для окон в спаренных переплетах  $\beta_{\text{э}} = 1,0$ );  $t_{\text{в}}$  – внутренняя температура воздуха в помещении,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{н}}$  – расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года ( $t_5^{0,92}$ ),  $^\circ\text{C}$ ;  $G_0$  – удельный расход инфильтрующегося воздуха,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ :

$$G_0 = \frac{1}{R_{\text{и}}^{\Phi}} \left( \frac{\Delta p}{10} \right)^{2/3}, \quad (3.5)$$

где  $R_{\text{и}}^{\Phi}$  – фактическое сопротивление воздухопроницанию окна,  $(\text{м}^2 \cdot \text{ч})/\text{кг}$ ;  $\Delta p$  – расчетная разность давлений, Па, по обе стороны от окна:

$$\Delta p = p_{\text{нар}} - p_{\text{вн}}. \quad (3.6)$$

Значение давления внутри здания принимается равным давлению в лестничной клетке и прилегающим к ней помещениям и определяется как:

$$p_{\text{вн}} = \frac{1}{2} H_{\text{зд}} (\rho_{\text{вн}} - \rho_{\text{нар}}) g + \frac{1}{2} \frac{\rho_{\text{нар}} v^2}{2} K_{\text{дин}} (C_{\text{н}} - C_{\text{з}}), \quad (3.7)$$

Значение давления снаружи здания зависит от высоты расположения секущей плоскости над уровнем земли и определяется как:

$$p_{\text{нар}} = (H_{\text{зд}} - h)(\rho_{\text{вн}} - \rho_{\text{нар}})g + \frac{\rho_{\text{нар}} v^2}{2} K_{\text{дин}} (C_{\text{н}} - C_{\text{з}}), \quad (3.8)$$

где  $v$  – расчетная скорость ветра для холодного периода, как максимальная из средних скоростей по румбам за январь, повторяемость которой не ниже 16 %, м/с, ( $v_{\text{хп}}$  по данным таблицы 1.2);  $H_{\text{зд}}$  – высота здания от уровня земли до устья вентиляционной шахты, м;  $h$  – расстояние от уровня земли до середины рассматриваемого окна;  $\rho_{\text{н}}$ ,  $\rho_{\text{в}}$  – плотность, соответственно наружного и внутреннего воздуха, кг/м<sup>3</sup> (при расчете инфильтрации в рамках данной курсовой работы в качестве расчетной температуры внутреннего воздуха принимаем среднее значение температуры воздуха в отапливаемом объеме 18-20 °С);  $K_{\text{дин}}$  – динамический коэффициент учета изменения скорости ветра в различных типах местности и на разной высоте [4];  $C_{\text{н}}$ ,  $C_{\text{з}}$  – аэродинамический коэффициент (0,8 и -0,6 соответственно):

$$\rho_{\text{н}} = \frac{353}{273 + t_{\text{н}}}; \rho_{\text{в}} = \frac{353}{273 + t_{\text{в}}}. \quad (3.9)$$

Для определения экономии тепловой энергии на обогрев отапливаемого здания от реконструкции наружных ограждений, определим количество потребляемой тепловой энергии за отопительный сезон для здания до реконструкции и после реконструкции.

Количество тепловой энергии потребляемой за отопительный сезон  $Q_{\text{о.с.}}$ , ГДж, может быть определено по формуле:

$$Q_{\text{о.с.}}^{\text{до}} = \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{до}}}{10^9} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{оп.ср}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} Z_{\text{оп}} \cdot 24 \cdot 3600; \quad (3.10)$$

$$Q_{\text{о.с.}}^{\text{рек}} = \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{рек}}}{10^9} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{оп.ср}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} Z_{\text{оп}} \cdot 24 \cdot 3600, \quad (3.11)$$

где  $Q_{\text{тп}}$  – теплопотери зданий до и после реконструкции, Вт.

Годовая экономия тепловой энергии  $Q_{\text{эк}}$ , ГДж, составит:

$$Q_{\text{эк}} = Q_{\text{ос}}^{\text{до}} - Q_{\text{ос}}^{\text{рек}}. \quad (3.12)$$

Количество финансирования, которое можно выделить для реконструкции здания (капитальные затраты), чтобы экономия от данных мероприятий за  $\tau$ , лет составила (не более 10 лет),  $K$ , руб., составит:

$$K = \tau Q_{\text{эк}} T, \quad (3.13)$$

где  $T$  – стоимость потребляемой зданием тепловой энергии (тариф), руб./ГДж, в рамках курсового проекта принимать в размере 430 руб./ГДж ( $\approx 1800$  руб./Гкал).

### **3.2 Нормативные требования по ведению расчетов и созданию проектной документации по реконструкции систем отопления**

Чертежи оформляются строго согласно ГОСТ 21.602-2016 и ГОСТ Р 21.1101-2013, а условные обозначения на чертежах принимаются согласно ГОСТ 21.205-2016 и ГОСТ 21.206-2012.

На чертежах все элементы системы отопления выполняются основной толстой линией (0,5–0,6 мм). Толщину линий можно уменьшать до 0,3 мм, для обозначения арматуры, если это необходимо для удобства чтения чертежа. Линии, обозначающие архитектуру здания, принимают толщиной 0,2–0,3 мм, а сноска и вспомогательные линии 0,05 мм.

Планы здания, как правило, вычерчиваются в масштабе 1:100. На планах должны быть нанесены архитектурные оси и размеры между ними, архитектурные решения здания, отопительные приборы, стояки, магистрали, арматура на магистралях, тепловой пункт.

Отопительные приборы на планах обозначаются прямоугольниками, в зависимости от типа отопительного прибора, согласно рисунку 3.1.

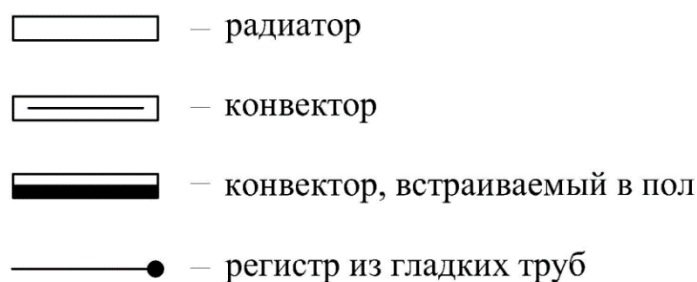


Рис. 3.1. Условные обозначения отопительного прибора

Размеры отопительного прибора на плане выбираются ориентируясь по размерам применяемого прибора, но, как правило, устанавливаются постоянными по всему плану здания. Отступ от поверхности конструкций принимается условно 1 мм. При масштабе поэтажных планов 1:100, рекомендуемые размеры отопительных приборов приведены на рисунке 3.2.

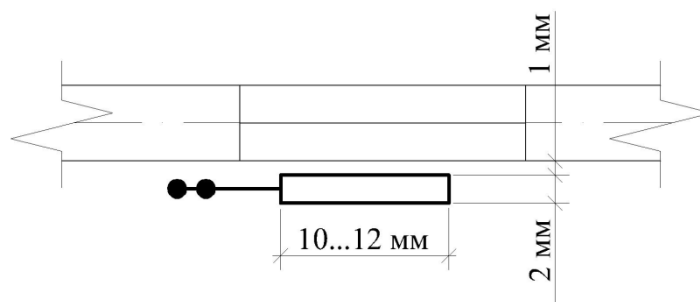
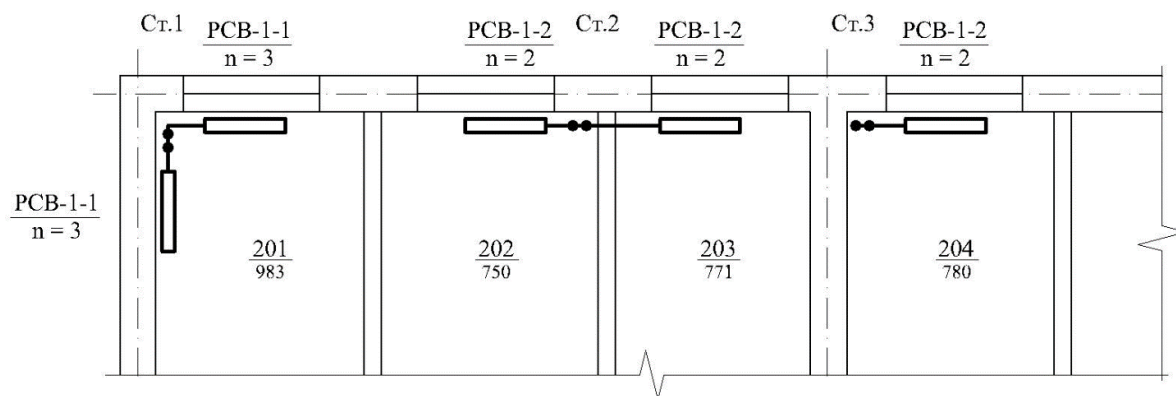


Рис. 3.2. Размеры отопительного прибора на плане

На планах напротив отопительных приборов, как правило, с внешней стороны ограждающей конструкции здания обозначается тип/марка/количество секций отопительного прибора, и величина настройки термостатического клапана. Значение теплотрат помещения, Вт, наносят на планы этажей рядом с номером помещения (см. рис. 3.3).

Стояки на планах изображаются кружками, к которым одной основной линией присоединяются отопительные приборы. Стояки нумеруются, начиная с верхнего левого помещения на плане, номера их записываются за пределами здания. Стояки двухтрубных систем отопления изображаются двумя точками, им присваивается один номер (см. рис. 3.3). Отдельно указывается и обозначается главный стояк системы отопления.





*Рис. 3.3. Пример оформление плана второго этажа*

Магистральные трубопроводы изображаются на плане подвала при нижнем расположении подающей и обратной магистралей, на плане подвала и чердака при верхнем расположении подающей магистрали. Для этого места расположения стояков и их номера переносятся на планы подвала и чердака.

Магистральные теплопроводы подписываются по назначению, например: T11, T21, T12, T22, где первая цифра указывает назначение теплопровода (1 – подающий, 2 обратный), а вторая цифра указывает номер системы отопления.

Расстояние между теплопроводами на планах должно быть не менее требуемых для выполнения монтажных работ, и не менее 2 мм, для удобства чтения чертежа.

На планах подвала и чердака, на магистралях указывается запорная и регулирующая арматура, размером не менее реального согласно принятому масштабу, и не менее того, который необходим для удобного чтения чертежа. Условные обозначения и размеры представлены в Приложении А, согласно ГОСТ 21.205-2016. На планах не указывается арматура, расположенная на подводках отопительных приборов и на стояках.

На чертеже, возле магистралей указывается уклон, их диаметр (после окончания гидравлического расчета), а также наличие теплоизоляции (см. рис. 3.4).

По окончанию принятия инженерных решений по реконструкции вычерчивают схему системы отопления в аксонометрической проекции в соответствии с расположением основных элементов системы на планах здания. Схема, как правило, вычерчивается в масштабе 1:100. Точность длины магистралей принимается до 0,1 м.

Размер оборудования на схеме должен быть не менее реальных размеров оборудования и не менее того, который необходим для удобного чтения чертежа. Размер отопительных приборов допускается принимать постоянным по всей схеме. При масштабе 1:100, как правило, принимается 7х12 мм. Над прибором указывается его расчетная мощность, а внутри прибора тип/марка/количество секций отопительного прибора.

На схеме указывается арматура, установленная на магистралях системы, а также наличие термостатических клапанов и кранов Маевского у отопительных приборов. Остальная арматура указывается в вынесенных узлах, масштабом 1:25, или 1:50.

На схеме также указывается отметка уровня пола каждого этажа, а также отметка расположения магистралей. Магистралы вычерчивают без учета предусмотренного уклона, но на них последовательно наносят обозначение, диаметр (после гидравлического расчета), направление и величину уклона, и наличие теплоизоляции. Диаметр стояков либо подписывается на схеме, либо при равенстве диаметров по всем стоякам указывается в примечании к чертежу.

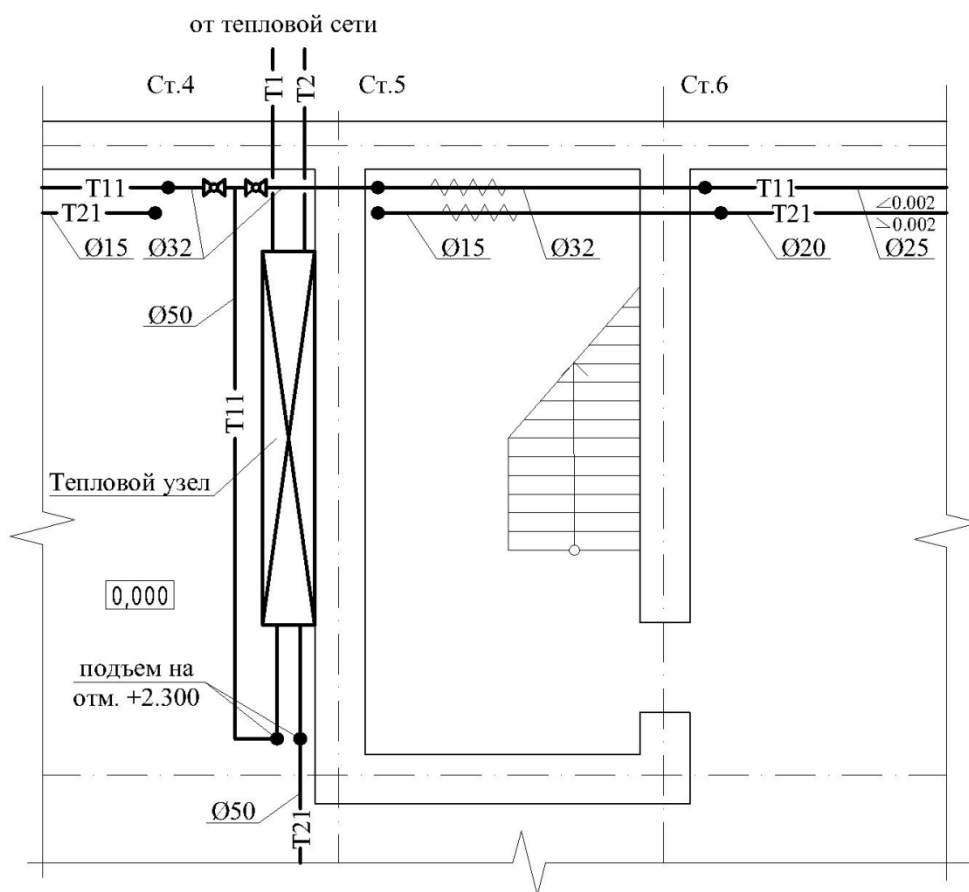


Рис. 3.4. Пример оформления плана подвала при нижней разводке магистралей

### Пример № 1

Определить ожидаемый полный экономический эффект от реконструкции объекта за рассматриваемый период времени, руб. Исходные данные: г. Москва. Тепловые потери до реконструкции 350 кВт, после 280 кВт. Рассматриваемый период – 10 лет.

#### Решение:

1. Находим расход воды  $G_{пр}$ , проходящей через два радиатора:

$$Q_{ос}^{до} = \frac{Q_{тп}^{до}}{10^9} \frac{t_b - t_{оп.ср}}{t_b - t_n} Z_{оп} \cdot 24 \cdot 3600,$$

$G_{пр} = 3,86 Q_{пом} / (t_g - t_o) = 0,86 \cdot 3000 / (95 - 70) = 103,2 \text{ кг/ч}$  (через один радиатор - 51,6 кг/ч).

Показатели  $n$  и  $r$  равны соответственно 0,3 и 0,02,  $\beta = 1,02$ ,  $\beta_1 = 1$  и  $b = 1$ .

2. Находим разность температуры  $\Delta t_{ср}$ :

$$\Delta t_{ср} = 0,5 (t_g + t_o) - t_b = 0,5(95 + 70) - 20 = 62,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Находим теплоотдачу труб  $Q_{тр}$ , пользуясь таблицами теплоотдачи открыто проложенных вертикальных и горизонтальных труб:

$$Q_{тр} = q_b l_b + q_g l_g = 81 \cdot 3 + 47 \cdot 3 + 84 \cdot 2 + 50 \cdot 2 = 652 \text{ Вт}.$$

4. Определяем общее число секций  $N_{пр}$ :

$$N_{пр} = (3000 - 0,9 \cdot 652) 1,02 / [160 (62,5/70)^{1+0,3} (51,6/360)^{0,02}] = 18,5 \text{ секций}.$$

Принимается к установке два радиатора по 9 и 10 секций.

## **Часть 4. Конструирование системы водяного отопления**

### **4.1. Гидравлический расчёт систем водяного отопления**

Задача гидравлического расчета систем водяного отопления состоит в определении диаметров труб участков, исходя из необходимости подачи требуемого количества теплоты к каждому отопительному прибору.

В практике проектирования систем отопления применяется несколько методов расчета: метод удельных потерь давления, метод, основанный на использовании характеристик гидравлического сопротивления. Значительно реже используется метод динамических давлений, метод приведенных или эквивалентных длин и метод эквивалентных сопротивлений.

Гидравлический расчет систем отопления выполняется в основном по методу удельных потерь давления и методу, основанному на использовании характеристик гидравлического сопротивления.

#### **4.1.1. Составление схемы системы отопления**

При расчете любым методом оформление схемы системы отопления (рис. 4.1) начинают с распределения расчетной тепловой нагрузки по отопительным приборам. Для этого используются результаты расчета теплопотерь помещений здания из курсовой работы по дисциплине «Строительная теплофизика и микроклимат зданий». Тепловые нагрузки приборов  $Q_{пр}$ , Вт, равные теплопотерям помещений, записывают на схеме над отопительными приборами, округляя их значения до десяти. Если в помещении размещено несколько приборов, то теплопотери помещения распределяют по ним равномерно. В стояках лестничных клеток, где установлено по вертикали несколько приборов, максимальную нагрузку (70...80 %) задают нижним приборам.

Все стояки на схеме нумеруют в соответствии с их нумерацией на поэтажных планах (Ст.1, Ст.2 и т.д.). Под номером стояка указывают его суммарную тепловую нагрузку  $Q_{ст}$ , Вт, как сумму тепловых нагрузок всех к

нему присоединенных отопительных приборов, и расчетный расход воды в стояке. В суммарные тепловые нагрузки стояков не включают нагрузки отопительных приборов, размещенных в помещениях отапливаемых подвалов, учитывая, что их теплоснабжение осуществляется охлажденной в стояке водой. Правильность нагрузки системы отопления подтверждается совпадением суммы нагрузок всех стояков  $\Sigma Q_{\text{ст}}$  с общим теплопотреблением на отопление здания  $Q_{\text{со}}$ .

#### **4.1.2. Определение расчетного циркуляционного давления в системе отопления**

В том случае, когда гидравлический расчет системы отопления выполняется при условии, что давление для создания циркуляции воды в системе в расчетных условиях  $\Delta P_p$ , Па, является известным, расчетное давление определяется по следующим формулам:

- в вертикальной однетрубной системе с верхней разводкой подающей магистрали или с «опрокинутой» циркуляцией воды:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + \Delta P_{\text{е.пр}} + \Delta P_{\text{е.тр}} \quad (4.1)$$

- то же с нижней разводкой обеих магистралей:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + \Delta P_{\text{е.пр}} \quad (4.2)$$

- в двухтрубной или горизонтальной однетрубной системе с верхней разводкой:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + 0,4(\Delta P_{\text{е.пр}} + \Delta P_{\text{е.тр}}) \quad (4.3)$$

- то же с нижней разводкой:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + 0,4\Delta P_{\text{е.пр}} \quad (4.4)$$

где  $\Delta P_n$  – насосное циркуляционное давление, Па;

$\Delta P_{\text{е.пр}}$  – естественное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, Па;

$\Delta P_{\text{е.тр}}$  – естественное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах системы отопления, Па.

Естественное давление учитывается только в том случае, если его суммарная величина больше, чем  $0,1 \Delta P_{\text{н}}$ .

#### **4.1.3 Гидравлический расчет системы отопления по методу удельной линейной потери давления на трение**

##### **4.1.3.1 Выбор основного циркуляционного кольца (ОЦК)**

За основное циркуляционное кольцо (ОЦК) принимается наиболее протяженная и нагруженная (имеющая наибольшую тепловую нагрузку) часть системы, где средние удельные потери давления на трение  $R_{\text{ср}}$ , Па/м, имеют наименьшее значение:

$$R_{\text{ср}} = 0,65 \Delta P_{\text{р}} / (\Sigma l)_{\text{оцк}}, \quad (4.5)$$

где  $(\Sigma l)_{\text{оцк}}$  – суммарная длина последовательно соединенных участков ОЦК от распределительного до сборного коллекторов, м.

При попутном движении воды в магистралях вертикальной системе ОЦК должно проходить через один из средних наиболее нагруженных стояков выбранной части системы.

При тупиковом движении воды в магистралях вертикальной системы ОЦК в выбранной части системы проходит через наиболее удаленный и нагруженный стояк. В однетрубном проточном или проточно-регулируемом стояке ОЦК проходит через отопительные приборы. В стояке или горизонтальной ветви с замыкающими участками – через них. В двухтрубном стояке ОЦК, как правило, выбирают проходящим через нижний наиболее нагруженный отопительный прибор при использовании на нем ручного регулировочного крана или через верхний прибор – при использовании в многоквартирном здании у прибора регулировочного термодвухходового клапана.

При двухстороннем присоединении приборов к стояку ОЦК принимают проходящим через наиболее нагруженный из них, а в горизонтальной системе отопления – через ее верхнюю ветвь.

ОЦК разбивается на  $n$  участков (элемент схемы с неизменными внутренним диаметром трубы  $D$ , мм, и расходом теплоносителя  $G$ , кг/ч). Участки ОЦК нумеруют, начиная от распределительного коллектора и кончая сборным. В курсовом проекте номера участков записывают в кружках у выносных линий, сверху которых указывают тепловую нагрузку участка  $Q$ , Вт (количество теплоты, которое несет в себе участок к последующим стоякам, ветвям или частям системы отопления, или уже им отдал), а снизу – длину  $l$ , м, (см. рисунок 4.1). В дипломном проекте на чертежах участки не нумеруются, а расчетная схема с их нумерацией помещается в пояснительную записку к проекту. Следует обратить внимание на определение длины участка, проходящего в вертикальном стояке через отопительные приборы конвекторного типа, а также длины замыкающего участка в горизонтальной однетрубной ветви с двухсторонним присоединением прибора любого типа. В этом случае необходимо заранее по величине номинального теплового потока определить ориентировочно марку и длину прибора.



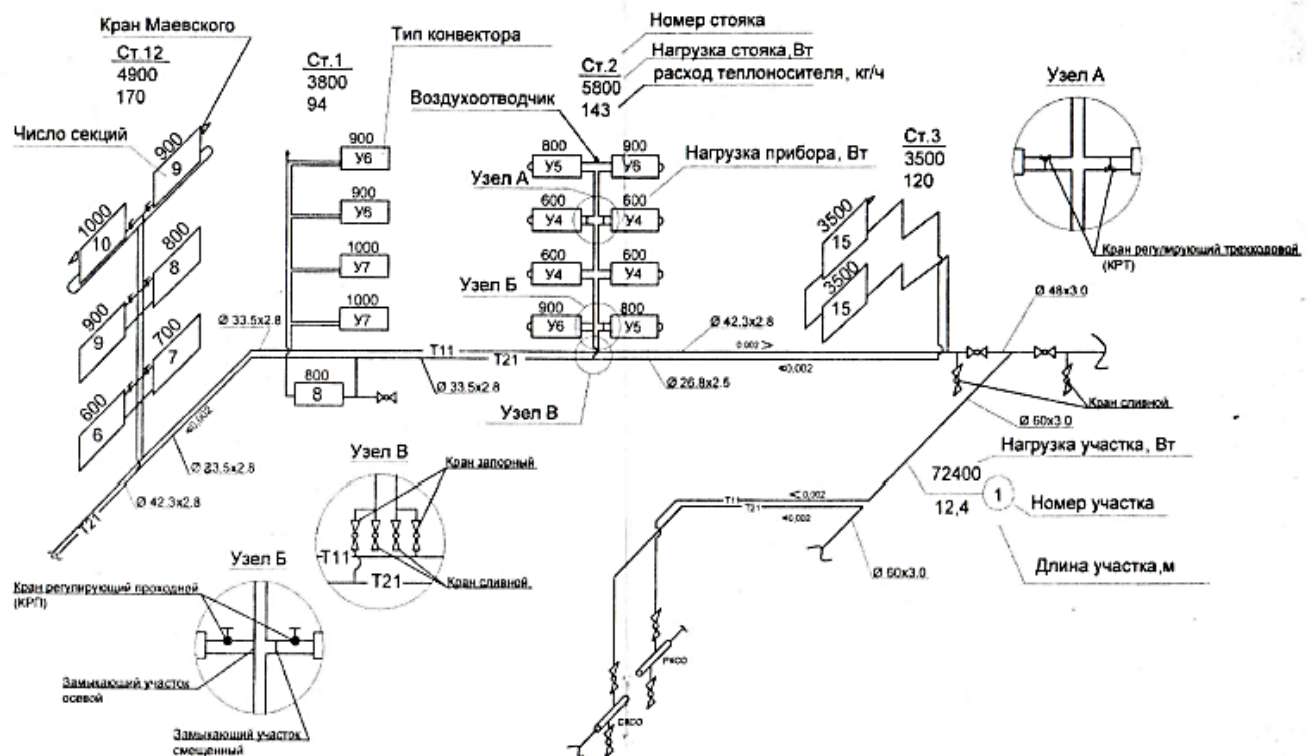


Рис.4.1. Оформление схемы системы отопления. Ст 1 – однотрубный проточный стояк с конвекторами ОАО Сантехпром «Универсал ТБ», с подключенным к нему секционным прибором подвала; Ст 2 – однотрубный стояк с низкими конвекторами (Узел «А» - проточно-регулируемый; Узел «Б» - с замыкающими участками: слева – осевой, справа – смещенный); Ст 3 – стояк лестничной клетки с секционными приборами, установленными в два яруса; Ст 12 – двухтрубный стояк с секционными приборами

#### 4.1.3.2 Определение расчетных потерь давления в ОЦК системы отопления

Результаты гидравлического расчета последовательно заносят в табл. 4.1. Графы 1...4 таблицы заполняют по данным схемы ОЦК: номер участка  $n$ , его тепловая нагрузка  $Q$ , Вт, расход воды на участке  $G$ , кг/ч.

Гидравлический расчет системы отопления заключается в предварительном выборе диаметров участков системы  $D_y$ , определении расчетных потерь давления в ОЦК  $\Delta P_{\text{оцк}}$  и их сравнении с расчетным давлением  $\Delta P_{\text{расп}}$ . При этом должно быть соблюдено условие:  $\Delta P_{\text{оцк}} = 0,9 \dots 0,95 \Delta P_{\text{расп}}$ , т.е. должен быть некоторый запас давления на всякого рода неучтенные потери.

Предварительный выбор диаметра условного прохода трубы на участках  $D_y$ , мм, проводят по величине средних удельных потерь давления на трение  $R_{ср}$ , Па/м, определяемых по формуле (4.5). Диаметр стальных водогазопроводных неоцинкованных труб (ГОСТ 3262-75\*) выбирают по табл. 2.1. прил. 2 [7], ориентируясь на величину расчетного расхода воды на участке  $G$ , кг/ч, и заносят его в графу 5 таблицы 4.1. При выборе диаметра необходимо следить, чтобы изменение расхода на последовательно соединенных участках ОЦК происходило (во избежание возможных гидравлических ударов) в точном соответствии со стандартами изменения шага сортамента труб. При использовании в проекте труб из другого материала (медь, пластик, металлопластик) для гидравлического расчета необходимо использовать их сортамент и гидравлические характеристики по соответствующим данным фирм-производителей этих труб.

Таблица 4.1

### Результаты гидравлического расчета системы отопления

| Данные по схеме ОЦК |                                |                               |                   | Принято                         |                                  |                           |                  |                                        |                          |                                     |
|---------------------|--------------------------------|-------------------------------|-------------------|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------|------------------|----------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|
| № уч.               | Тепловая нагрузка уч. $Q$ , Вт | Расход воды на уч. $G$ , кг/ч | Длина уч. $l$ , м | Диаметр усл. прохода $D_y$ , мм | Скорость движения воды $w$ , м/с | Потери давления на трение |                  | Сумма коэффициентов (КМС) $\sum \zeta$ | Потери давления $Z$ , Па | Сумма потерь давления $Rl + Z$ , Па |
|                     |                                |                               |                   |                                 |                                  | 1 м $R$ , Па/м            | на уч. $Rl$ , Па |                                        |                          |                                     |
| 1                   | 2                              | 3                             | 4                 | 5                               | 6                                | 7                         | 8                | 9                                      | 10                       | 11                                  |

Далее, для выбранного диаметра трубы  $D_y$ , мм, при требуемом расходе воды в каждом участке  $G$ , кг/ч, по той же таблице методом интерполяции находят действительные значения скорости движения воды  $w$ , м/с, и удельных потерь давления на трение  $R$ , Па/м, и заносят их соответственно в графы 6 и 7 расчетной таблицы. Необходимо строго контролировать соответствие скорости воды на участке требованиям п. 3.25 [1], п. 6.4.6 [2]. При скорости, превышающей допустимую величину, диаметр трубы на

участке следует увеличить. Потери давления на трение по всей длине участка  $R_l$ , Па, заносят в графу 8 таблицы 4.1.

Отдельно от расчетной таблицы для каждого участка ОЦК составляется перечень имеющихся в нем местных гидравлических сопротивлений с указанием параметров, определяющих в справочных таблицах величину коэффициента местного сопротивления (КМС) (диаметр трубы, относительный расход воды и т.п.). Местное сопротивление на границе двух участков (тройник, крестовина) относят к участку с меньшим расходом воды.

Значение КМС отопительных приборов, запорно-регулирующей арматуры и других деталей системы определяются по табл. 10.8 - 12 [7]. Прибор конвекторного типа точнее рассматривать не как прибор, а как трубный участок соответствующего диаметра и длины, предварительно определив марку прибора.

КМС тройников при изменении направления движения потока воды определяются по табл. 11.13, 11.14, 11.15 [7], крестовин – по табл. 11.16...11.19 [7]. При отсутствии в справочнике данных о значении КМС используются рекомендации соответствующих фирм-производителей. Суммарное значение КМС для каждого участка  $(\sum \zeta)_n$ , заносится в графу 9 расчетной таблицы. Потери давления за счет местных сопротивлений на каждом участке  $Z$ , Па, определенные по табл. 2.3 [7] в зависимости от скорости воды  $w$ , м/с, и величине  $(\sum \zeta)$ , заносятся в графу 10. В графе 11 указываются суммарные потери давления на участке  $(R_l + Z)$ , Па.

На стадии гидравлического расчета ОЦК следует учесть ряд положений, связанных, прежде всего, с обеспечением гидравлической устойчивости работы системы отопления, а также унификации ее структуры и безотказности работы. Для устойчивой работы за счет оптимального распределения давления в теплопроводах необходимо максимально возможно увеличить гидравлическое сопротивление в вертикальной и ветвей в горизонтальной системе отопления (до 60...70 % от расчетного давления  $\Delta P_p$ ). С этой целью представленные в расчетной таблице участки ОЦК,

относящиеся к стоякам или ветвям, необходимо рассмотреть особо. В однетрубной системе их диаметр следует принять единым по всей длине. В двухтрубной – постараться свести к минимуму их «телескопичность». При выборе диаметра П-образного однетрубного стояка необходимо учесть унос воздуха из его верхней части. Минимально допустимый расход воды при этом составит: для  $D_y 12 - 140$ ,  $D_y 20 - 250$ ,  $D_y 25 - 400$  кг/ч.

Диаметр однетрубного стояка с движением воды снизу-вверх (с «опрокинутой» циркуляцией) выбирается с учетом следующего правила:

$$(Rl + Z)_{ст} \geq 3000 h_{ст}, \quad (4.6)$$

где  $(Rl + Z)_{ст}$  – суммарные потери давления на участках стояка, Па;

$h_{ст}$  – вертикальное расстояние между подающей и обратной магистралями, м.

Диаметр такого стояка  $D_y$  с замыкающими участками диаметром  $d_{з.у}$ , мм, также выбирается из условия обеспечения минимального расхода воды:  $D_y 15 - 200...220$ ,  $D_y 20 - (d_{з.у} = 15) - 250...270$ ,  $D_y 25 - (d_{з.у} = 20) - 330...360$  кг/ч.

После расчета суммарных потерь давления на участке стояка или ветви предварительный выбор диаметра участков магистралей, входящих в ОЦК, проводят по средней величине удельных потерь давления на трение – см. формулу. При этом уменьшают соответственно расчетные потери давления в системе отопления на величину потерь давления в стояке или ветви и длину ОЦК на величину суммарной длины их участков.

Общие потери давления в ОЦК  $(Rl + Z)_{оцк}$ , Па (сумма значений в колонке 11 расчетной таблицы), должны быть меньше полагаемого циркуляционного давления в системе на 5...10 %. Проверяют это путем расчета запаса давления  $\Delta_{оцк}$ , %:

$$\Delta_{оцк} = 100 (\Delta P_{расп} - (Rl + Z)_{оцк}) / \Delta P_{расп} \quad (4.7)$$

Если запас меньше 5 или больше 10 %, то изменяются диаметры труб отдельных участков магистралей до тех пор, пока условие запаса не будет выполнено. Допускается составить отдельные участки из труб разных

диаметров, отразив это в расчетной таблице (разделить запись по данному участку на две строки).

Когда гидравлический расчет системы отопления производится по допустимой максимальной скорости воды на ее участках, значения скоростей принимаются в соответствии с рекомендациями п. 3.25 [1] и п. 6.4.6 [2]. Диаметр трубы выбирается по данной скорости при известном расходе воды на участке. Остальные рекомендации, вычисления и порядок заполнения расчетной таблицы аналогичны изложенному выше. После расчета потерь давления на участках ОЦК для выбора циркуляционного насоса следует определить общие потери давления в системе  $\Delta P_c$ , Па, как сумму значений в графе 11 расчетной таблицы:

$$\Delta P_c = (Rl + Z)_{\text{оцк}} \quad (4.8)$$

#### **4.1.3.3 Гидравлический расчет второстепенных циркуляционных колец системы**

В курсовом проекте обычно рассчитывают два второстепенных циркуляционных кольца (ВЦК), относящихся к расчетной ветви ОЦК. При попутном движении воды в магистрали выбирают кольца через первый (относительно распределительного коллектора) и дальний или ближайшие к ним наиболее нагруженные стояки. При тупиковом движении – через средний и дальний или ближайшие к ним наиболее нагруженные стояки. В горизонтальной системе ВЦК выбирают через ветви на среднем и нижнем этажах.

Последовательность гидравлического расчета второстепенных колец аналогична расчету ОЦК, результаты которого изменению не подлежат. Результаты расчета ВЦК заносят в ту же таблицу, продолжая нумерацию участков.

Располагаемое циркуляционное давление для расчета не общих с ОЦК гидравлически параллельных участков ВЦК  $\Delta P_{p.\text{вцк}}$ , Па, составит:

- в двухтрубной системе отопления:

$$\Delta P_{\text{расп}} = (Rl + Z)'_{\text{оцк}} \quad (4.9)$$

- в однетрубной системе:

$$\Delta P_{\text{расп}} = (Rl + Z)'_{\text{оцк}} + (\Delta P_{\text{е.вцк}} + \Delta P_{\text{е.оцк}}) \quad (4.10)$$

где  $(Rl + Z)'_{\text{оцк}}$  – суммарные потери давления на участках ОЦК, гидравлически параллельных расчетным участкам ВЦК (из таблицы расчета ОЦК) Па;

$\Delta P_{\text{е.вцк}}$ ,  $\Delta P_{\text{е.оцк}}$  – естественное давление в стояках (ветвях), входящих соответственно в ВЦК и ОЦК, Па. В системе с верхней разводкой при достаточно удаленных друг от друга стояках учитывают также разность значений  $\Delta P_{\text{е.тр}}$ . Поправка на разницу возникающего в стояках естественного давления в формуле (4.10) делается только в том случае, если  $\Delta P_{\text{е}}$  учитывается при гидравлическом расчете системы отопления.

Суммарные потери давления в расчетных участках ВЦК  $\Delta P_{\text{е.вцк}}$  сопоставляют с величиной  $(Rl + Z)_{\text{вцк}}$  и вычисляют невязку  $\Delta_{\text{вцк}}$ , %.

$$\Delta_{\text{вцк}} = 100 (\Delta P_{\text{расп. вцк}} - (Rl + Z)_{\text{вцк}}) / \Delta P_{\text{расп. вцк}} \quad (4.11)$$

Полученная невязка при попутном движении воды в магистральных вертикальной однетрубной системы отопления допускается в пределах  $\pm 5\%$ . При тупиковом движении воды в магистральных вертикальной однетрубной системы, а также в двухтрубной и горизонтальной системах – в пределах  $\pm 15\%$ .

Для увязки потерь давления можно применять составные стояки и ветви, а также участки магистралей из труб двух различных диаметров. При этом в первую очередь изменяют диаметр труб, соединяющих стояки (ветви) с магистральями. В составных стояках трубы меньшего диаметра предусматривают в верхней их части.

Диаметры труб участков магистралей, не вошедших в рассчитанные кольца, подбирают ориентировочно (без детального расчета и составления расчетных таблиц) путем сопоставления их тепловых нагрузок с нагрузками

рассчитанных участков. Выбранные диаметры наносят непосредственно на планы этажей и схему системы отопления.

#### **4.1.3.4 Построение эпюры изменения циркуляционного давления**

Эпюру изменения циркуляционного давления в магистралях системы отопления выполняют прежде всего для выявления располагаемого циркуляционного давления  $\Delta P_{\text{ст}}$  в точках присоединения всех остальных стояков к магистралям рассчитанной ветви системы и, при необходимости, их последующего гидравлического расчета.

С помощью эпюры можно выявить стояки с возможной опрокинутой циркуляцией воды, когда давление в точке присоединения к обратной магистрали больше, чем в начале стояка. В этом случае потребуется внесение изменений в гидравлический расчет (возможно одного или нескольких участков ОЦК).

#### **4.1.3.5 Гидравлический расчет стояков системы отопления**

Если в ходе расчета однотрубного стояка не удастся за счет уменьшения диаметров его участков обеспечить требуемые потери давления в нем, то прибегают к крайней мере – установке на стояке дросселирующей диафрагмы или в последнее время регулирующих и балансовых клапанов. Диаметр диафрагмы  $D_d$ , мм, определяется по формуле:

$$D_d = 3,5 (G_{\text{ст}}^2 / (\Delta P_{\text{ст}} - (R_l + Z)_{\text{ст}}))^{0,25}, \quad (4.12)$$

где  $G_{\text{ст}}$  – расчетный расход воды в стояке, кг/ч;

$(R_l + Z)_{\text{ст}}$  – потери давления в участках стояка, Па.

Принятый к установке диаметр диафрагмы должен быть более 3 мм, так как в месте ее установки (обычно у отключающего крана на входе в стояк) возможен засор системы.

Наиболее современный способ – использовать для этих целей клапан с термостатической головкой перед отопительным прибором и вентиль

балансовый после отопительного прибора. Установочное (монтажное) положение этой арматуры можно определить по их заводской характеристике, предоставляемой фирмой – производителем. Как правило, оно определяется числом оборотов запорного органа в зависимости от его диаметра и расчетного расхода воды в подводке прибора. Диаметр выбранных диафрагм на стояке или установочное (монтажное) положение запорного органа термоклапана или отключающего вентиля у прибора указывают на схеме системы отопления.

Зная располагаемое давление  $\Delta P_{\text{ст}}$ , производят гидравлический расчет однотрубных стояков на ПЭВМ (по специальным методическим указаниям) по способу характеристик гидравлического сопротивления с определением действительного расхода и перепада температуры воды в стояке.

В однотрубной системе с замыкающими участками дополнительно проверяют правильность предварительного выбора (по табл. 9.3 [7]) коэффициента затекания воды в приборы. Для этого на одном из рассчитываемых стояков для приборов, заметно отличающихся от остальных по своей тепловой нагрузке или длине подводок к ним, выполняют расчет малых циркуляционных колец. При этом определяют условия:

$$(Rl + Z)_{\text{з.у}} + g h_{\text{пр}} (\rho_{\text{ср.пр}} - \rho_{\text{з.у}}) = (Rl + Z)_{\text{подв}}, \quad (4.13)$$

где  $(Rl + Z)_{\text{з.у}}$  – потери давления в замыкающем участке малого циркуляционного кольца, взятые из предыдущих расчетов, Па;

$h_{\text{пр}}$  – высота прибора по осям подводок к нему, м;

$\rho_{\text{ср.пр}}$ ,  $\rho_{\text{з.у}}$  – плотность воды соответственно при средней температуре воды в приборе и температуре воды в замыкающем участке, кг/м<sup>3</sup>;

$(Rl + Z)_{\text{подв}}$  – потери давления в подводках и в приборе, найденные по дополнительному расчету, Па.

Если расхождение расчетной величины, получаемой в левой и правой частях уравнения (4.13), меньше 10 %, то коэффициенты затекания считают выбранными правильно. В противном случае определяют действительные



значения расхода воды и коэффициента затекания. Для этого можно воспользоваться методом характеристик гидравлического сопротивления.

В двухтрубной системе отопления дополнительно производят гидравлический расчет малых циркуляционных колец в рассчитанных ранее стояках, в которых ОЦК или ВЦК ранее проходили через прибор первого этажа. Располагаемое циркуляционное давление для участков малого кольца, проходящих через прибор вышележащего N-го этажа  $\Delta P_{p,N}$ , Па, определяется по формуле:

$$\Delta P_{p,N} = (Rl + Z)_1 + 0,4g h_N (\rho_o - \rho_r), \quad (4.14)$$

где  $(Rl + Z)_1$  - потери давления в ранее рассчитанных участках стояка (в системе с нижней разводкой – в двух подводках к прибору первого этажа, в системе с верхней разводкой; кроме этого на участках подающего стояка между подводками первого и N-го этажей), Па;

$h_N$  – вертикальное расстояние между центрами охлаждения воды в приборах первого и N-го этажей, м.

В результате расчета действительные потери давления на участках малого кольца должны отличаться в пределах 10%. В случае значительного расхождения увязку циркуляционных колец в двухтрубном стояке можно осуществить при монтажной регулировке системы отопления с помощью соответствующей установки положения регулировочных органов термоклапана или отключающего крана у отопительного прибора.

## **4.2 Расчет термостатических клапанов**

В том случае, когда в системе отопления для регулирования расхода воды в отопительном приборе используется термоклапан (клапан с термостатической головкой), он не рассматривается, как местное сопротивление. Радиаторные термостатические клапаны по сравнению с ручными радиаторными клапанами имеют особенности при гидравлическом расчёте. Эти особенности связаны со спецификой работы клапана в системе

отопления. Эти клапаны управляются термочувствительным элементом (термоголовкой), внутри которого находится сильфонная ёмкость, заполненная рабочим телом (газ, жидкость, твёрдое вещество) с высоким коэффициентом объемного расширения. При изменении температуры воздуха, окружающего сильфон, рабочее тело расширяется или сжимается, деформируя сильфон, который, в свою очередь, воздействует на шток клапана, открывая или закрывая его.

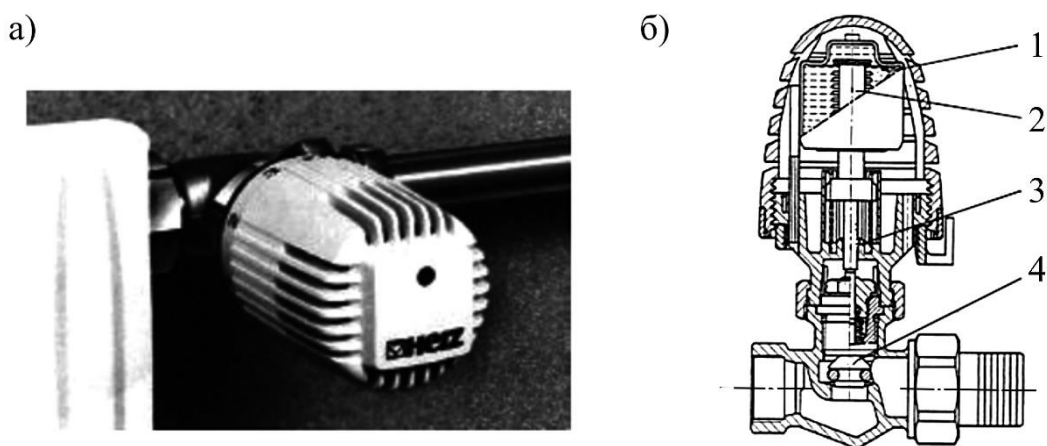


Рис. 4.2. Термоклаван с автоматическим регулированием:

*а – установка термоклавана на отопительном приборе; б – устройство термоклавана; 1 – сильфон; 2 – настроечная пружина; 3 – шток клапана; 4 – золотник клапана*

Настроечное положение термостатического клапана определяется по номограмме (рисунок 4.3) фирмы производителя исходя из расхода на участке отопительного прибора, и принятой потери давления на ТСК.

Последовательность выбора настроечного положения клапана представлена на рис. 4.4:

1. На оси абсцисс выбирается расчетный расход через прибор и проводится вертикальная линия,  $G_{\text{уч}}$ .

2. На оси ординат откладывается принятая потеря давления на ТСК и проводится горизонтальная линия,  $\Delta P_{\text{ТСК.co}}$ .

3. От полученной точки пересечения двух линий по вертикальной линии постоянного расхода спускаемся предпочтительно вниз до пересечения с ближайшей наклонной линией.

4. Номер наклонной линии определяет величину настроечного положения ТСК.

5. По горизонтальной линии определяются реальная потеря давления в ТСК, при выбранном настроечном положении  $\Delta P'_{\text{ТСК.co}}$ .

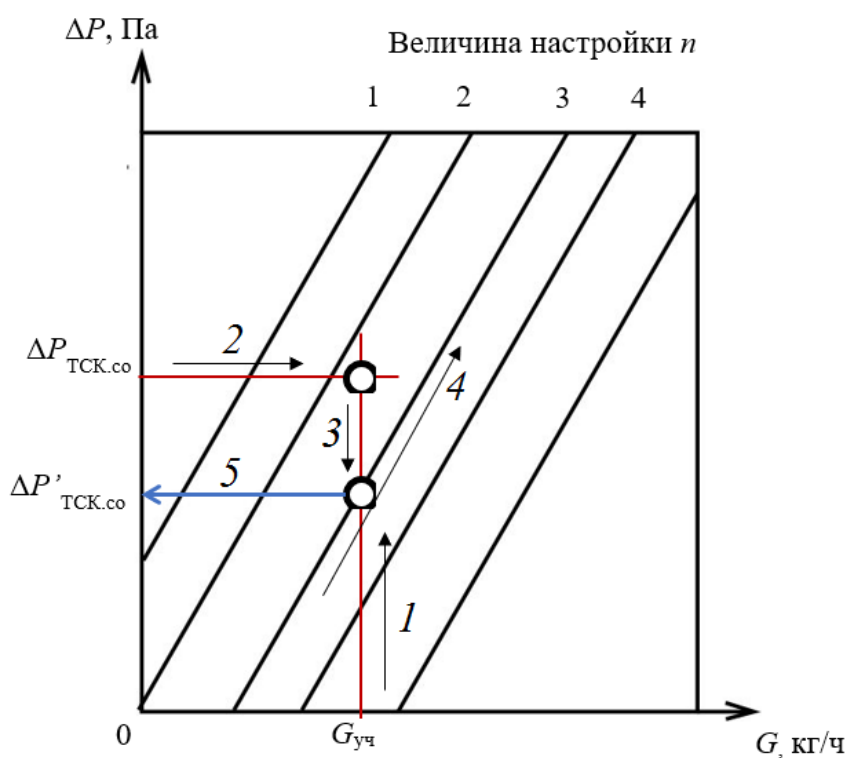


Рис. 4.3. Последовательность выбора настройки ТСК по номограмме

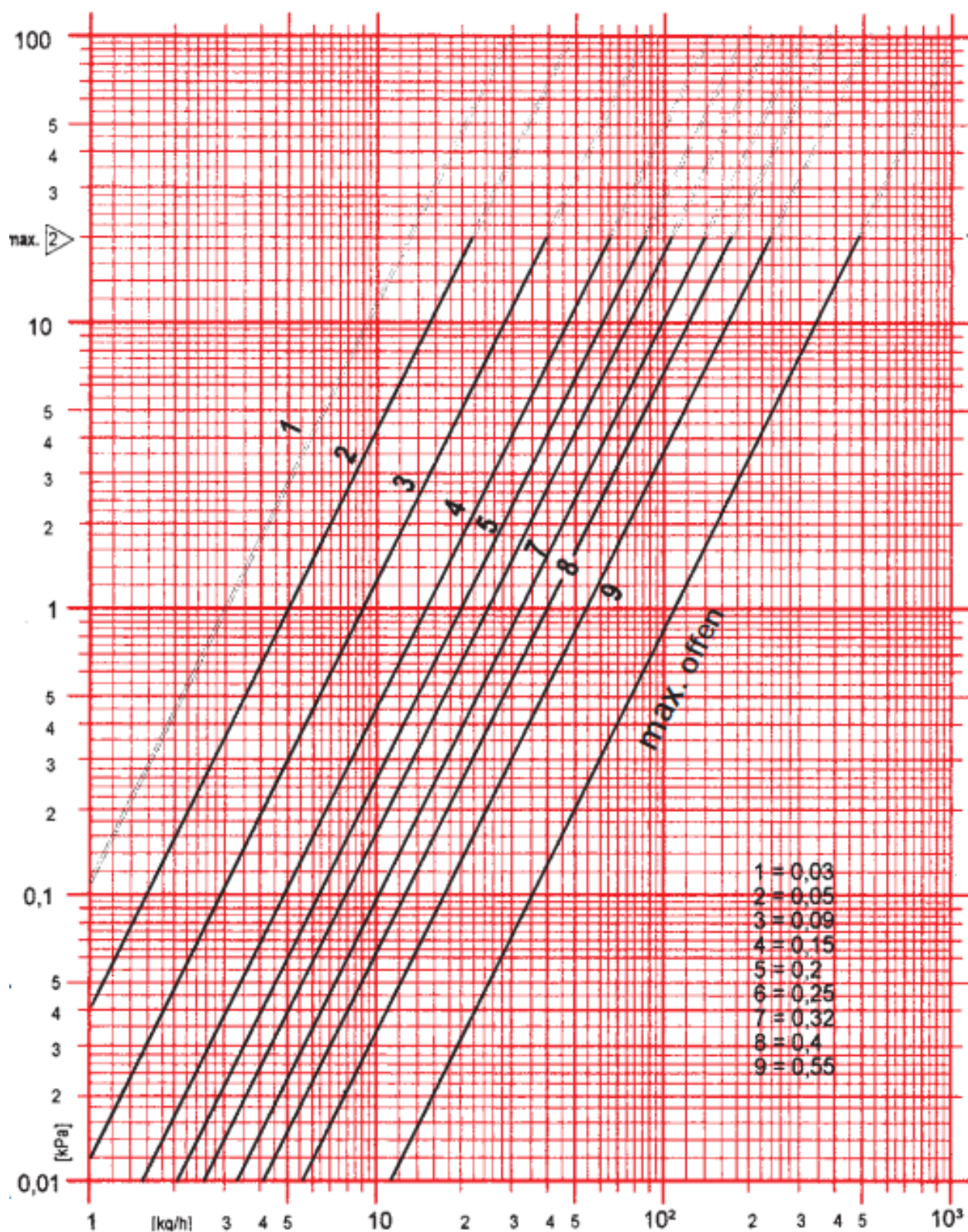


Рис.4.4. Номограмма для выбора настройки клапана

### 4.3 Выбор разборных и неразборных отопительных приборов

Расчет приборов заключается в определении числа секций разборного радиатора или типа неразборного радиатора или конвектора, наружная

теплоотдающая поверхность которых должна обеспечить передачу не менее требуемого теплового потока в помещение (рис. 4.5).

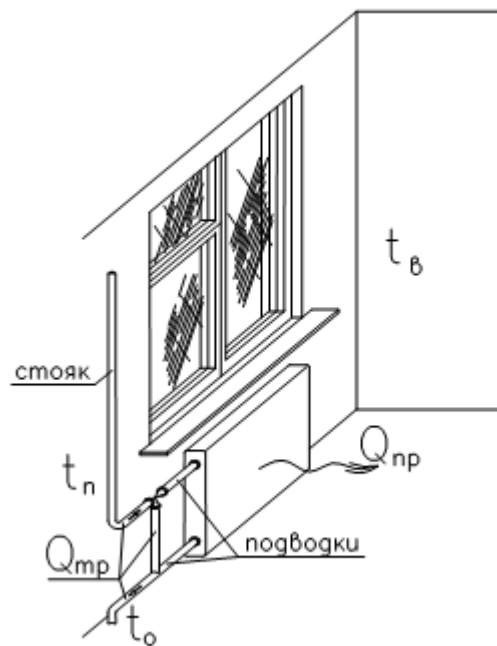


Рис. 4.5. Теплоотдача отопительного прибора  $Q_{пр}$  и труб  $Q_{тр}$  для компенсации теплопотребности помещения

Расчет ведется при температуре теплоносителя перед и после отопительного прибора (в жилых и общественных зданиях используется, как правило, вода или незамерзающая жидкость), теплопотребности помещения  $Q_{пом}$ , соответствующей расчетному дефициту теплоты в нем, отнесенному к одному отопительному прибору, при расчетной температуре наружного воздуха.

Расчетное число секций разборных радиаторов можно определить по следующей формуле:

$$N_{пр} = Q_{оп}^p / q_{секц}^p = (Q_{пом} - 0,9 Q_{тр}) \beta \beta_1 b / [q_{ном} (\Delta t_{ср} / 70)^{1+\pi} (G_{пр} / 360)^p]. \quad (4.15)$$

Тип, длину неразборных радиаторов и конвекторов следует определять из условия, что их номинальный тепловой поток  $Q_{\text{ном}}$  должен быть не меньше расчетной теплоотдачи  $Q^p_{\text{оп}}$ :

$$Q_{\text{ном}} \geq Q^p_{\text{оп}} = (Q_{\text{пом}} - 0,9 Q_{\text{тр}}) \beta \beta_1 b / [(\Delta t_{\text{ср}}/70)^{1+p} (G_{\text{пр}}/360)^p] =$$

$$= (Q_{\text{пом}} - 0,9 Q_{\text{тр}}) \beta \beta_1 b / K^{\text{отн}}_{\text{оп}}; \quad (4.16)$$

$$Q_{\text{тр}} = q_v l_v + q_h l_h, \quad (4.17)$$

где:  $Q^p_{\text{оп}}$  - расчетная тепловая мощность отопительного прибора, Вт;

$q^p_{\text{секц}}$  - расчетная плотность теплового потока одной секции прибора, Вт;

$Q_{\text{тр}}$  - суммарная теплоотдача относящихся к отопительному прибору труб стояка, подводок, проложенных в пределах помещения, Вт;

$\beta$  - коэффициент, учитывающий способ установки, расположения отопительного прибора [5-7] (при установке прибора, например, открыто у наружной стены  $\beta=1$ , при наличии перед приборами щита с щелями в верхней части  $\beta=1,4$ , а при расположении конвектора в конструкции пола значение коэффициента достигает 2);

$\beta_1$  - коэффициент, учитывающий изменение теплоотдачи радиатора в зависимости от числа секций или длины прибора,  $\beta_1= 0,95 - 1,05$ ;

$b$  - коэффициент, учитывающий атмосферное давление,  $b=0,95-1,015$ ;

$q_v$  и  $q_h$  - теплоотдача 1 м вертикальных и горизонтальных открыто проложенных труб, Вт/м, принимаемая для неизолированных и изолированных труб по табл. [5, 7];

$l_v$  и  $l_h$  - длина вертикальных и горизонтальных труб в пределах помещения, м;

$q_{\text{ном1}}$  и  $Q_{\text{ном}}$  - номинальная плотность теплового потока одной секции или соответствующего типа отопительного прибора, приведенная в [6, 7] и Рекомендациях лаборатории отопительных приборов ОАО «НИИ сантехники» (НТФ ООО «Витатерм»), при разности температуры

теплоносителя и воздуха в помещении  $\Delta t_{\text{ср}}$ , равной 70 °С, и при расходе теплоносителя воды в приборе 360 кг/ч;

$\Delta t_{\text{ср}}$  и  $G_{\text{пр}}$  - действительная разность температуры  $[0,5(t_{\text{г}} + t_{\text{о}}) - t_{\text{в}}]$  и расход теплоносителя, кг/ч, в приборе;

$n$  и  $p$  - экспериментальные числовые показатели, учитывающие изменение коэффициента теплопередачи прибора при действительных значениях средней разности температуры и расхода теплоносителя, а также тип и схему присоединения прибора к трубам системы отопления, принимаемые по [5, 7] или Рекомендациям лаборатории отопительных приборов ОАО «НИИ сантехники»;

$t_{\text{г}}$ ,  $t_{\text{о}}$  и  $t_{\text{в}}$  - расчетные значения температуры, соответственно, теплоносителя до и после прибора и воздуха в данном помещении, °С.

Расчетный расход теплоносителя, кг/ч, проходящего через отопительный прибор, можно определить по формуле или графику [7].

$$G_{\text{пр}} = 0,86 Q_{\text{пом}} / (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}). \quad (4.18)$$

Величина  $Q_{\text{пом}}$  здесь соответствует тепловой нагрузке, отнесенной к одному отопительному прибору (когда в помещении их два и более).

При применении в качестве отопительных приборов регистров или змеевиков из стальных гладких труб их общая длина  $l_{\text{г}}$ , м, определяется по следующей формуле:

$$l_{\text{г}} = Q_{\text{пом}} / q [(\Delta t_{\text{ср}}/70)^{1+n} (G_{\text{пр}}/360)^p], \quad (4.19)$$

где  $q$  - теплоотдача 1 м труб, Вт/п.м., принимаемая в зависимости от диаметра труб и числа их рядов по вертикали.

## Примеры решения задач по конструированию системы водяного отопления

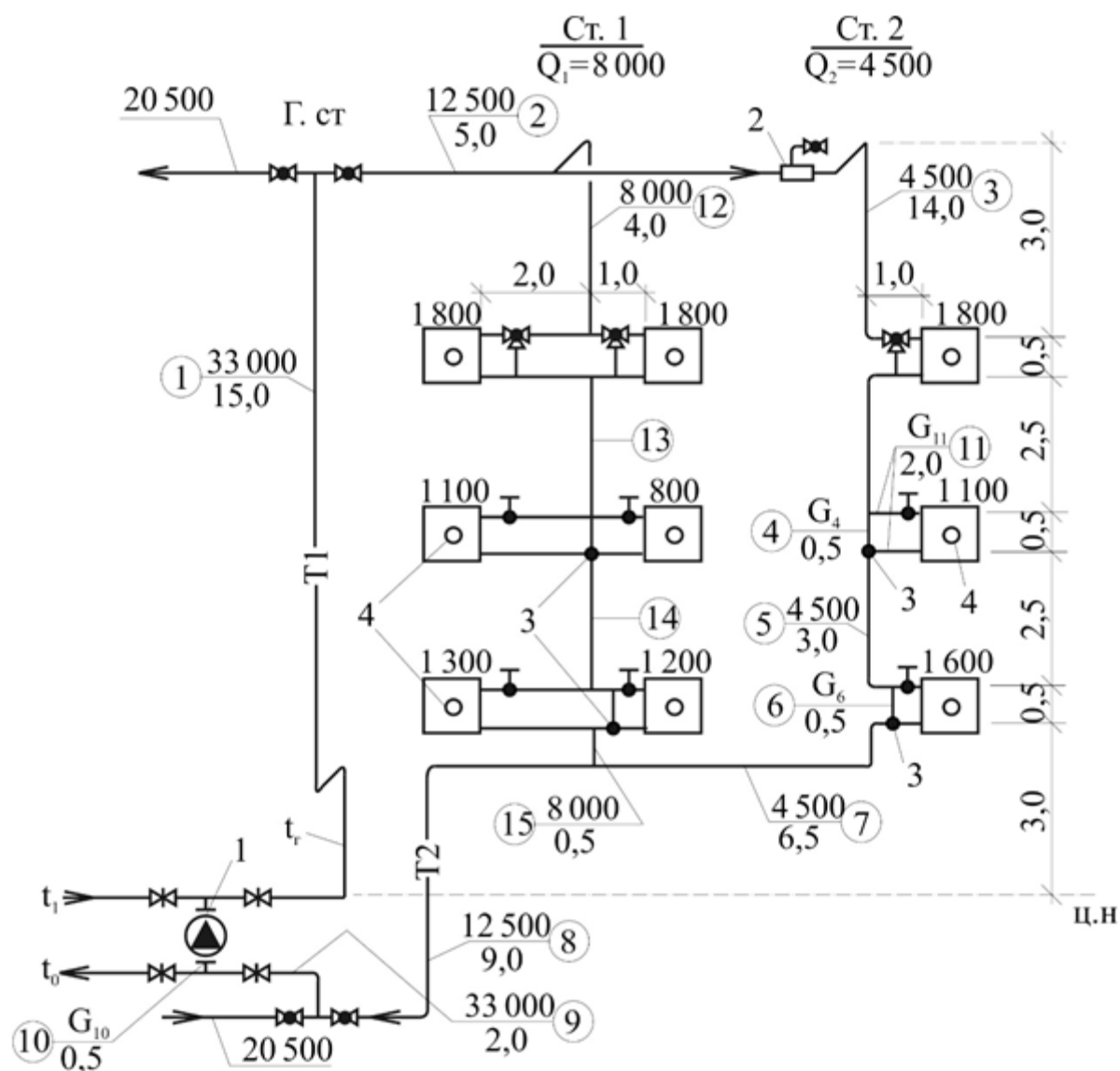


Рис. 4.6. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях (к примеру 4):

1 – смесительный насос; 2 – воздухосборник; 3 и 4 – центры охлаждения воды (ц.о) в стояках и отопительных приборах, соответственно; ц.н – условный центр нагревания воды; цифра над отопительным прибором и под номером стояка – их тепловая нагрузка (Вт)



### Пример № 1

Определить естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах трехэтажного однотрубного стояка (Ст. 1 или Ст. 2 на рис. 4.7), если их тепловая нагрузка, включая коэффициенты  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , составляет  $Q_3 = 1163$  Вт,  $Q_2 = 930$  Вт,  $Q_1 = 1396$  Вт; высота  $h_3 = h_2 = 3$  м,  $h_1 = 2$  м; температура воды  $t_r = 95$  °С,  $t_o = 70$  °С;  $\beta = 0,64$  кг/(м<sup>3</sup>·°С).

#### Решение:

Расход воды в стояке по формуле:

$$G_{\text{ст}} = Q_{\text{ст}} \beta_1 \beta_2 / (c \Delta t_{\text{ст}})$$

$$G_{\text{ст}} = \frac{1163 + 930 + 1396}{4,187(95 - 70)} 3,6 = 120 \text{ кг/ч.}$$

Температура воды на участках стояка:  $t_i = t_r - (\Sigma Q_i / Q_{\text{ст}}) \Delta t_{\text{ст}}$

$$t_i = 95 - 3,6 \frac{1163}{4,187 \cdot 120} = 86,7 \text{ °С}; t_i = 95 - 3,6 \frac{1163 + 930}{4,187 \cdot 120} = 80 \text{ °С.}$$

Естественное циркуляционное давление:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \beta g (h_3(t_r - t_3) + h_2(t_r - t_2) + h_1(t_r - t_o));$$

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = 0,64 \cdot 9,81 (3(95 - 86,7) + 3(95 - 80) + 2(95 - 70)) = 753 \text{ Па.}$$

Естественное циркуляционное давление:

$\Delta p_{\text{е.пр}} = (\beta g / (c G_{\text{ст}})) (Q_3 h_{\text{III}} + Q_2 h_{\text{II}} + Q_1 h_{\text{I}}) \beta_1 \beta_2$ , где  $h_{\text{III}}$ ,  $h_{\text{II}}$ ,  $h_{\text{I}}$  - вертикальные расстояния между центрами охлаждения воды в приборах соответственно на III, II и I этажах и центром нагревания.

$$h_{\text{III}} = h_3 + h_2 + h_1 = 8 \text{ м}, h_{\text{II}} = h_2 + h_1 = 5 \text{ м};$$

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4,187 \cdot 120} (1163 \cdot 8 + 930 \cdot 5 + 1396 \cdot 2) 3,6 = 753 \text{ Па.}$$

### Пример № 2

Выполнить гидравлический расчет основного циркуляционного кольца из легких водогазопроводных труб вертикальной однотрубной системы

водяного отопления трехэтажного здания, присоединенной к наружным теплопроводам через водоструйный элеватор, при параметрах теплоносителя  $t_1 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_r = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_o = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тепловые нагрузки приборов, стояков и участков, Вт, длины участков, м, указаны на рис. 4.7. Отопительные приборы (радиаторы РСВ) установлены у световых проемов, присоединены к стоякам без «уток» со смещенными обходными участками на 3-м этаже (с кранами КРТ) с осевыми замыкающими участками на 2-м и со смещенными замыкающими участками на 1-м этаже (с кранами КРП).

### Решение:

Основное циркуляционное кольцо выбираем при тупиковом движении воды в магистралях через стояк 2. Длина кольца 56 м (принимая, что правая ветвь системы значительно длиннее левой). Расчетное циркуляционное давление, пренебрегая как незначительной величиной  $\Delta p_{e,тр}$ ,  $\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_{e,пр} = 5600 + 980 = 6580\text{ Па}$ , принимая  $\Delta p_n = 5600\text{ Па}$  (на практике задается по условиям присоединения системы отопления к городской тепловой сети) и определяя  $\Delta p_{e,пр}$  по формуле и по таблицам [7]:

$$\Delta p_{e,пр} = (\beta g / (c G_{ст})) (Q_3 h_{III} + Q_2 h_{II} + Q_1 h_I) \beta_1 \beta_2;$$

$$\Delta p_{e,пр} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4,187 \cdot 180} (1\,600 \cdot 3 + 1\,100 \cdot 6 + 1\,800 \cdot 9,25) 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 = 980\text{ Па},$$

при расходе воды в стояке:

$$G_{ст} = Q_{ст} \beta_1 \beta_2 / (c \Delta t_{ст}) = 4500 \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 / [(4,187(95-70))] = 180\text{ кг/ч}.$$

Средние удельные линейные потери давления:

$$R_{cp} = 0,65 \Delta p_p / \Sigma l = 0,65 \cdot 6580 / 56 = 76\text{ Па/м}.$$

Результаты гидравлического расчета (по табл. II.1 и II.3 Справочника проектировщика [7]) вносим в бланк гидравлического расчета (табл. 4.2).

Таблица 4.2.

### Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца вертикальной однотрубной системы отопления

|        |               |
|--------|---------------|
| Данные | П р и н я т о |
|--------|---------------|

| по участкам схемы |          |            |         |                        |           |            |           |           |          |               |
|-------------------|----------|------------|---------|------------------------|-----------|------------|-----------|-----------|----------|---------------|
| №                 | Q,<br>Вт | G,<br>кг/ч | l,<br>м | D <sub>y</sub> ,<br>мм | w,<br>м/с | R,<br>Па/м | RI,<br>Па | Σζ        | Z,<br>Па | RI + Z,<br>Па |
| 1                 | 33000    | 1320       | 15,0    | 32                     | 0,355     | 57         | 855       | 2,0       | 123      | 978           |
| 2                 | 12500    | 500        | 5,0     | 20                     | 0,38      | 130        | 650       | 11,9      | 840      | 1490          |
| 3                 | 4500     | 180        | 14,0    | 15                     | 0,245     | 83         | 1162      | 15,35     | 450      | 1612          |
| 4                 | –        | 120        | 0,5     | 15                     | 0,16      | 39         | 20        | 2,3       | 29       | 49            |
| 5                 | 4500     | 180        | 3,0     | 15                     | 0,245     | 83         | 249       | 0,8       | 24       | 273           |
| 6                 | –        | 90         | 0,5     | 15                     | 0,12      | 23         | 12        | 7,4       | 52       | 64            |
| 7                 | 4500     | 180        | 6,5     | 15                     | 0,245     | 83         | 540       | 6,4       | 188      | 728           |
| 8                 | 12500    | 500        | 9,0     | 25                     | 0,23      | 37         | 333       | 10,5      | 272      | 605           |
| 9                 | 33000    | 1320       | 2,0     | 32                     | 0,355     | 57         | 114       | 1,0       | 62       | 176           |
| 10                | –        | 907,5      | 0,5     | 25                     | 0,42      | 115        | 58        | 1,2       | 103      | 161           |
| Σl = 56,0         |          |            |         | ΣRI = 3993             |           |            |           | ΣZ = 2143 |          | 6136          |

Примечание к табл. 4.2:

1. Расход воды на участке 4 при  $\alpha = 0,33$ : (по табл. 9.3 [7]):

$$G_4 = (1 - 0,33)180 = 120 \text{ кг/ч.}$$

2. Расход воды на участке 6 при  $\alpha = 0,5$ :  $G_6 = (1 - 0,5)180 = 90 \text{ кг/ч.}$

3. Расход воды на участке 10:

$$G_{10} = G_c - G_1 = 1320 - 33000 \frac{3,61,061,1}{4,187(150 - 70)} = 907,5 \text{ кг / ч.}$$

Предварительный выбор диаметра участка  $D_y$  проведен по значению  $R_{cp} = 76 \text{ Па/м}$  по табл. II.1 [7].

По Справочнику проектировщика проверим правильность выбора коэффициентов затекания воды в приборы. По формуле (10.39) [7]:

$$S_e = 31\beta h_{пр} \frac{Q_{пр}}{G_{ст}^3}, \text{ где } \beta - \text{коэффициент, определяемый по табл. 10.4 [7],}$$

найдем:

- на втором этаже:  $S_e = 31 \cdot 0,64 \cdot 0,5 \cdot \frac{1 \cdot 100}{180^3} = 18,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$ ;

- на первом этаже:  $S_e = 31 \cdot 0,64 \cdot 0,5 \cdot \frac{1 \cdot 600}{180^3} = 27,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$ .

Так как полученные значения  $S_e$  меньше предельных, указанных в табл. 10.11 [7], то коэффициенты затекания воды  $\alpha$  (примечания 1 и 2 к табл. 4.2) могут быть оставлены без изменения.

Запас давления в основном циркуляционном кольце:

$$\frac{6\,580 - 6\,136}{6\,580} 100 = 6,75 \% \quad \text{удовлетворяет условию, выраженному формулой:}$$

$$\Delta_{\text{оцк}} = 100 (\Delta P_{\text{расп}} - (Rl + Z)_{\text{оцк}}) / \Delta P_{\text{расп}}.$$

При расчете приняты следующие значения коэффициентов местных сопротивлений на участках (табл. II.10–II.15 [7]), причем для смежных участков местное сопротивление тройника отнесено к участку с меньшей тепловой нагрузкой (соответственно, с меньшим расходом теплоносителя):

Таблица 4.3

#### Расчет коэффициентов местных сопротивлений на участках

|           |                                                                                                             |                     |
|-----------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|
| Участок 1 | задвижка $D_y40$                                                                                            | 0,5                 |
|           | отводы $D_y32$ , 3 шт                                                                                       | $0,5 \cdot 3 = 1,5$ |
|           | $\Sigma \zeta_1 = 2,0$                                                                                      |                     |
| Участок 2 | тройник на растекании<br>при $\bar{G}_{\text{отв}} = G_{\text{отв}} / G_{\text{ств}} = 500 / 1\,320 = 0,38$ | 10,1                |
|           | кран пробочный проходной $D_y20$                                                                            | 1,8                 |
|           | $\Sigma \zeta_2 = 11,9$                                                                                     |                     |
| Участок 3 | тройник на проходе<br>при $\bar{G}_{\text{прох}} = 180 / 500 = 0,36$                                        | 4,8                 |
|           | воздухосборник                                                                                              | 1,5                 |
|           | отводы $D_y15$ , 4 шт                                                                                       | $0,8 \cdot 4 = 3,2$ |
|           | тройник на проходе при $\bar{G}_{\text{прох}} = 1$                                                          | 0,7                 |
|           | радиатор РСВ при $D_y15$                                                                                    | 0,75                |
|           | кран трехходовой $D_y15$ при проходе                                                                        | 4,4                 |
|           | $\Sigma \zeta_3 = 15,35$                                                                                    |                     |
| Участок 4 | два тройника на проходе                                                                                     |                     |

|            |                                                                                              |                           |
|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|
|            | при $\bar{G}_{\text{прох}} = 1 - \alpha = 1 - 0,33 = 0,67$                                   | $1,15 \cdot 2 = 2,3$      |
|            |                                                                                              | $\Sigma \zeta_4 = 2,3$    |
| Участок 5  | отвод D <sub>y</sub> 15                                                                      | $\zeta_5 = 0,8$           |
| Участок 6  | тройник на ответвлении<br>при $\bar{G}_{\text{отв}} = 1 - 0,5 = 0,5$ и делении потока        | 5,4                       |
|            | то же, при слиянии потоков                                                                   | 2,0                       |
|            |                                                                                              | $\Sigma \zeta_6 = 7,4$    |
| Участок 7  | отводы D <sub>y</sub> 15, 2 шт                                                               | $0,8 \cdot 2 = 1,6$       |
|            | тройник на проходе при $\bar{G}_{\text{прох}} = 0,36$                                        | 4,8                       |
|            |                                                                                              | $\Sigma \zeta_7 = 6,4$    |
| Участок 8  | отводы D <sub>y</sub> 25, 2 шт                                                               | $0,5 \cdot 2 = 1,0$       |
|            | кран пробочный проходной D <sub>y</sub> 25                                                   | 1,7                       |
|            | тройник на противотоке<br>при $\bar{G}_{\text{отв}} = 500 / 1\,320 = 0,38$                   | 7,8                       |
|            |                                                                                              | $\Sigma \zeta_8 = 10,5$   |
| Участок 9  | отвод D <sub>y</sub> 32                                                                      | 0,5                       |
|            | задвижка D <sub>y</sub> 40                                                                   | 0,5                       |
|            |                                                                                              | $\Sigma \zeta_9 = 1,0$    |
| Участок 10 | тройник на ответвлении при<br>$\bar{G}_{\text{отв}} = 907,5 / 1\,320 = 0,7$ и делении потока |                           |
|            |                                                                                              | $\Sigma \zeta_{10} = 1,2$ |

### Пример № 3

Определить располагаемое циркуляционное давление и среднюю удельную линейную потерю давления для гидравлического расчета второстепенного циркуляционного кольца однетрубной системы отопления, изображенной на рис. 4.7.

#### Решение:

Гидравлический расчет второстепенного кольца через Ст. 1 сводится в данном случае к расчету самого стояка. Располагаемое циркуляционное давление для расчета Ст. 1 определяем по формуле:

$$\Delta p_{p.ст.1} = \sum(Rl + Z)_{3-7} + (\Delta p_{e.ст.1} - \Delta p_{e.ст.2}) = 2726 + (1027 - 980) = 273 \text{ Па},$$

$$\text{где } \Delta p_{e.ст.1} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4,187 \cdot 320} (2500 \cdot 3 + 1900 \cdot 6 + (3600 \cdot 9,25) 3,6 \cdot 106 \cdot 1,1) = 1027 \text{ Па}.$$

Среднее значение линейной потери давления  $R_{cp}$  вычисляем при  $\sum l = 15,5$

$$\text{м: } R_{cp} = 0,65 \Delta p_p / \sum l = 0,65 \frac{2773}{15,5} = 116 \text{ Па/м}.$$

В результате гидравлического расчета аналогично расчету в задаче 2 определяем  $d_{ст} = 20$  мм,  $d_{з.у} = d_{подв} = 15$  мм.

#### Пример № 4.

Выполнить гидравлический расчет малого циркуляционного кольца отопительного прибора на втором этаже в Ст. 2 рассмотренной в задаче 2 однотрубной системы отопления (рис. 4.8). Расход воды в стояке  $G_{ст} = 180$  кг/ч.

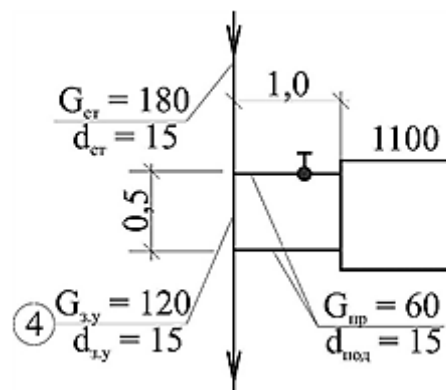


Рис. 4.7. Схема узла малого циркуляционного кольца в стояке с осевыми замыкающими участками вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой (к задаче 4):

1100 – тепловая нагрузка отопительного прибора, Вт

#### Решение:

Располагаемое циркуляционное давление в малом кольце определяем по формуле:

$$\Delta p_{p.мал} = \sum(Rl + Z)_{з.у} \pm \Delta p_{e.мал} = 49 + 29 = 78 \text{ Па, при движении воды}$$

сверху вниз, принимая:

$$\sum(Rl + Z)_{з.у} = \sum(Rl + Z)_4 = 49 \text{ Па (по табл. 5.2, исходя из коэффициента}$$

затекания воды в прибор  $\alpha = 0,33$ );

$$\text{Здесь } \Delta p_{\text{е.мал}} = 0,5\beta g h_{\text{пр}}(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}) = 0,5 \cdot 0,64 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 18,5 = 29 \text{ Па},$$

принимая:

$$\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}} = \beta(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}});$$

$$t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} = Q_{\text{т}} / (cG_{\text{пр}}) = \frac{1100 \cdot 3,61,061,1}{4,187 \cdot 0,33180} = 18,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Результаты гидравлического расчета (по табл. II.1, II.3 в Справочнике проектировщика [7]) вносим в таблицу 4.4.

Таблица 4.4.

#### Гидравлический расчет подводов к отопительному прибору на втором этаже (стояк Ст. 2)

| Данные по участкам<br>схемы |          |            |         | П р и н я т о          |           |            |           |      |          |               |
|-----------------------------|----------|------------|---------|------------------------|-----------|------------|-----------|------|----------|---------------|
| №                           | Q,<br>Вт | G,<br>кг/ч | l,<br>м | D <sub>y</sub> ,<br>мм | w,<br>м/с | R,<br>Па/м | Rl,<br>Па | Σζ   | Z,<br>Па | Rl + Z,<br>Па |
| 11                          | —        | 60         | 2       | 15                     | 0,081     | 10         | 20        | 14,6 | 47       | 67            |

Значения коэффициентов местных сопротивлений (табл. II.10– 15 в Справочнике проектировщика[7]) вносим в таблицу 4.5.

Таблица 4.5.

#### Значения коэффициентов местных сопротивлений

|                                                      |           |
|------------------------------------------------------|-----------|
| тройник на ответвлении при α = 0,33 и делении потока | 11,1      |
| то же, при слиянии потоков                           | –1,65     |
| радиатор РСВ при D <sub>y</sub> 15                   | 0,75      |
| кран КРП D <sub>y</sub> 15                           | 4,4       |
|                                                      | Σζ = 14,6 |

$$\text{Получено: } \Sigma(Rl + Z)_{\text{подв}} < \Delta p_{\text{р.мал}}.$$

Следовательно, действительный коэффициент затекания воды будет несколько больше принятого при расчете. Невязка не превышает 15 %, поэтому расчет оставляем без изменения.

#### Пример № 5

Выполнить гидравлический расчет основного циркуляционного кольца насосной двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и попутным движением воды в магистралях из труб по ГОСТ 10704-76\* (рис. 4.9) при расчетной температуре воды  $t_r = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_o = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Отопительные приборы – стальные панельные радиатора РСГ-2, размещенные у остекления световых проемов.

**Решение:**

Насосное циркуляционное давление, передаваемое в систему отопления (по условиям присоединения к городской тепловой сети), составляет  $\Delta p_n = 10\text{ кПа}$ .

Выбираем основное циркуляционное кольцо через один из средних стояков (Ст. 7) и отопительный прибор на первом этаже.

Вычисляем по формулам:  $\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_e$ ;  $\Delta p_{e, \text{пр. I}} = gh_1(\rho_o - \rho_r)$  расчетное циркуляционное давление, заменяя  $\rho_o - \rho_r = \beta(t_r - t_o)$  и принимая  $\beta = 0,64\text{ кг/(м}^3\cdot^{\circ}\text{C)}$  по табл. 10.4 Справочника проектировщика [7] и  $h_1 = 2,8\text{ м}$ :

$$\Delta p_p = 10000 + 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,81 \cdot 2,8(95 - 70) = 10176\text{ Па.}$$

Определяем ориентировочное среднее значение удельной линейной потери давления:

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 10176}{123,7} = 53,5\text{ Па / м.}$$

Заполняем в табл. 4.4 первые четыре колонки, беря показатели со схемы системы (рис. 4.6) и вычисляя расход воды на участках  $G$  по формуле:

$G_{\text{уч}} = Q_{\text{уч}} \beta_1 \beta_2 / (c(t_r - t_o))$ , при  $\beta_1 = 1,06$  и  $\beta_2 = 1,1$ . Общая длина участков основного циркуляционного кольца  $\Sigma l = 123,7\text{ м}$ .

По расходу воды на участках выбираем диаметр труб  $D_y$ , ориентируясь на значение  $R_{\text{ср}}$ , записываем в таблицу скорость движения воды  $w$  и действительные значения удельных линейных потерь давления  $R$ . Затем вычисляем линейные потери давления на участках  $Rl$ .



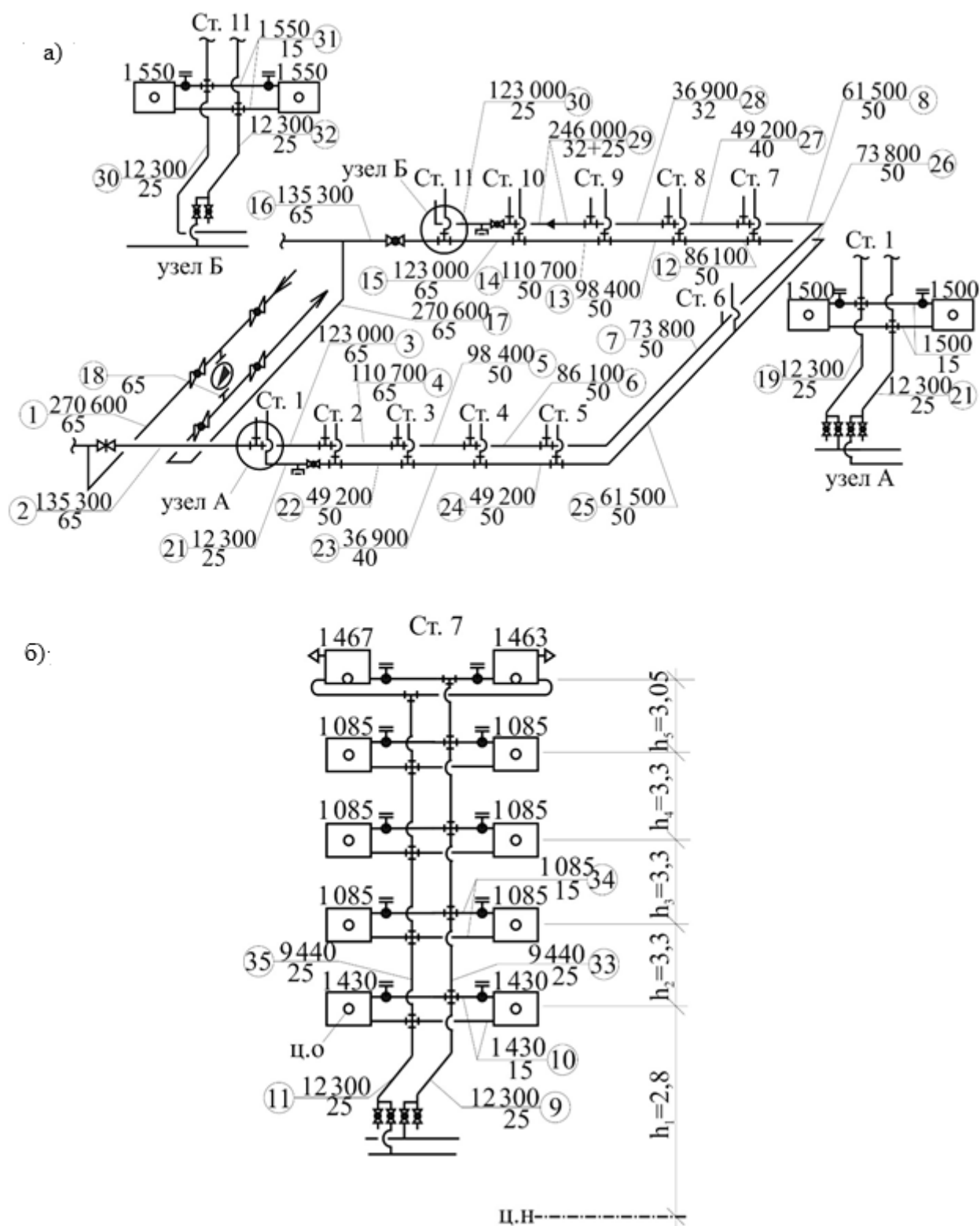


Рис. 4.8. Расчетная схема насосной двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и попутным движением воды в магистралях (к задаче 5): а) схема магистралей; б) схема Ст. 7 (остальные стояки аналогичные по конструкции и тепловой нагрузке); обозначения на схеме – см. рис. 4.4

Первоначальный запас:

$$\frac{\Delta p_p - \Sigma(Rl + Z)}{\Delta p_p} 100 = \frac{10\,176 - 8\,138}{10\,176} 100 = 20 \, \%.$$

После уменьшения диаметра участка 17 (табл. 4.4) потери давления на нем увеличиваются до 1808 Па и запас циркуляционного давления в целом по системе составит:  $\frac{10\,176 - 9\,156}{10\,176} 100 = 10 \, \%$ .

Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участках магистралей и стояка найдена, как и для системы в задаче 2. Например, для подводов к радиатору (участок 10) она составляет:

Таблица 4.6.

**Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участках  
магистралей и стояка**

|                                                                                                                                                                                                        |                            |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|
| крестовина на ответвлении при делении потока при<br>$\bar{d}_{\text{отв}} = \frac{15}{25} = 0,59$ ; $\bar{G}_{\text{отв}} = \frac{57}{492} = 0,11$ и $\bar{G}_{\text{отв.1}} = \bar{G}_{\text{отв.2}}$ | 15,3                       |
| кран двойной регулировки $D_y15$                                                                                                                                                                       | 14,0                       |
| кран двойной регулировки $D_y15$                                                                                                                                                                       | 1,2                        |
| крестовина на ответвлении при слиянии потоков при<br>$\bar{d}_{\text{отв}} = 0,59$ и $\bar{G}_{\text{отв.1}} = \bar{G}_{\text{отв.2}} = 0,11$                                                          | -2,4                       |
|                                                                                                                                                                                                        | $\Sigma \zeta_{10} = 28,1$ |

В результате расчета для получения равенства:

$$\sum_{i=1}^N (Rl_{\text{уч}} + Z)_i = (0,9 \dots 0,95) \Delta p_p$$

потребовалось уменьшить диаметр участка 17 (первоначальные данные в табл. 4.4 заключены в скобки), так как был получен запас циркуляционного давления (20 %), значительно превышающий требуемый 5...10%.

Таблица 4.7

**Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца  
двухтрубной системы водяного отопления**

| Данные<br>по участкам схемы |          |            |         | П р и н я т о          |           |            |           |       |                            |               |
|-----------------------------|----------|------------|---------|------------------------|-----------|------------|-----------|-------|----------------------------|---------------|
| №                           | Q,<br>Вт | G,<br>кг/ч | l,<br>м | D <sub>y</sub> ,<br>мм | w,<br>м/с | R,<br>Па/м | Rl,<br>Па | Σζ    | Z,<br>Па                   | Rl + Z,<br>Па |
| 1                           | 270600   | 10800      | 9,0     | 80                     | 0,56      | 48         | 432       | 0,8   | 123                        | 555           |
| 2                           | 135300   | 5400       | 8,0     | 65                     | 0,39      | 30         | 240       | 6,8   | 506                        | 746           |
| 3                           | 123000   | 4920       | 8,0     | 65                     | 0,355     | 25         | 200       | 0,2   | 12                         | 212           |
| 4                           | 110700   | 4430       | 8,0     | 65                     | 0,32      | 21         | 168       | 0,2   | 10                         | 178           |
| 5                           | 98400    | 3930       | 8,0     | 50                     | 0,52      | 78         | 624       | 0,2   | 26                         | 650           |
| 6                           | 86100    | 3450       | 6,0     | 50                     | 0,46      | 60         | 360       | 0,2   | 21                         | 381           |
| 7                           | 73800    | 2950       | 12,0    | 50                     | 0,39      | 45         | 540       | 0,5   | 37                         | 577           |
| 8                           | 61500    | 2460       | 12,0    | 50                     | 0,33      | 31         | 372       | 0,5   | 27                         | 399           |
| 9                           | 12300    | 493        | 1,8     | 25                     | 0,24      | 42         | 76        | 8,4   | 236                        | 312           |
| 10                          | 1430     | 57         | 3,0     | 15                     | 0,083     | 12         | 36        | 28,1  | 95                         | 131           |
| 11                          | 12300    | 493        | 1,4     | 25                     | 0,24      | 42         | 59        | 3,4   | 96                         | 155           |
| 12                          | 86100    | 3450       | 6,0     | 50                     | 0,46      | 60         | 360       | 0,7   | 72                         | 432           |
| 13                          | 9840     | 3930       | 8,0     | 50                     | 0,52      | 78         | 624       | 0,7   | 93                         | 717           |
| 14                          | 110700   | 4430       | 8,0     | 50                     | 0,59      | 98         | 784       | 0,7   | 119                        | 903           |
| 15                          | 123000   | 4920       | 8,0     | 65                     | 0,355     | 25         | 200       | 0,5   | 31                         | 231           |
| 16                          | 135300   | 5400       | 4,0     | 65                     | 0,39      | 30         | 120       | 5,5   | 408                        | 528           |
| 17                          | 270600   | 10800      | 12,0    | (80)                   | (0,56)    | (48)       | (576)     | (1,4) | (214)                      | (790)         |
| 18                          | —        | 7425       | 0,5     | 65                     | 0,78      | 116        | 1 392     | 1,4   | 416                        | 1808          |
|                             |          |            |         | 65                     | 0,54      | 56         | 28        | 1,5   | 213                        | 241           |
|                             |          |            |         | Σl = 123,7             |           |            |           |       | Σ(Rl + Z) = (8138)<br>9156 |               |

**Пример № 6**

Выполнить гидравлический расчет двух второстепенных циркуляционных колец системы отопления по условиям задачи 5 и построить

эпюру циркуляционного давления в ее магистралях. Выбираем вначале второстепенное циркуляционное кольцо через ближний к тепловому пункту стояк (Ст. 1) (рис. 4.9) и отопительный прибор на первом этаже.

Располагаемое циркуляционное давление для гидравлического расчета не общих участков, параллельно соединенных с участками основного циркуляционного кольца, т.е. еще не рассчитанных участков 19-26, определяем путем сложения известных потерь давления на участках от 3 до 11 (применительно к формуле  $\Delta p_{p,ст} = \Sigma(Rl + Z)_{очн}$ ):

$$\Delta p_p = \Sigma(Rl + Z)_{3-11} = 2\,995 \text{ Па.}$$

$$\text{Находим: } R_{cp} = 0,65 \Delta p_p / \Sigma l = 0,65 \frac{2\,995}{60,2} = 32 \text{ Па/м.}$$

Расчет потерь давления на участках 19-26 заносим в табл. 4.8.

Таблица 4.8.

### Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца через Ст. 1 двухтрубной системы отопления

| Данные по участкам схемы |          |            |         | П р и н я т о          |           |            |           |                       |          |               |
|--------------------------|----------|------------|---------|------------------------|-----------|------------|-----------|-----------------------|----------|---------------|
| №                        | Q,<br>Вт | G,<br>кг/ч | l,<br>м | D <sub>y</sub> ,<br>мм | w,<br>м/с | R,<br>Па/м | Rl,<br>Па | Σζ                    | Z,<br>Па | Rl + Z,<br>Па |
| 19                       | 12300    | 492        | 1,8     | 25                     | 0,24      | 42         | 76        | 8,4                   | 235      | 311           |
| 20                       | 1400     | 56         | 3,0     | 15                     | 0,081     | 11         | 33        | 28,1                  | 90       | 123           |
| 21                       | 12300    | 492        | 9,4     | 25                     | 0,24      | 42         | 395       | 6,9                   | 194      | 589           |
| 22                       | 24600    | 984        | 8,0     | 32                     | 0,305     | 48         | 384       | 1,5                   | 68       | 452           |
| 23                       | 36900    | 1440       | 8,0     | 40                     | 0,31      | 38         | 304       | 1,2                   | 56       | 360           |
| 24                       | 49200    | 1968       | 6,0     | 50                     | 0,26      | 20         | 120       | 0,7                   | 23       | 143           |
| 25                       | 61500    | 2460       | 12,0    | 50                     | 0,33      | 31         | 372       | 1,0                   | 53       | 425           |
| 26                       | 73800    | 2950       | 12,0    | 50                     | 0,39      | 45         | 540       | 1,0                   | 74       | 614           |
|                          |          | Σl = 60,2  |         |                        |           |            |           | Σ(Rl + Z) =<br>= 3017 |          |               |

$$\text{Невязка } \frac{2\,995 - 3\,017}{2\,995} 100 = -0,7 \%, \text{ что допустимо.}$$

Затем выбираем второстепенное циркуляционное кольцо через наиболее удаленный от теплового пункта Ст. 11 и прибор на первом этаже.

Располагаемое циркуляционное давление для гидравлического расчета не общих участков (еще не рассчитанных) этого кольца определяем, как и ранее, путем сложения уже известных потерь давления от 9 до 15 участка основного кольца:

$$\Delta p_p = \Sigma(Rl + Z)_{9-15} = 2881 \text{ Па. Вычисляем: } R_{cp} = 0,65 \frac{2881}{36,2} = 52 \text{ Па/м.}$$

Расчет потерь давления на участках 27-32 заносим в табл. 4.9.

Таблица 4.9.

### Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца через стояк XI двухтрубной системы отопления

| Данные по участкам схемы |          |            |         | П р и н я т о          |           |            |           |       |                                 |               |
|--------------------------|----------|------------|---------|------------------------|-----------|------------|-----------|-------|---------------------------------|---------------|
| №                        | Q,<br>Вт | G,<br>кг/ч | l,<br>м | D <sub>y</sub> ,<br>мм | w,<br>м/с | R,<br>Па/м | Rl,<br>Па | Σζ    | Z,<br>Па                        | Rl + Z,<br>Па |
| 27                       | 49200    | 1 968      | 6,0     | (50)                   | (0,26)    | (20)       | (120)     | (0,2) | (7)                             | (127)         |
|                          |          |            |         | 40                     | 0,42      | 70         | 420       | 0,2   | 17                              | 437           |
| 28                       | 36900    | 1 440      | 8,0     | 32                     | 0,45      | 100        | 800       | 0,3   | 30                              | 830           |
| 29                       | 24600    | 984        | (8,0)   | (25)                   | (0,45)    | (131)      | (1048)    | (0,3) | (30)                            | (1078)        |
|                          |          |            | 4,0     | 32                     | 0,305     | 48         | 192       | 0,3   | 14                              | 206           |
|                          |          |            | 4,0     | 25                     | 0,45      | 131        | 524       | —     | —                               | 524           |
| 30                       | 12300    | 492        | 9,8     | 25                     | 0,24      | 42         | 412       | 4,4   | 123                             | 535           |
| 31                       | 1550     | 62         | 3,0     | 15                     | 0,091     | 14         | 42        | 28,1  | 114                             | 156           |
| 32                       | 12300    | 492        | 1,4     | 25                     | 0,24      | 42         | 59        | 8,4   | 96                              | 155           |
| Σl = 36,2                |          |            |         |                        |           |            |           |       | Σ(Rl + Z) =<br>= (2881)<br>2873 |               |

$$\text{Невязка } \frac{2881 - 2873}{2881} 100 = 0 \text{ \%}.$$

На рис. 4.10 представлена эпюра циркуляционного давления в магистралях системы отопления, построенная на основании гидравлического расчета трех циркуляционных колец через приборы на первом этаже ближнего Ст. 1, среднего Ст. 7 (задача 5) и дальнего Ст. 11 стояков. На

рисунке отмечены запас  $A$  циркуляционного давления в основном кольце (ОЦК) системы и невязки  $B$  ( $-0,7\%$ ) и  $B$  ( $0$ ), полученные при расчете участков второстепенных колец соответственно через Ст. 1 и Ст. 11.

Из эпюры видно, что разность давления во всех промежуточных стояках обеспечивает необходимое направление движения теплоносителя. Однако для Ст. 8 и особенно для Ст. 9 разность давления в подающей и обратной магистралях слишком велика (по сравнению с разностью в расчетных стояках). Для уменьшения разности давления изменяем диаметр участков 27 и 29 (табл. 4.6, где заменяемое число заключено в скобки), причем участок 29 составляем из труб  $D_y32$  ( $l_1 = 4,0$  м) и  $D_y25$  ( $l_2 = 4,0$  м). Окончательная линия изменения давления в подающей магистрали между Ст. 7 и Ст. 10 показана на рис. 4.10 пунктиром. Невязка после изменения диаметра участков 27 и 29 составляет:

$$\frac{\Delta p_p - \sum(Rl + Z)}{\Delta p_p} 100 = \frac{2881 - 2873}{2881} 100 = 0,3\% .$$

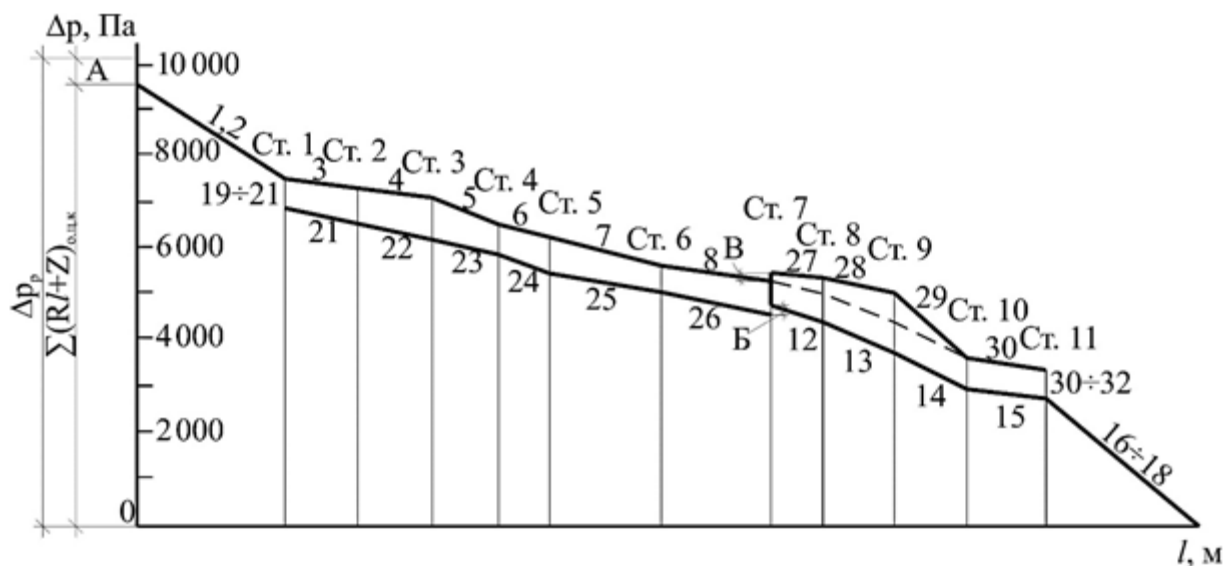


Рис. 4.9. Расчетная эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях (к задаче б):  $A$  – запас циркуляционного давления;  $B$  и  $B'$  – невязки расчета. 1, 2, 3 и т. д. – номера расчетных участков; Ст. 1, Ст. 2 и т. д. – номера стояков

При гидравлическом расчете вертикальной двухтрубной системы отопления после расчета основного и второстепенных циркуляционных колец через отопительные приборы на нижнем этаже дополнительно рассчитывают стояки. Расчет стояков двухтрубной системы сводится к выбору диаметра труб с увязкой потерь давления на параллельно соединенных участках (согласно формуле  $\Delta p_i = \Delta p_j$ ), так как общие участки циркуляционных колец уже рассчитаны. При этом учитывается изменение естественного циркуляционного давления для приборов, размещаемых на различных этажах.

На рис. 4.11 изображены двухтрубные стояки систем с верхней (рис. 4.10, а) и нижней (рис. 4.10, б) разводками.

Двойными линиями отмечены участки (пусть  $Q_2 > Q_1$ ), потери давления на которых известны из предшествующего расчета циркуляционных колец через приборы на первом этаже. Располагаемое циркуляционное давление для расчета дополнительных (не общих) участков, обеспечивающих теплоносителем приборы на втором этаже, параллельно соединенных с рассчитанными участками, составит:

при верхней разводке:

$$\Delta p_{p.v.II} = \Sigma(Rl + Z)_{l,m} + 0,4gh_2(\rho_o - \rho_r); \quad (4.14a)$$

при нижней разводке:

$$\Delta p_{p.n.II} = \Sigma(Rl + Z)_m + 0,4gh_2(\rho_o - \rho_r), \quad (4.14б)$$

где  $h_2$  – вертикальное расстояние между центрами охлаждения воды в отопительных приборах на втором и первом этажах.

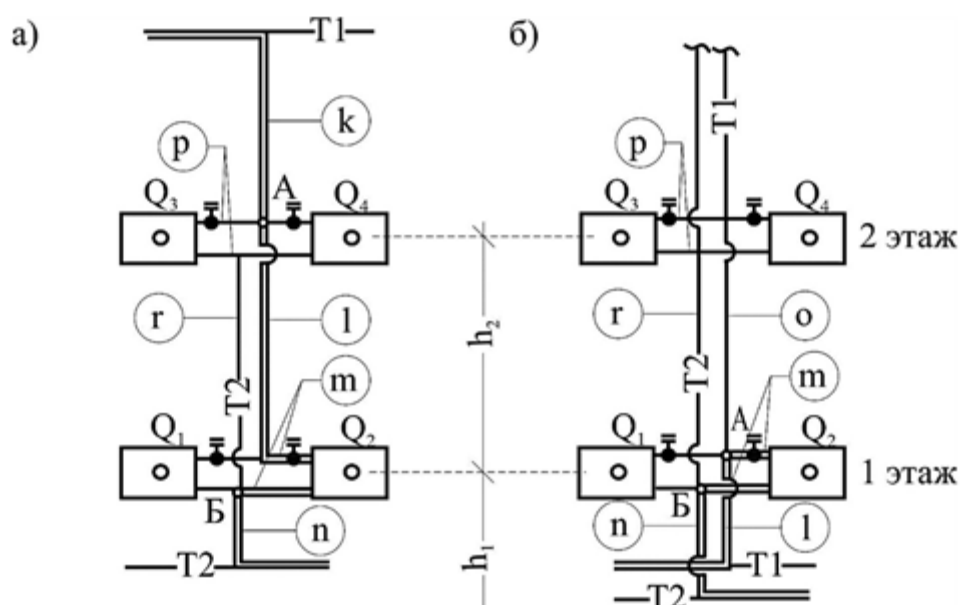


Рис. 4.10. Схемы двухтрубных стояков с расчетными участками в системах водяного отопления:

а) с верхней разводкой подающей магистрали; б) с нижней разводкой обеих магистралей

Вторые слагаемые учитывают дополнительное естественное циркуляционное давление. Видно, что  $\Delta p_{p.n.ii} < \Delta p_{p.v.ii}$  за счет потери давления на участке 1. С другой стороны, расчетных участков в стояках при нижней разводке больше (три участка – о, р и г между точками А и Б на рис. 4.11, б) – пусть  $Q_3 > Q_4$ ), чем при верхней (два участка – р и г между точками А и Б на рис. 4.11, а)). Следовательно, увязка располагаемого и потерянного давления в стояках системы с нижней разводкой вполне достижима и система поэтому работает более устойчиво. Этим объясняется то, что при насосной циркуляции воды в многоэтажных зданиях применяются если не однострунные, то двухтрубные системы с нижней разводкой, а двухтрубные системы с верхней подающей магистралью используются ограниченно.

### Пример № 7

Определить число секций чугунного радиатора типа М-140А, устанавливаемого на верхнем этаже у наружной стены без ниши под подоконником (на расстоянии от него 40 мм) в помещении высотой 2,7 м при  $Q_{п} = 1410$  Вт и  $t_{в} = 18$  °С, если радиатор присоединяется к однострунному проточно-регулируемому стояку D<sub>y</sub>20 (с краном типа КРТ на подводке



длиной 0,4 м) системы водяного отопления с верхней разводкой при  $t_r = 105$  °С и расходе воды в стояке  $G_{ст} = 300$  кг/ч. Вода в подающей магистрали охлаждается до рассматриваемого стояка на 2 °С.

### Решение:

Средняя температура воды в приборе определяется по формуле:

$$t_{ср} = t_{вх} - 0,5Q_{пр}\beta_1\beta_2 / (cG_{пр}) = (105 - 2) - 0,5 \frac{1410 \cdot 1,06 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 300} = 100,8 \text{ °С}$$

Плотность теплового потока радиатора при  $\Delta t_{ср} = 100,8 - 18 = 82,8$  °С (изменение расхода воды в радиаторе от 360 до 300 кг/ч практически не влияет на  $q_{пр}$ ) по формуле:

$$q_{пр} = q_{ном}(\Delta t_n / 70)^{1+n} = 650 \left( \frac{82,8}{70} \right)^{1+0,3} = 809 \text{ Вт/м}^2.$$

Теплоотдача вертикальных ( $l_v = 2,7 - 0,5 = 2,2$  м) и горизонтальных ( $l_r = 0,8$  м) труб  $D_y20$  по формуле:

$$Q_{тр} = q_v l_v + q_r l_r = 93 \cdot 2,2 + 115 \cdot 0,8 = 296 \text{ Вт}.$$

Расчетная площадь радиатора:

$$A_p = (Q_{п} - \beta_{тр} Q_{тр}) / q_{пр} = \frac{1410 - 0,9 \cdot 296}{809} = 1,41 \text{ м}^2.$$

Расчетное число секций радиатора М-140А при площади одной секции  $0,254 \text{ м}^2$  ( $\beta_4 = 1,05$ ,  $\beta_3 = 0,97 + \frac{0,06}{A_p} = 0,97 + \frac{0,06}{1,41} = 1,01$ ) равно:

$$N = (A_p / a_1)(\beta_4 / \beta_3) = (1,41 / 0,254)(1,05 / 1,01) = 5,8 \text{ секций}.$$

Принимаем к установке 6 секций.

### Пример № 8

Определить требуемое число секций радиатора МС-140-М2, устанавливаемого без экрана под подоконником окна размером  $1,5 \times 1,5$  м, если известно: система отопления двухтрубная, вертикальная, прокладка труб открытая, условные диаметры вертикальных труб (стояков) в пределах

помещения 20 мм, горизонтальных (подводки к радиатору) 15 мм, расчетное теплотребление  $Q_{\text{пом}}$  помещения № 01 составляет 1000 Вт, расчетная температура воды подающей  $t_r$  и обратной  $t_o$  равна 95 и 70 °С, температура воздуха в помещении  $t_b$  – 20 °С, присоединение прибора по схеме «сверху - вниз», длина труб вертикальных  $l_v$  и горизонтальных  $l_g$  труб соответственно 6 и 3 м. Номинальный тепловой поток одной секции  $q_{\text{ном}}$  составляет 160 Вт.

**Решение:**

1. Находим расход воды  $G_{\text{пр}}$ , проходящей через радиатор:

$$G_{\text{пр}} = 0,86 Q_{\text{пом}} / (t_r - t_o) = 0,86 \cdot 1000 / (95 - 70) = 34,4 \text{ кг/ч.}$$

Показатели  $n$  и  $p$  равны соответственно 0,3 и 0,02,  $\beta = 1,02$ ,  $\beta_1 = 1$  и  $b = 1$ .

2. Находим разность температур  $\Delta t_{\text{ср}}$ :

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5 (t_r + t_o) - t_b = 0,5(95 + 70) - 20 = 62,5 \text{ °С.}$$

3. Находим теплоотдачу труб  $Q_{\text{тр}}$ , пользуясь таблицами теплоотдачи открыто проложенных вертикальных и горизонтальных труб:

$$Q_{\text{тр}} = q_v l_v + q_g l_g = 81 \cdot 3 + 47 \cdot 3 + 84 \cdot 1,5 + 50 \cdot 1,5 = 585 \text{ Вт.}$$

4. Определяем число секций  $N_{\text{пр}}$ :

$$N_{\text{пр}} = (1000 - 0,9 \cdot 585) 1,02 / [160 (62,5/70)^{1+0,3} (34,4/360)^{0,02}] = 3,7 \text{ секции.}$$

Следует принять к установке 4 секции. Однако длина радиатора, равная 0,38 м, меньше половины размера окна. Поэтому правильнее установить конвектор, например, «Сантехпром АВТО». Показатели  $n$  и  $p$  для конвектора принимаем равными соответственно 0,3 и 0,18.

Расчетную теплоотдачу конвектора  $Q_{\text{оп}}^p$  находим по формуле:

$$Q_{\text{оп}}^p = [(1000 - 0,9 \cdot 585) 1,02 / ((62,5/70)^{1+0,3} (34,4/360)^{0,18})] = 854 \text{ Вт.}$$

Принимаем конвектор «Сантехпром АВТО» типа КСК20-0,918кА с номинальным тепловым потоком  $Q_{\text{ном}} = 918 \text{ Вт}$ . Длина кожуха конвектора равна 0,818 м.

Результаты подбора отопительных приборов, в зависимости от типа прибора, заносят в форму табл. 4.11, 4.12.

*Таблица 4.11.*

**Результаты теплового расчета секционных разборных радиаторов**

| №<br>пом. | $Q_{\text{пом}}$<br>Вт | $G_{\text{пр}}$<br>кг/ч | Температура, °C               |                           | $\Delta t_{\text{ср}}$<br>°C | Тепло-<br>отдача<br>труб,<br>Вт | $Q^{\text{р}}_{\text{оп}}$<br>Вт | $q_{\text{ном}}$<br>Вт/секц | $K^{\text{отн}}_{\text{оп}}$ | $q^{\text{р}}_{\text{секц}}$<br>Вт/секц | Число секций<br>прибора |               |
|-----------|------------------------|-------------------------|-------------------------------|---------------------------|------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------------------|-------------------------|---------------|
|           |                        |                         | средняя<br>теплоно-<br>сителя | воздуха<br>в<br>помещении |                              |                                 |                                  |                             |                              |                                         | расчет-<br>ное          | приня-<br>тое |
| 1         | 2                      | 3                       | 4                             | 5                         | 6                            | 7                               | 8                                | 9                           | 10                           | 11                                      | 12                      | 13            |
| 01        | 1000                   | 34,4                    | 82,5                          | 20                        | 62,5                         | 526                             | 483                              | 160                         | 0,82                         | 131                                     | 3,7                     | 4             |

Таблица 4.12

### Результаты теплового расчета неразборных радиаторов, конвекторов

| №<br>пом. | $Q_{\text{пом}}$<br>Вт | $G_{\text{пр}}$<br>кг/ч | Температура, °C               |                             | $\Delta t_{\text{ср}}$<br>°C | Теплоотдача<br>труб, Вт | $K^{\text{отн}}_{\text{оп}}$ | $Q^{\text{р}}_{\text{оп}}$<br>Вт | $Q_{\text{ном}}$<br>Вт | Марка<br>отопительного<br>прибора       |
|-----------|------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------|-----------------------------------------|
|           |                        |                         | средняя<br>теплоно-<br>сителя | воздуха<br>в поме-<br>щении |                              |                         |                              |                                  |                        |                                         |
| 1         | 2                      | 3                       | 4                             | 5                           | 6                            | 7                       | 8                            | 9                                | 10                     | 11                                      |
| 01        | 1000                   | 34,4                    | 82,5                          | 20                          | 62,5                         | 526                     | 0,565                        | 856                              | 918                    | «Сантехпром АВТО»<br>типа КСК20-0,918кА |

### Пример № 9

Определить требуемое число секций радиатора МС-140-М2, устанавливаемого под подоконниками без экрана двух окон размером 1,5 х 1,5 м с простенком, если известно: система отопления двухтрубная, вертикальная, прокладка труб открытая, условные диаметры вертикальных труб в пределах помещения 20 мм, горизонтальных (подводки до и после радиатора) 15 мм, расчетное теплотребление помещения  $Q_{\text{пом}}$  составляет 3000 Вт, расчетная температура воды подающей  $t_{\text{г}}$  и обратной  $t_{\text{о}}$  равна, соответственно, 95 и 70 °C, температура воздуха в помещении  $t_{\text{в}}$  - 20°C, присоединение прибора по схеме «сверху - вниз», длина труб вертикальных  $l_{\text{в}}$  и горизонтальных  $l_{\text{г}}$  труб соответственно 6 и 4 м.

Номинальный тепловой поток одной секции  $q_{\text{ном1}}$  составляет 0,16 кВт (160 Вт).

### Решение:

1. Находим расход воды  $G_{\text{пр}}$ , проходящей через два радиатора:

$G_{\text{пр}} = 0,86 Q_{\text{пом}} / (t_{\text{г}} - t_{\text{o}}) = 0,86 \cdot 3000 / (95 - 70) = 103,2 \text{ кг/ч}$  (через один радиатор - 51,6 кг/ч).

Показатели  $n$  и  $p$  равны соответственно 0,3 и 0,02,  $\beta = 1,02$ ,  $\beta_1 = 1$  и  $b = 1$ .

2. Находим разность температуры  $\Delta t_{\text{ср}}$ :

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5 (t_{\text{г}} + t_{\text{o}}) - t_{\text{в}} = 0,5(95 + 70) - 20 = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Находим теплоотдачу труб  $Q_{\text{тр}}$ , пользуясь таблицами теплоотдачи открыто проложенных вертикальных и горизонтальных труб:

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{в}} l_{\text{в}} + q_{\text{г}} l_{\text{г}} = 81 \cdot 3 + 47 \cdot 3 + 84 \cdot 2 + 50 \cdot 2 = 652 \text{ Вт}.$$

4. Определяем общее число секций  $N_{\text{пр}}$ :

$$N_{\text{пр}} = (3000 - 0,9 \cdot 652) 1,02 / [160 (62,5/70)^{1+0,3} (51,6/360)^{0,02}] = 18,5 \text{ секций}.$$

Принимается к установке два радиатора по 9 и 10 секций.

### Пример № 10

Определить тип конвектора при расчетной температуре воды подающей  $t_{\text{п}}$  и обратной  $t_{\text{o}}$ , равной 85 и 60  $^\circ\text{C}$ , и расчетном теплopotреблении помещения  $Q_{\text{пом}}$ , равном 2000 Вт. Остальные исходные данные приведены в примере 9.  $n = 0,3$ ;  $p = 0,18$ .

В этом случае:

-  $\Delta t_{\text{ср}} = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

- теплоотдача труб  $Q_{\text{тр}} = 66 \cdot 3 + 36 \cdot 3 + 70 \cdot 2 + 38 \cdot 2 = 522 \text{ Вт}$ ;

-  $G_{\text{оп}} = 0,86 Q_{\text{пом}} / (t_{\text{п}} - t_{\text{o}}) = 0,86 \cdot 2000 / (85 - 60) = 68,8 \text{ кг/ч}$ .

Тогда  $Q_{\text{оп}}^p = (2000 - 0,9 \times 522) \times 1,02 / (52,5/70)^{1+0,3} \times (68,8/360)^{0,18}] = 3000 \text{ Вт}$ .

Можно принять к установке один настенный конвектор «Сантехпром Супер Авто» с номинальным тепловым потоком 3070 Вт. Конвектор КСК 20-3070к средней глубины, как пример, с угловым стальным корпусом клапана КТК-У1 и с замыкающим участком. Длина кожуха конвектора 1273 мм, общая высота – 419 мм.

Можно установить и конвектор КС20- 3030 ООО «НББК» с номинальным тепловым потоком 3030 Вт и длиной кожуха 1327 мм.

### Список литературы:

1. Махов Л.М. Отопление. Учебник для вузов: - М.: Изд. АСВ, 2014.
2. СНиП 2.04.05-91\*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ГУП ЦПП, 1998.
3. СП 60.13330.2012 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование». – Минрегион России, 2012.
4. СП 7.13130.2013 Отопление, вентиляция и кондиционирование. Требования пожарной безопасности. – М., 2013.
5. Сканава А.Н., Махов Л.М. Отопление: учебник для вузов. – М.: АСВ, 2006.
6. Крупнов Б.А., Крупнов Д.Б.. Отопительные приборы, производимые в России и ближнем зарубежье: научно-популярное издание. – М.: АСВ, 2015.
7. Внутренние санитарно-технические устройства: справочник проектировщика. В 3 ч. Ч.1. Отопление / В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др.: Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990.
8. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление: учебник для вузов. –М.: Стройиздат, 1991.
9. Сканава А.Н. Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. - Изд. 2-е. – М.: Стройиздат, 1983.
10. СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов/ Минстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 1997.
11. ГОСТ 27590-2005. Подогреватели кожухотрубные водоводяных систем теплоснабжения. – М., 2005.
12. Хрусталева Б.М., Кувшинов Ю.Я., Копко В.М. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование. – М.: АСВ, 2005.

13. Крупнов Б.А., Шарафудинов Н.С., Крупнов Д.Б. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Москва-Вена, 2006.
14. Монтаж внутренних санитарно-технических устройств / Ю.Б. Александрович и др.; под ред. И.Г. Староверова; изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1984.
15. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В.И. Манюк, Я.Н. Каплинский, Э.Б. Хиж и др.; изд 3 -е. – М.: Стройиздат, 1988.
16. ГОСТ 21.602 - 2003. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования. – М., 1995.
17. ГОСТ 21.205 - 93. Условные обозначения элементов санитарно-гигиенических систем. – М., 1993.
18. ГОСТ 21.206 - 93. Условные обозначения трубопроводов. – М., 1993.
19. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок/ утв. Приказом Минэнерго России от 24.03.03. за №115.
20. Покотиллов В.В. Пособие по расчету систем отопления. – Минск, 2006.
21. Пырков В.В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика. – К.: П ДП «Такі справи», 2005.
22. СП 61.1330.2012 «СНиП 41-03-2003 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов». – Минрегион России, 2012.

## **Часть 5. Конструирование индивидуального теплового пункта здания**

### **5.1. Реконструкция и выбор основного оборудования узла смешения**

Решения по индивидуальному тепловому пункту (ИТП), проектируемому в соответствии с требованиями СП 41-101-95, зависят от принятой в проекте схемы присоединения системы отопления к тепловой сети и размещения в помещении пункта основного отопительного оборудования. Расчетные параметры воды на вводе в здание (температура и разность давления) принимаются по заданию.

#### **5.1.1. Зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети без смешения**

В этом случае циркуляция воды в системе отопления осуществляется за счет разности давления на вводе в здание, принимаемой в соответствии с заданием к курсовому проекту. Располагаемое циркуляционное давление (расчетная разность давлений в распределительном и сборном коллекторах)  $\Delta P_p$ , Па, для гидравлического расчета системы отопления определяют по формуле:

$$\Delta P_p = (P_1 - P_2) - \Delta P_{\text{тп}} - \Delta P_{\text{рр}}, \quad (5.1)$$

где  $P_1$ ,  $P_2$  - давления соответственно в подающей и обратной трубе тепловой сети на вводе в здание, Па;

$\Delta P_{\text{тп}}$  - потери давления в пределах ИТП (в трубах, арматуре и оборудовании), Па;

$\Delta P_{\text{рр}}$  - потери давления в регуляторе расхода ( $\sim 50000$  Па).

Примерная схема ИТП представлена на рис.5.1. ИТП оснащается распределительным и сборным коллекторами тепловой сети (соответственно РКТС и СКТС), грязевиками  $G_r$ , фильтрами  $\Phi$ , необходимой запорно-регулирующей арматурой, контрольно-измерительными приборами (термометры  $T$ , манометры  $P$ ). На коллекторах РКТС и СКТС следует

предусмотреть ответвления для других теплопотребителей здания (системы вентиляции (В), кондиционирования воздуха (КВ) и горячего водоснабжения (ГВ)).

Необходимость установки регулятора расхода (РР) и его расчетная настройка  $\Delta P_{pp}$  определяются по результатам гидравлического расчета системы отопления (СО).

Грязевики подбираются по диаметру подводящих труб. Скорость движения воды в поперечном сечении грязевика не должна превышать 0,05 м/с.

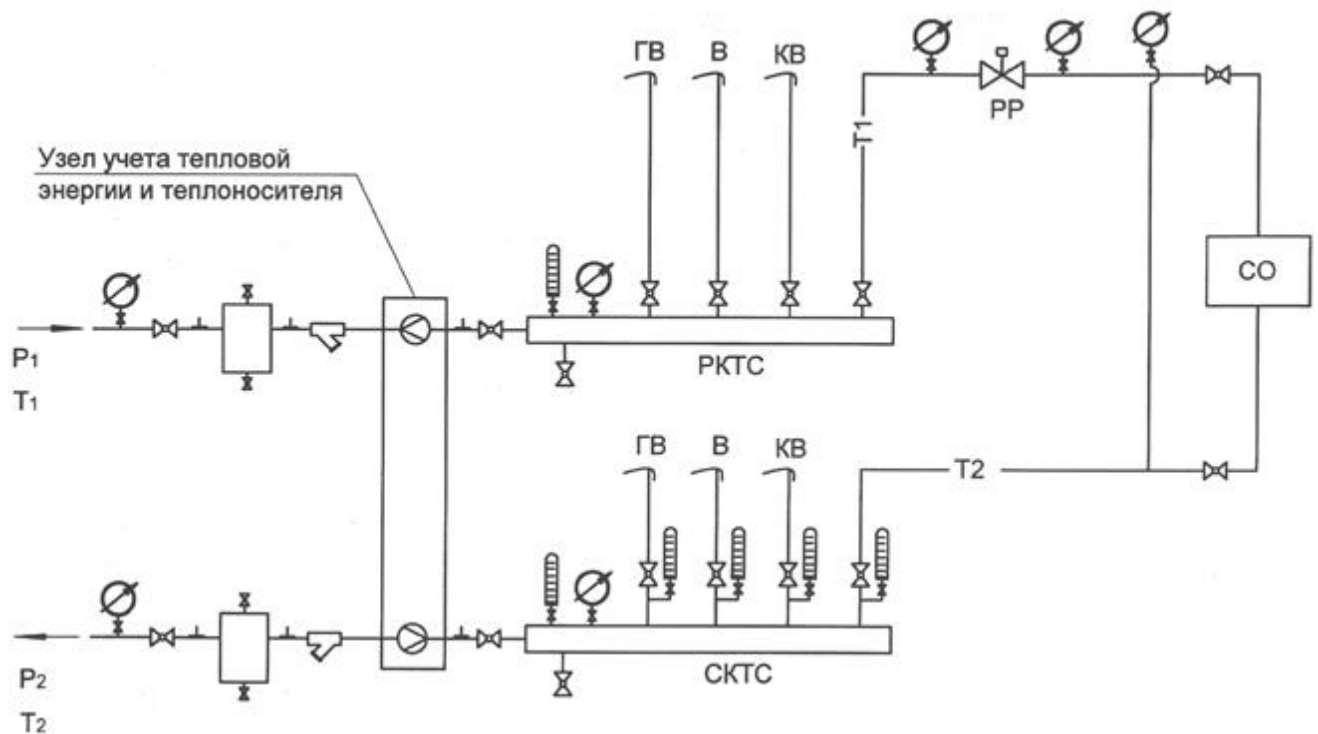


Рис. 5.1. Схема индивидуального теплового пункта при зависимом присоединении системы к тепловой сети без смешения



### 5.1.2. Зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети с использованием смесительного насоса

Примерная схема ИТП представлена на рис. 5.2 Выбор основного оборудования и расчет параметров системы ведется аналогично п. 5.1.1.

Для подбора смесительного насоса (СН) необходимо определить массовый расход воды, поступающей в систему отопления из тепловой сети  $G_{ТС}$ , кг/ч:

$$G_{ТС} = 3,6 Q_{co} / [c (T_1 - T_2)], \quad (5.2)$$

где  $T_1$ ,  $T_2$  - расчетная температура соответственно подающей и обратной воды в тепловой сети на вводе в здание, °С (по заданию к курсовому проекту).

Объемный расход воды в смесительной перемычке схемы  $L_H$ , м<sup>3</sup>/ч, определяется по формуле:

$$L_H = (G_{co} - G_{ТС}) / \rho_0, \quad (5.3)$$

где  $\rho_0$  - плотность воды, кг/м<sup>3</sup>, соответствующая температуре  $t_0$ .

Требуемое давление смесительного насоса  $P_{см}$ , Па, определяется разностью давления в точках присоединения смесительной перемычки «а» и «б» теплового пункта (см. рис. 5.2):

$$\Delta P_{см} = P_a - P_b, \quad (5.4)$$

где  $P_a = P_1 - \Delta P_{тп,1}$ , Па;  $P_b = P_2 + \Delta P_{тп,2}$ , Па;

$\Delta P_{тп,1}$ ,  $\Delta P_{тп,2}$  - потери давления в трубах теплового пункта от точек присоединения системы отопления к тепловой сети (на вводе в здание) до точек присоединения смесительной перемычки к соответственно подающей и обратной магистрали теплового пункта, Па.

Потери давления в регуляторе температуры (РТ) можно принять ~ 50000 Па.

Рекомендации по выбору насоса будут рассмотрены в п. 5.1.4.

The diagram illustrates a two-loop heating system. On the left, two parallel loops are shown. The top loop has inlet pressure  $P_1$  and temperature  $T_1$ , and the bottom loop has  $P_2$  and  $T_2$ . Each loop contains a pump, a control valve, and a heat exchanger. A central vertical rectangle represents the 'Узел учета тепловой энергии и теплоносителя' (Energy and heat carrier accounting node). The top loop's heat exchanger is labeled PKTC and the bottom loop's is CKTC. Both heat exchangers have three outlet branches labeled ГВ (Heating), В (Water), and КВ (Cooling). The top loop's outlet is at temperature  $T_1$  and the bottom loop's is at  $T_{21}$ . These connect to a common manifold. The manifold has a pressure sensor PT and a valve labeled 'а'. The manifold also branches into two vertical paths: one with a pump (CH) and a valve (OK), and another with a pump (CO) and a valve labeled 'б'. The return lines from these pumps are labeled  $T_{11}$  and  $T_{21}$  respectively, and they rejoin the manifold.

### 5.1.3. Зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети со смешением с помощью водоструйного элеватора

$$\Delta P_{\text{ЭЛ}} = \Delta P_{\text{ББ}} / [1,4 (1+U)^2], \quad (5.5)$$

U- коэффициент смещения, определяемый по формуле:

$$U = (T_1 - t_r) / (t_r - t_0) = (G_{co} - G_{TC}) / G_{TC}, \quad (5.6)$$

Тип и номер элеватора выбирают по диаметру горловины (камеры смешения)  $d_r$ , мм, в зависимости от расчетного расхода воды  $G_{co}$ , т/ч, и расчетных потерь давления  $\Delta P_{co}$ , кПа, в системе отопления, определяемому по формуле:

$$d_r = 1,55 G_{co}^{0,5} / \Delta P_{co}^{0,25}. \quad (5.7)$$

Диаметр отверстия сопла находят по формуле [4]:

$$d_c = d_r / (1 + U). \quad (5.8)$$

Рекомендуется принимать стандартный элеватор с меньшим диаметром горловины, т.к. завышенный диаметр горловины снижает КПД элеватора.

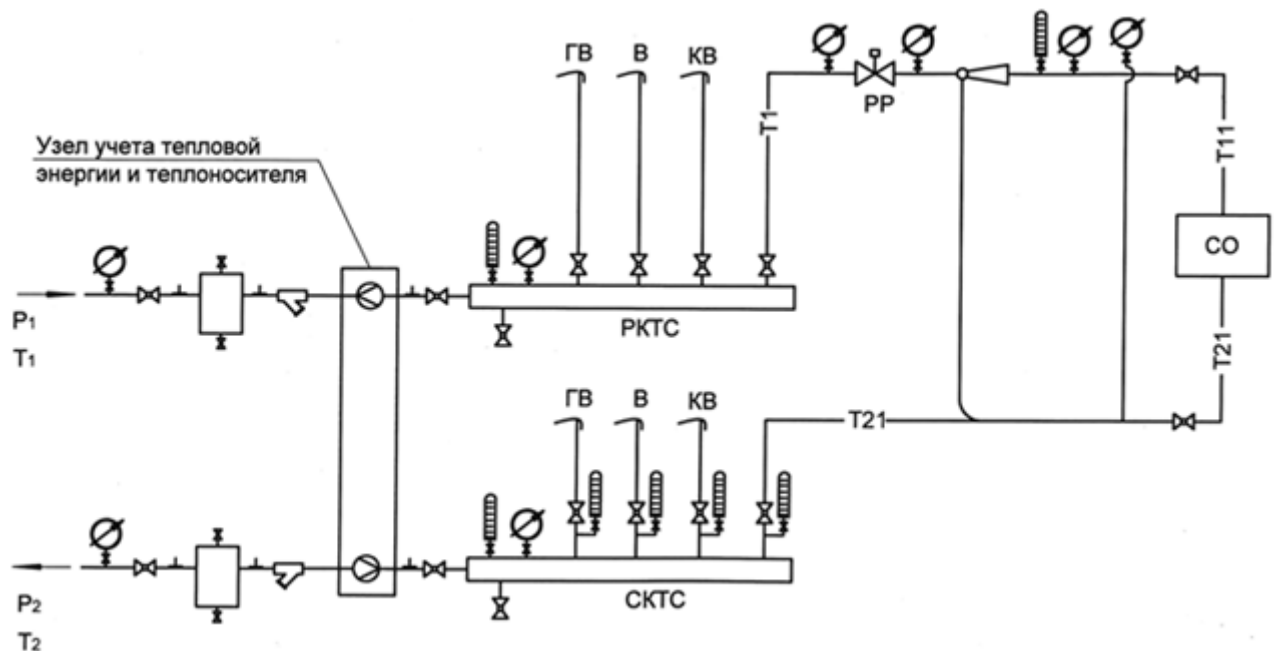


Рис. 5.3. Схема индивидуального теплового пункта при зависимом присоединении системы отопления к тепловой сети со смешением с помощью элеватора

#### 5.1.4. Независимое присоединение системы отопления к тепловой сети

В курсовом и дипломном проектах присоединение систем отопления предусматривается, как правило, по независимой схеме. В помещении ИТП размещают необходимое оборудование: распределительный (РКТС) и сборный (СКТС) коллекторы теплосети, водоводяной подогреватель системы отопления (ВВП), группы насосов циркуляционных (ЦН) и подпиточных (ПН), распределительный (РКСО) и сборный (СКСО) коллекторы системы отопления.

В курсовом проекте рекомендуется устанавливать секционный водоводяной скоростной подогреватель в соответствии с СП 41-101-95 по ГОСТ 27590-2005. Схему движения воды в водоподогревателе выбирают при условии, что греющая вода теплосети пропускается по трубному пучку, а нагреваемая вода системы отопления – по межтрубному пространству. Длины секции водоподогревателя (2 или 4 м) следует выбирать из возможностей его размещения в помещении теплового пункта. В курсовом проекте предусматривается открытый расширительный бак, устанавливаемый над верхней точкой системы отопления. Закрытый бак устанавливают обычно в помещении теплового пункта.

Выбор водоподогревателя делается по предварительной величине его площади поверхности нагрева  $F^1$ ,  $m^2$ , и площади сечения пучка труб (трубное пространство)  $f_{тр}^1$ ,  $m^2$ , определяемых по формуле:

$$F' = Q_c / (K_{то} \Delta t_{то}), \quad (5.9)$$

$$f_{тр}^1 = G_{тс} / (3600 \rho w_{тр}), \quad (5.10)$$

где  $K_{то}$  - ориентировочный коэффициент теплопередачи водоподогревателя, принимаемый равным  $\approx 1250 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\Delta t_{то}$  - средняя разность температур между греющей и нагреваемой воды в водоподогревателе,  $^\circ\text{C}$ :

$$\Delta t_{то} = [(T_1 - t_r) - (T_2 - t_o)] / 2,3 \lg [(T_1 - t_r) / (T_2 - t_o)] \quad (5.11)$$

$t_o)]$ ,

$W_{тр}$  - скорость греющей воды в латунных трубах, принимаемая равной  $\approx 1$  м/с.

По величине  $F^1$  и  $f_{тр}^1$  определяются основные конструктивные характеристики выбранного водоподогревателя: наружный  $D_n$  и внутренний  $D_b$  диаметр корпуса, длина и поверхность нагрева  $f_{сек}$  одной секции, число трубок  $n$ , площадь сечения трубок  $f_{тр}$  и межтрубного пространства  $f_{мтр}$ , внутренний  $d_b$  и наружный  $d_n$  диаметр трубок (соответственно 0,014 и 0,016 м).

Далее уточняется расчетный коэффициент теплопередачи выбранного водоподогревателя  $K_{р_{то}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C):

$$\begin{aligned} K_{р_{то}} &= \psi \beta / ((1/\alpha_1) + (1/\alpha_2) + (\delta_{тр}/\lambda_{тр})) = \\ &= \psi \beta \alpha_1 \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2), \end{aligned} \quad (5.12)$$

где  $\psi$  - коэффициент эффективности теплообмена: для гладкотрубных водоподогревателей с опорами в виде полок  $\psi=0,95$ , для гладкотрубных с блоком опорных перегородок  $\psi=1,2$  и для профилированных и с блоком опорных перегородок  $\psi=1,65$ ;

$\beta$  - коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение на поверхности трубок в зависимости от химического состава воды и принимаемый равным 0,8 - 0,95;

$\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты теплообмена на соответственно внутренней и наружной поверхности трубок теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);

$\delta_{тр}, \lambda_{тр}$  - толщина, мм, и коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°C), трубки:  
 $\delta_{тр} = 0,001$  м,  $\lambda_{тр} = 105$  Вт/(м·°C).

Формула для определения коэффициентов теплообмена имеет общий вид:

$$\alpha = 1,16 (1210 + 18 t_{cp} - 0,038 t_{cp}^2) w^{0,8} / d^{0,2}, \quad (5.13)$$

где  $t_{cp}$  - средняя температура теплоносителя, °C;

$w$  - скорость воды, м/с, рекомендуемой принимать в пределах 1 м/с;

$d$  - диаметр трубок внутренний ( $d_B$ ) или эквивалентный диаметр межтрубного пространства ( $d_{экв}$ ), м.

Указанные расчетные параметры определяются по следующим формулам:

для трубного пространства: (при теплообмене от греющей воды к стенке трубки):

$$t_{cp} = 0,5(T_1 + T_2), \quad (5.14)$$

$$w_{тр} = G_{тс} / (3600 \rho f_{тр}), \quad (5.15)$$

$$d = d_B;$$

для межтрубного пространства: (при теплообмене от стенки трубки к нагреваемой воде):

$$t_{cp} = 0,5 (t_r + t_o), \quad (5.16)$$

$$w_{мтр} = G_o / (3600 \rho f_{мтр}), \quad (5.17)$$

$$d = d_{экв} = (D_B^2 - n d_H^2) / (D_B + n d_H). \quad (5.18)$$

В формулах (5.13) и (5.15) плотность воды  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, принимается соответствующей температуре  $t_{cp}$ .

Тогда расчетная теплоотдающая способность выбранного водоподогревателя  $Q_{вп}$ , Вт, составит:

$$Q_{вп} = K_{то}^p n f_{сек} \Delta t_{то}. \quad (5.19)$$

Требуемый запас величины  $Q_{вп}$  по отношению к величине  $Q_{со}$  должен составлять не менее 10 %, что является подтверждением правильности выбора типоразмера водоподогревателя. В противном случае необходимо выбрать другой типоразмер и повторить проверочный расчет.

Потери давления в межтрубном пространстве водоподогревателя  $\Delta P_{\text{м.тр}}$ , кПа, составляют:

$$\Delta P_{\text{м.тр}} = B w_{\text{м.тр}}^2 \rho, \quad (5.20)$$

где  $B$  - коэффициент, принимаемый в зависимости от типоразмера и длины принятого водоподогревателя по табл. 5.1.

Таблица 5.1.

### Значение коэффициента $B$

| Наружный диаметр корпуса секции $D_n$ , мм | Значение коэффициента $B$ при длине секции, м |    |
|--------------------------------------------|-----------------------------------------------|----|
|                                            | 2                                             | 4  |
| 57                                         | 25                                            | 30 |
| 76                                         | 25                                            | 30 |
| 89                                         | 25                                            | 30 |
| 114                                        | 18                                            | 25 |
| 168                                        | 11                                            | 25 |
| 219                                        | 11                                            | 24 |
| 273                                        | 11                                            | 20 |
| 325                                        | 11                                            | 20 |

Потери давления  $\Delta P$ , кПа, в гладких трубках водоподогревателей определяют по формулам:

а) при длине секции 4 м:

$$\Delta P_n = \varphi 7,5 \left( \frac{g_h}{f_{\text{тр}} \rho} \right)^2 N; \quad (5.21)$$

б) при длине секции 2 м:

$$\Delta P_n = \varphi 5 \left( \frac{g_h}{f_{\text{тр}} \rho} \right)^2 N \quad (5.22)$$

где  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий накипеобразование; принимается по опытным данным, а при их отсутствии - равным 2 ... 3;

$g_h$  – расход воды в секунду, кг/с.

Для нагреваемой воды, проходящей в профилированных трубах, в формулах (5.21) и (5.22) вводится повышающий коэффициент 3.

Принципиальная схема ИТП при независимом присоединении системы отопления к тепловой сети представлена на рис. 5.4. В соответствии с ней, а также с учетом размещения основного оборудования и реальных размеров конструируется и вычерчивается в аксонометрической проекции (М 1:20) действительная схема ИТП.

При этом необходимо предусмотреть:

- запорно-регулирующую арматуру на всех ответвлениях и в местах установки основного оборудования;
- точки спуска воды и удаления воздуха, оснащенные необходимой арматурой;
- подключение к схеме труб от расширительного бака РБ;
- узел подпитки системы отопления водой из тепловой сети;
- контрольно-измерительные приборы, включая узел коммерческого учета теплopotребления.

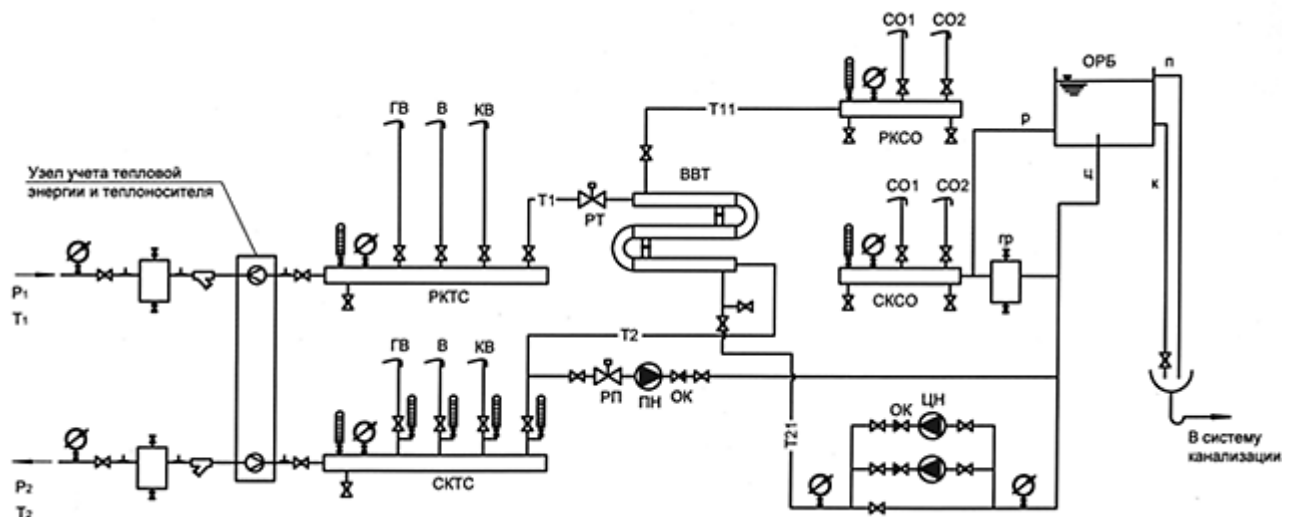


Рис. 5.4. Схема индивидуального теплового пункта при независимом присоединении системы отопления к тепловой сети



Распределительные и сборные коллекторы проектируются с учетом других возможных теплопотребителей здания. Выбор грязевика – см. п. 5.1.1. В насосной группе устанавливается два циркуляционных насоса – основной и резервный. Каждый из них выбирается по расчетному расходу воды в системе отопления. После каждого из насосов устанавливается обратный клапан (ОК) (см. рис. 5.4).

Гидравлический расчет для участков тепловодов в пределах теплового пункта проводят от сборного коллектора СКСО через грязевик, один из насосов, теплообменник до распределительного коллектора РКСО. В точках присоединения труб к коллекторам и водоподогревателям учитывают потери давления при внезапном сужении или расширении потоков воды. Диаметры труб выбираются в зависимости от их общей тепловой нагрузки при скорости движения воды не более 1 – 1,5 м/с.

Для обеспечения циркуляции воды в системе отопления применяются бесшумные насосы, закрепляемые непосредственно на трубах без фундамента. К ним относятся отечественные насосы типа ЦВЦ фирмы ПОМПА (г. Щелково Московской обл.) или импортные, например, фирмы GRUNDFOS, DAB, WILO и др. Выбор марки циркуляционного насоса осуществляется по характеристике насоса. При этом, по величине объемного расхода насоса  $L_{\text{цн}}$ , м<sup>3</sup>/ч, соответствующей расчетному массовому расходу воды в системе отопления  $G_{\text{со}}$ , и температуре теплоносителя  $t_r$  и  $t_o$  в магистрали, на которой установлен циркуляционный насос (установка импортного насоса допускается на подающей магистрали), определяется его расчетное давление  $P_{\text{цн}}$ , Па. Марка насоса выбирается из условия обеспечения в его рабочей точке максимально возможного КПД ( $\eta_{\text{цн}}$ ). Определяется установочная мощность электродвигателя насоса  $N_э$ , Вт:

$$N_э = k L_{\text{цн}} P_{\text{цн}} / (3600 \eta_{\text{цн}}), \quad (5.23)$$

где  $k$  – коэффициент запаса мощности, принимаемый 1,1.

Располагаемое давление  $\Delta P_{co}$ , Па, для последующего гидравлического расчета системы отопления при независимой схеме ее присоединения к тепловой сети определяется по формуле:

$$\Delta P_{co} = P_{цн} - \Delta P_{мтр} - \Delta P_{тп}, \quad (5.24)$$

где  $\Delta P_{тп}$  - потери давления в трубах теплового пункта, Па.

Марку циркуляционного насоса необходимо выбрать (по согласованию с руководителем проекта) таким образом, чтобы величина  $\Delta P_{co}$  в зависимости от мощности и конструкции системы отопления составила 10...20 кПа.

В том случае, когда гидравлический расчет производится методом, при котором диаметр труб системы отопления принимается по допустимой скорости теплоносителя, марку циркуляционного насоса выбирают после определения расчетных потерь давления в системе отопления –  $\Delta P_{co}$ , Па. Расчетное давление насоса  $P_{цн}$ , Па, при этом определяется по формуле:

$$P_{цн} = \Delta P_{co} + \Delta P_{мтр} + \Delta P_{тп} - \Delta P_e, \quad (5.25)$$

где  $\Delta P_e$  – естественное циркуляционное давление, возникающее в системе отопления, Па.

Подпитка системы отопления осуществляется водой из обратной магистрали тепловой сети. При конструировании узла подпитки следует убедиться, что давление  $P_2$ , Па, обеспечит заполнение системы, т.е. будет выше минимально допустимого значения  $P_{мин}$ , Па. В противном случае, помимо регулятора подпитки (РП) узел оснащается подпиточным насосом (ПН). Насос выбирают с относительно малой подачей и давлением  $P_{пн}$ , Па, равным:

$$P_{пн} = P_{мин} - P_2 = (9,81 \rho H + \Delta P_{зап}) - P_2, \quad (5.26)$$

где  $\rho$  – плотность воды, соответствующая температуре  $T_2$ , кг/м<sup>3</sup>;

$H$  – высота системы отопления, м, от уровня установки подпиточного насоса (в системе с открытым расширительным баком до его контрольного уровня – 0,3 м от дна бака);

$P_{\text{зап}}$  – запас давления, принимаемый равным 10000 Па (только в системе отопления с закрытым расширительным баком).

## **5.2. Составление спецификации оборудования и материалов**

В курсовом проекте при реконструкции ИТП применяется зависимая со смешением схема присоединения системы отопления к тепловой сети. Для смешения применяется смесительный насос, а для регулирования температуры теплоносителя – регулятор системы отопления.

Принципиальная схема теплового узла представлена на рисунке 5.5.

Данный тепловой узел работает по следующему принципу. Перегретый теплоноситель из тепловой сети поступает по подающей магистрали в тепловой узел. Для изменения температуры теплоносителя, до необходимой для системы отопления поступающая вода охлаждается, за счет подмешивания смесительным насосом 4 охлажденной воды, возвратившейся из системы отопления. Смесительные насосы 4 работают попеременно согласно заданной программе системой автоматизации. Далее теплоноситель с нужной температурой поступает в систему отопления, для транспортировки и передачи тепловой энергии. После прохождения системы отопления, теплоноситель охлаждается, и часть его возвращается в систему через смесительную линию, а часть направляется в обратную магистраль тепловой сети.

В ходе расчета ИТП определяется диаметр теплопроводов тепловой сети, условный диаметр запорной арматуры, расходомера узла учета тепловой энергии, автоматического регулятора перепада давления, регулятора системы отопления и выбирается смесительный насос.

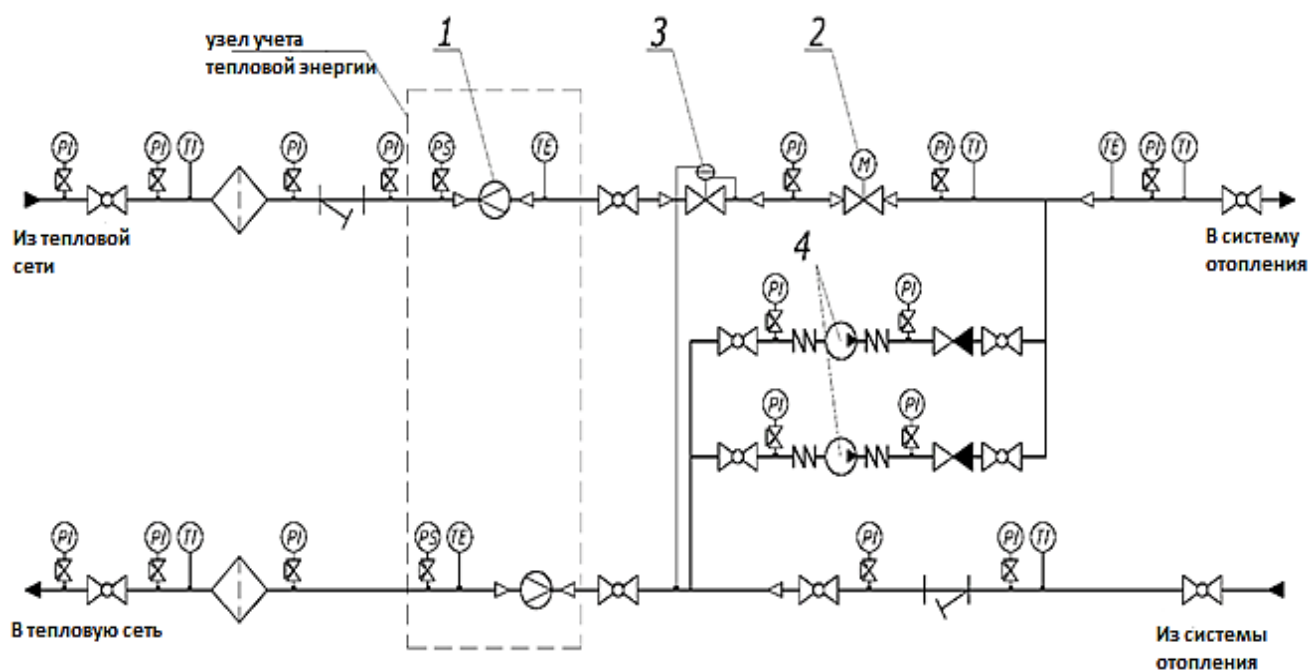


Рис. 5.5. Принципиальная схема теплового узла при подключении системы отопления по зависимой схеме со смешением: 1 – расходомер; 2 – регулирующий клапан отопления; 3 – регулятор перепада давления; 4 – смесительный насос

Для учета тепловой энергии, потребляемой системой отопления и взаимного расчета между теплоснабжающей организацией и собственником (собственниками) здания устанавливают узел учета тепловой энергии, в состав которого входят расходомер 1, датчик температуры, датчик давления и тепловычислитель. Расходомер измеряет количество теплоносителя, подающегося в систему, и уходящего из нее.

Для исключения влияния гидравлического режима тепловой сети (скачки располагаемого давления, установление не проектного давления в магистрях) на гидравлику системы отопления устанавливают автоматический регулятор перепада давления 3.

Для организации регулирования подачи тепловой энергии в зависимости от температуры наружного воздуха и индивидуального теплового режима здания устанавливают регулирующий клапан отопления 2.

Автоматический регулятор перепада давления 3 и регулирующий клапан отопления 2 также используются для снижения давления теплоносителя, подаваемого в систему отопления, для исключения аварийной ситуации.

Также в ИТП устанавливается запорная арматура (задвижки, шаровые краны) для перекрытия потока при проведении регламентных/ремонтных работ, фильтры и грязевики для очистки воды, термометры и манометры для контроля температуры и давления теплоносителя, а также вибровставки для исключения передачи вибрации насосов теплопроводам. Обратные клапаны на смесительной линии обеспечивают движение теплоносителя в нужном направлении, при переменной работе насосов.

В ходе расчета ИТП определяется диаметр теплопроводов тепловой сети, условный диаметр запорной арматуры, расходомера узла учета тепловой энергии, автоматического регулятора перепада давления, регулятора системы отопления и выбирается смесительный насос.

Диаметр теплопроводов из тепловой сети выбирается из условия, что скорость теплоносителя в трубах должна находиться в пределах 0,5...1 м/с, но не менее Ду 32. Внутренний диаметр труб  $d_{\text{вн}}$ , мм, должен быть не менее:

$$d_{\text{вн}} \geq 1000 \sqrt{\frac{4G_{\text{тс}}}{3600 \rho v_{\text{оп}} \pi}}, \quad (5.27)$$

где  $G_{\text{тс}}$  – расход теплоносителя из тепловой сети, кг/ч, определяемый по формуле (5.2):

Диаметр труб выбирается из каталога стальных бесшовных цельнотянутых труб по ГОСТ 8732-78 «Трубы стальные бесшовные горячедеформированные» из таблицы 5.2.

Таблица 5.2

**Стальные бесшовные цельнотянутые трубы по ГОСТ 8732-78**

| Обозначение | $d_{\text{вн}}$ , мм | Обозначение | $d_{\text{вн}}$ , мм |
|-------------|----------------------|-------------|----------------------|
| 21х2,8      | 15,4                 | 45х3,0      | 39                   |

|        |      |        |    |
|--------|------|--------|----|
| 25x2,8 | 19,4 | 57x3,5 | 50 |
| 32x3,0 | 26   | 76x4,0 | 68 |
| 38x3,0 | 32   | 89x4,0 | 81 |

Расходомер узла учета тепловой энергии выбирается согласно каталогу изготовителя (таблица 5.2) по максимальному (в диапазоне погрешности до 2 %) предельному расходу теплоносителя  $G_{\text{макс}}$ , т/ч, т.е. при условии, что:

$$G_{\text{макс}} > \frac{3}{1000} G_{\text{тс}}, \quad (5.28)$$

где  $G_{\text{тс}}$  – расход теплоносителя из тепловой сети в кг/ч, определяемый по формуле (5.2).

Потеря давления в расходомере  $\Delta P_{\text{уутэ}}$ , кПа, определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{уутэ}} = S G_{\text{тс}}^2, \quad (5.29)$$

где  $S$  – характеристика сопротивления расходомера, кПа/(кг/ч)<sup>2</sup>, определяемая по таблице 5.3.

Таблица 5.3

### Каталог расходомеров УУТЭ

| Обозначение | Условный диаметр Ду, мм | $G_{\text{мин}}$ , т/ч | $G_{\text{макс}}$ , т/ч | $S$ , кПа/(кг/ч) <sup>2</sup> |
|-------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------------|
| ППР-15      | 15                      | 0,03                   | 3,0                     | $1 \cdot 10^{-6}$             |
| ППР-25      | 25                      | 0,08                   | 4,5                     | $0,7 \cdot 10^{-6}$           |
| ППР-32      | 32                      | 0,15                   | 12,0                    | $0,54 \cdot 10^{-6}$          |
| ППР-50      | 50                      | 0,30                   | 20,0                    | $0,32 \cdot 10^{-6}$          |

Регулирующий клапан отопления выбирается по значению пропускной способности  $k_v$ , м<sup>3</sup>/(ч·бар<sup>0,5</sup>), по каталогу фирмы производителя (таблица 5.4), при условии:

$$k_{vs} \geq 1,2 k_v = 1,2 \frac{G_{tc}}{\sqrt{100 \rho \Delta P_{kco}}}, \quad (5.30)$$

где  $k_{vs}$  – пропускная способность полностью открытого клапана,  $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{бар}^{0,5})$ ;

$\Delta P_{kco}$  – потеря давления на регулирующем клапане, кПа, определяется из условия:

$$\Delta P_{kco} = 1,5 P_{ц}, \quad (5.31)$$

где  $P_{ц}$  – необходимый создаваемый напор перед системой отопления, кПа.

Таблица 5.4

#### Каталог регуляторов системы отопления

| Обозначение | Условный диаметр Ду, мм | $k_{vs}$ ,<br>$\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{бар}^{0,5})$ |
|-------------|-------------------------|--------------------------------------------------------------|
| АРТ-88-15   | 15                      | 3,2                                                          |
| АРТ-88-20   | 20                      | 5,0                                                          |
| АРТ-88-25   | 25                      | 8,0                                                          |
| АРТ-88-32   | 32                      | 12,5                                                         |

Автоматический регулятор перепада давления также выбирается по значению пропускной способности, при этом потеря давления в нем  $\Delta P_{АРПД}$ , кПа, должна составлять:

$$\Delta P_{АРПД} = \Delta P_{tc} - \Delta P_{kco} - P_{ц} - \Delta P_{уутэ}, \quad (5.32)$$

где  $\Delta P_{tc}$  – располагаемый напор из тепловой сети, согласно индивидуальному заданию, кПа.

Пропускная способность выбираемого регулятора  $k_{vs}$ ,  $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{бар}^{0,5})$ , должна удовлетворять уравнению:

$$k_{vs} \geq 1,2 k_v = 1,2 \frac{G_{tc}}{\sqrt{100 \rho \Delta P_{АРПД}}}. \quad (5.33)$$

Таблица 5.5

#### Каталог автоматических регуляторов перепада давления

| Обозначение | Условный диаметр Ду, мм | kvs, м <sup>3</sup> /(ч·бар <sup>0,5</sup> ) |
|-------------|-------------------------|----------------------------------------------|
| АРТ-86-15   | 15                      | 3,2                                          |
| АРТ-86-20   | 20                      | 5,0                                          |
| АРТ-86-25   | 25                      | 8,0                                          |
| АРТ-86-32   | 32                      | 12,5                                         |

Выбор смесительного насоса осуществляется согласно требованиям СП 41-101-95.

Напор смесительного насоса  $H$ , м.вод.ст., определяется по формуле:

$$H = \frac{P_{\text{ц}}}{\rho_o g} + (2..3), \quad (5.34)$$

где  $P_{\text{ц}}$  – потеря давления в системе отопления, Па;  $\rho_o$  – плотность воды в обратной магистрали, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, 9,81 м/с<sup>2</sup>.

Подача насоса  $L_{\text{нас}}$ , м<sup>3</sup>/ч, следует определять по формуле:

$$L_{\text{нас}} = \frac{1,1 G_{\text{те}} \mu}{\rho_o}, \quad (5.35)$$

где  $\mu$  – коэффициент смешения, определяемый по формуле:

$$\mu = \frac{T_1 - t_r}{t_r - T_2}. \quad (5.36)$$

По напору  $H$  и подаче  $L_{\text{нас}}$  из каталога-фирм производителей выбирается смесительный насос с наивысшим КПД.

Диаметр труб перемычки выбирается из условия, что скорость теплоносителя в трубах должна находиться в пределах 0,4...0,7 м/с. Внутренний диаметр труб  $d_{\text{вн}}$ , мм, должен быть не менее:

$$d_{\text{вн}} \geq 1000 \sqrt{\frac{L_{\text{нас}}}{3600 v_{\text{оп}} \pi}}. \quad (5.37)$$

При конструировании теплового пункта следует учесть:



1. Расстояние между сварными швами должно быть не менее 100 мм, а при диаметре труб свыше Ду100 не менее одного условного диаметра трубы.
2. Тройниковые соединения могут выполняться с применением готовых литых тройников по ГОСТ 17376, или методом врезки.
3. Прямые участки до и после расходомеров (по ходу теплоносителя) должны быть длиной не менее 5Ду и 3Ду соответственно.
4. Диаметр основного оборудования выбирается расчетом (см. ранее)
5. Диаметр запорной арматуры, а также вспомогательного оборудования – фильтров, грязевиков, обратных клапанов и пр. выбирается по расчетному диаметру трубы.
6. Трубы вычерчиваются в две линии, а оборудование согласно ГОСТ 21.205-2016 с соблюдением строительной длины, принятой по каталогу фирмы производителя.
7. Строительная длина насоса выбирается согласно выбранному типу из технической документации производителя, с учетом накидных гаек.

### **5.3. Составление спецификации оборудования и материалов**

Спецификация оборудования, изделий и материалов – это текстовый документ, определяющий состав оборудования, изделий и материалов и предназначенный для комплектования, подготовки и осуществления строительства. Спецификацию выполняют и обозначают по ГОСТ 21.110-2013 с учетом требований ГОСТ 21.602-2016 для раздела ОВ (Отопление и вентиляция) и ГОСТ 21.606-2016 для раздела ТМ (тепломеханические решения котельной).

Спецификацию выполняют по форме представленной на рисунке 5.6.

|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|-------------------------------------|----|-------|------|-------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------|-----------|---------------|------|-----------------|------------|
| 5                                   | 32 | 8 min | Поз. | Наименование и техническая характеристика | Тип, марка, обозначение документа, опросного листа | Код продукции | Поставщик | Ед. измерения | Кол. | Масса 1 ед., кг | Примечание |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
| 20                                  | 20 | 130   | 60   | 35                                        | 45                                                 | 20            | 20        | 25            | 40   | 5               |            |
| 297                                 | 5  | 20    |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
| Дополнительные графы по ГОСТ 21.101 |    |       |      |                                           | Основная надпись по ГОСТ 21.101                    |               |           |               |      |                 |            |
|                                     |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |
| 420                                 |    |       |      |                                           |                                                    |               |           |               |      |                 |            |

Рис. 5.6. Форма спецификации изделий и материалов

В графе «Поз.» указывают – позиционные обозначения (цифровые или буквенные) оборудования и изделий, предусмотренные рабочими чертежами.

В графе «Наименование и техническая характеристика» – наименования оборудования, изделий, материалов, их технические характеристики в соответствии с требованиями стандартов, технических условий и другой технической документации, а также другие необходимые сведения.

В графе «Тип, марка, обозначение документа, опросного листа» – тип, марку оборудования, изделия, обозначение стандарта, технических условий

или другого документа, а также обозначение опросного листа, если порядок заказа предусматривает составление опросных листов.

В графе «Код продукции» – код продукции (оборудования, изделия, материала) по классификатору продукции страны - разработчика рабочей документации.

В графе «Поставщик» – наименование (адрес) изготовителя или поставщика оборудования (для импортного оборудования - страну, фирму).

В графе «Ед. измерения» – обозначение единицы измерения.

В графе «Кол.» – количество оборудования, изделий, материалов.

В графе «Масса 1 ед., кг» – массу единицы оборудования, изделия в килограммах. Допускается для тяжелого оборудования указывать массу в тоннах. Для оборудования или изделия массой до 25 кг, не требующего при монтаже применения подъемно-транспортных средств, графу допускается не заполнять.

В графе «Примечание» - дополнительные сведения.

Спецификации оборудования, изделий и материалов присваивают обозначение, состоящее из обозначения соответствующего основного комплекта рабочих чертежей по ГОСТ 21.101 и через точку шифра «СО» (например: 2345-11-ОВ.СО).

Спецификацию или её части для документации шифра ОВ составляют по разделам:

- Отопление.
- Теплоснабжение установок систем.
- Вентиляция или вентиляция и кондиционирование (при его наличии).

В разделах «Отопление» и «Теплоснабжение установок систем» элементы систем записывают по группам в следующей последовательности:

- отопительное оборудование;
- трубопроводная арматура;
- другие элементы систем;
- закладные конструкции (для установки КИП);

- трубопроводы;
- теплоизоляционные конструкции;
- материалы.

Трубопроводы в разделах спецификации записывают по каждому диаметру. Элементы трубопроводов, номенклатуру и количество которых определяют по действующим технологическим и производственным нормам в спецификацию не включают (отводы, переходы, тройники, крестовины, фланцы, болты, гайки, шайбы и пр.).

Элементы систем в пределах указанных групп размещают в порядке возрастания их основных параметров (по типу, марке, диаметру или сечению).

В спецификации принимают следующие единицы измерений:

- оборудование, арматура, крепления, закладные конструкции и другие элементы систем – шт.;
- радиаторы – секций/кВт (шт./кВт);
- конвекторы, трубы ребристые, регистры из гладких труб – шт./кВт;
- трубопроводы – м;
- материалы теплоизоляционные – м<sup>3</sup>;
- материалы покрытий и защиты – м<sup>2</sup>;
- другие материалы – кг.

Спецификацию или её части для документации шифра ТМ составляют по разделам:

- Оборудование.
- Изделия и материалы.
- Вентиляция или вентиляция и кондиционирование (при его наличии).

В разделе «Оборудование» элементы систем записывают по группам в следующей последовательности:

- тепломеханическое оборудование, установки, блоки;
- воздухопроводы (при наличии);
- газоходы (при наличии).

В разделе «Изделия и материалы» элементы:

- арматура;
- другие изделия;
- закладные конструкции;
- трубопроводы;
- теплоизоляционные конструкции;
- материалы.

В спецификации принимают следующие единицы измерений:

- оборудование, установки (блоки), воздухопроводы, газоходы, арматура, крепления, закладные конструкции и другие элементы систем – шт.;
- трубопроводы – м;
- материалы изоляционные – м<sup>3</sup>;
- материалы покрытий и защиты – м<sup>2</sup>;
- другие материалы – кг.

Термометры сопротивления (TE) и датчики давления (PS) в спецификации разделов ОВ и ТМ не указываются. Их указывают в разделе Автоматизация (АОВ и АТМ).

### **Пример № 1**

Подобрать теплообменник индивидуального теплового пункта, предназначенный для нагревания воды системы отопления высокотемпературной сетевой водой. Расход воды в тепловой сети и в системе отопления:

$$G_{\text{ТС}} = 840 \text{ кг/ч} = 0,23 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{с}} = 1959 \text{ кг/ч} = 0,54 \text{ кг/с}.$$

#### **Решение:**

Так как  $G_{\text{с}} > G_{\text{ТС}}$ , то вода из системы отопления проходит в межтрубном пространстве, а сетевая вода в трубках.

Вычисляем ориентировочное живое сечение для прохода воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$f_{тр.ор.} = \frac{G_{мс}}{\rho_{тр.ор.} \cdot w_{тр.ор.}}, \quad (5.27)$$

$$f_{м.тр.ор.} = \frac{G_c}{\rho_{м.тр.ор.} \cdot w_{м.тр.ор.}}, \quad (5.28)$$

Где  $w_{тр.ор.}$ ,  $w_{м.тр.ор.}$  – ориентировочная скорость воды в трубном и межтрубном пространстве соответственно, м/с;

Принимаем  $w_{тр.ор.} = w_{м.тр.ор.} = 1$  м/с;

$\rho_{тр.ор.}$ ,  $\rho_{м.тр.ор.}$  – плотность воды в трубном и межтрубном пространстве соответственно, кг/м<sup>3</sup>;

Принимаем  $\rho_{тр.ор.} = 950$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_{м.тр.ор.} = 970$  кг/м<sup>3</sup>;

$$f_{тр.ор.} = \frac{G_{тс}}{\rho_{тр.ор.} w_{тр.ор.}} = \frac{0,23}{950 \cdot 1} = 0,00024 \text{ м}^2;$$

$$f_{м.тр.ор.} = \frac{G_c}{\rho_{м.тр.ор.} w_{м.тр.ор.}} = \frac{0,54}{970 \cdot 1} = 0,00057 \text{ м}^2.$$

По величине  $f_{тр.ор.}$  и  $f_{м.тр.ор.}$  выбираем теплообменник 57х4000 и определяем его основные характеристики (по каталогу производителя):

- площадь поверхности нагрева одной секции  $F_0 = 0,75 \text{ м}^2$ ;
- длина одной секции  $l_1 = 4,0 \text{ м}$ ;
- площадь живого сечения трубок  $f_{тр} = 0,00062 \text{ м}^2$ ;
- площадь межтрубного пространства  $f_{м.тр} = 0,00116 \text{ м}^2$ ;
- внутренний диаметр корпуса теплообменника  $D_v = 0,05 \text{ м}$ ;
- наружный диаметр трубок  $d_n = 0,016 \text{ м}$ ;
- внутренний диаметр трубок  $d_{вн} = 0,014 \text{ м}$ ;
- количество трубок в одной секции  $z = 4$ .

Уточняем фактические скорости:

$$w_{тр} = \frac{G_{тс}}{\rho_{тс} \cdot f_{тр.ор.}} = \frac{0,23}{950 \cdot 0,00062} = 0,388 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{м.тр}} = \frac{G_c}{\rho_c \cdot f_{\text{м.тр}}} = \frac{0,57}{970 \cdot 0,00116} = 0,484 \text{ м/с.}$$

Вычисляем коэффициент теплообмена в трубном и межтрубном пространстве:

$$\alpha = 1,16 \cdot (1210 + 18 \cdot t_{cp} - 0,038 \cdot t_{cp}^2) \cdot \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (5.29)$$

где  $t_{cp}$  - средняя температура теплоносителя, °C;

$w$  - скорость воды, м/с;

$d$  - эквивалентный диаметр, м.

Для трубного пространства:

$$t_{cp} = 0,5 \cdot (T_1 + T_2) = 0,5 \cdot (140 + 70) = 105^\circ \text{C};$$

Для межтрубного пространства:

$$t_{cp} = 0,5 \cdot (t_e + t_o) = 0,5 \cdot (95 + 65) = 80^\circ \text{C};$$

Для межтрубного пространства:

$$d_{\text{экв}} = \frac{D_B^2 - z \cdot d_H^2}{D_B + z \cdot d_H} = \frac{0,05^2 - 4 \cdot 0,016^2}{0,05 + 4 \cdot 0,016} = 0,013 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 1,16 \cdot (1210 + 18 \cdot t_{cp} - 0,038 \cdot t_{cp}^2) \cdot \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} = \\ &= 1,16 \cdot (1210 + 18 \cdot 80 - 0,038 \cdot 80^2) \cdot \frac{0,484^{0,8}}{0,013^{0,2}} = 3724 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Для трубного пространства:

$$d = d_e;$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,16 \cdot (1210 + 18 \cdot t_{cp} - 0,038 \cdot t_{cp}^2) \cdot \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} = 1,16 \cdot (1210 + 18 \cdot 105 - 0,038 \cdot 105^2) \cdot \frac{0,388^{0,8}}{0,014^{0,2}} = \\ &= 3423 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи теплообменника:

$$K = \frac{\psi \beta}{1/\alpha_{\text{тр}} + 1/\alpha_{\text{м.тр}} + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}} \approx \frac{\mu \alpha_{\text{тр}} \alpha_{\text{м.тр}}}{(\alpha_{\text{тр}} + \alpha_{\text{м.тр}})} = \frac{0,8 \cdot 3423 \cdot 3724}{(3423 + 3724)} = 1427 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где  $\Psi$  - коэффициент эффективности теплообмена, принимаем  $\Psi = 1,65$ ;

$\beta$  - коэффициент, загрязнение поверхности труб, принимаем  $\beta = 0,8$ ;

$\mu$  - коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение труб, принимаем  $\mu = 0,8$ ;

$\alpha_{тр}$ ,  $\alpha_{м.тр}$  - коэффициенты теплообмена в трубном и межтрубном пространстве соответственно, Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Находим среднюю логарифмическую разность температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(T_1 - t_r) - (T_2 - t_o)}{2,3 \lg \frac{(T_1 - t_r)}{(T_2 - t_o)}} = \frac{(140 - 95) - (70 - 65)}{2,3 \lg \frac{(140 - 95)}{(70 - 65)}} = 18,23 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Находим требуемую поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q_c}{K \cdot \Delta t_{cp.}} = \frac{68398}{1628 \cdot 18,23} = 2,63 \text{ м}^2.$$

Находим число секций:

$$n = \frac{F}{F_o} = \frac{2,63}{0,75} = 3,5 \approx 4,$$

где  $F$  - требуемая поверхность нагрева, м<sup>2</sup> (см. выше);

$F_o$  - площадь поверхности нагрева одной секции. м<sup>2</sup> (см. выше).

Потери давления в межтрубном пространстве теплообменника:

$$\Delta P_{TO} = 10^4 \cdot A \cdot w_{м.тр.}^2 \cdot n = 10^4 \cdot 0,926 \cdot 0,484^2 \cdot 3 = 8662 \text{ Па},$$

где  $A$  — коэффициент, принимаемый в зависимости от конструкции принятого теплообменника.

## Пример № 2

На крыше здания, в связи с отсутствием чердака, в специальной утепленной будке устанавливается открытый расширительный бак, присоединённый к обратной магистрали системы отопления двумя трубами, расширительной и циркуляционной, при этом трубы на обратной магистрали разносятся на расстояние не менее 2 м для обеспечения эффективной циркуляции воды через расширительный бак, предотвращающей застаивание



воды в нём. В системе отопления между этими трубами имеется дополнительное местное сопротивление- грязевик, ещё более способствующее затеканию воды в расширительный бак. Необходимо рассчитать грязевик и расширительный бак.

### Решение:

Грязевик подбираем по диаметру подводящих патрубков. При диаметре  $D_y = 40$  мм принимаем грязевик по данным ОРГРЭС.

Таблица 5.6

### Основные размеры грязевика

|                                                   |               |
|---------------------------------------------------|---------------|
| диаметр подводящих патрубков                      | $D_y = 38$ мм |
| диаметр корпуса                                   | $D = 216$ мм  |
| высота корпуса                                    | $H = 350$ мм  |
| высота от дна корпуса до оси подводящего патрубка | $h = 275$ мм  |
| высота перегородки                                | $L = 175$ мм  |
| толщина стенок                                    | $S = 15$ мм   |
| длина подводящих патрубков                        | $C = 100$ мм  |

Скорость воды в грязевике не должна превышать 0,05 м/с. Она определяется по формуле:

$$w = \frac{G}{3600 \cdot \rho \cdot (H - h) \cdot D} = \frac{1959}{3600 \cdot 970 \cdot (0,35 - 0,275) \cdot 0,216} = 0,035 \text{ м/с}.$$

Скорость воды в грязевике меньше требуемой (0,05 м/с), то  $\Rightarrow$  грязевик подобран правильно.

Полезный объём открытого расширительного бака определяем в зависимости от объёма воды в системе отопления по формуле:

$$V_{пол} = k \cdot V_c, \quad (5.30)$$

где  $k$  - коэффициент, учитывающий объёмное расширение воды при изменении её температуры,  $k = 0,024$ ;

$V_c$  - объём воды в системе отопления, л, рассчитываемый по формуле:

$$V_c = (V_{np} + V_{mo} + V_{mp}) \cdot Q_c, \quad (5.31)$$

где  $V_{np}$  - удельный объём воды в приборах системы отопления, приходящийся на 1 кВт мощности системы отопления, л/кВт;

$V_{то}$  - удельный объём воды в теплообменнике системы отопления, приходящийся на 1 кВт мощности системы отопления, л/кВт;

$V_{тр}$  - удельный объём воды в трубах системы отопления, приходящийся на 1 кВт мощности системы отопления, л/кВт.

$$V_c = (V_{np} + V_{mo} + V_{mp}) \cdot Q_c = (0,69 + 0,21 + 6,9) \cdot 68,398 = 533,5 \text{ л};$$

$$V_{пол} = k \cdot V_c = 0,024 \cdot 533,5 = 12,8 \text{ л}.$$

Принимаем к установке расширительный бак марки 1Е010 серии ЕО по данным ГПИ «Сантехпроект».

Таблица 5.7

#### Основные характеристики бака

|                                 |                         |
|---------------------------------|-------------------------|
| полезный объём бака             | $V_{п} = 67 \text{ л};$ |
| внутренний диаметр корпуса бака | $D = 0.465 \text{ м};$  |
| высота бака от дна до крышки    | $H = 0.713 \text{ м};$  |
| масса бака                      | $M = 35.9 \text{ кг}.$  |

## **6. Выбор вентиляционных установок**

### **6.1 Расчет воздушного баланса здания.**

Под воздухообменом принято понимать удаление загрязнённого и подача в помещение чистого воздуха. Воздухообмен создаётся работой приточных и вытяжных систем. На данном занятии рассмотрим способы определения необходимого количества воздуха, подаваемого в помещение и удаляемого из него.

#### **6.1.1 Правила расчёта воздухообмена по вредным выделениям**

Рассмотри простую последовательность расчёта воздухообмена общеобменной вентиляции, если в помещении есть одна вытяжка и один приток. В данном случае не регламентируется количество вытяжных и приточных решёток в помещении, а говорится от том, что, например в помещении нет дополнительных местных отсосов, или местного притока. Последовательность расчёта требуемого воздухообмена общеобменной вентиляции следующая:

1. Задают параметры приточного и уходящего из помещения воздуха.
2. Определяют требуемый воздухообмен для данного периода.

Требуемый воздухообмен по избыткам явной теплоты  $Q_{изб.я}$ , Вт, находят, решая систему двух уравнений: баланса помещения по явной теплоте и баланса по воздуху. Итоговая формула для определения требуемого воздухообмена следующая:

$$G_{п}^{тр} = G_{y}^{тр} = \frac{3,6Q_{изб.я}}{c_{в}(t_{y} - t_{п})}, \quad (6.1)$$

где  $G_{y}^{тр}$  и  $G_{п}^{тр}$  – требуемые общеобменные вытяжка и приток, кг/ч;  $c_{в}$  – удельная массовая теплоёмкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С);  $t_{y}$  и  $t_{п}$  – температура соответственно удаляемого и приточного воздуха, °С.

Для получения надёжных результатов необходимо правильно выбрать  $t_y$  и  $t_n$ . В режиме вентиляции при **вытяжке из верхней зоны** температуру **удаляемого воздуха** можно оценить по формуле:

$$t_y = t_B + \Delta t, \quad (6.2)$$

где

$$\Delta t = (H - h_{p.з.}) \text{grad } t, \quad (6.3)$$

где  $H$  – высота помещения, м;  $h_{p.з.}$  – высота рабочей зоны помещения, м, принимается равной 2 м, если люди в помещении стоят, и 1,5 м – если люди сидят или лежат;  $\text{grad } t$  – вертикальный градиент температуры, °С/м, принимаемый в зависимости от удельной теплонапряженности помещения  $q_{уд}$ , Вт/м<sup>3</sup>, по таблице 15.1:

Таблица 6.1

**Вертикальный градиент температуры в помещении в зависимости  
от его теплонапряжённости**

| Удельная теплонапряжённость помещения<br>$q_{уд}$ , Вт/м <sup>3</sup> | $\text{grad } t$ , °С /м |
|-----------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| Более 23,2                                                            | 0,8 – 1,5                |
| 11,6 – 23,2                                                           | 0,3 – 1,8                |
| Менее 11,6                                                            | 0 – 0,3                  |

Удельная теплонапряжённость определяется по формуле:

$$q_{уд} = Q_{изб.я} / V_{пом}, \quad (6.4)$$

где  $V_{пом}$  – объём помещения по внутреннему обмеру, м<sup>3</sup>, определяемый как произведение площади на высоту "в чистоте", т.е. от пола поверхности пола до потолка.

В режиме кондиционирования воздуха и **вытяжке из верхней зоны** обычно принимают  $t_y = t_B + 1$ , т.е.  $\Delta t = 1$  °С. Для воздуха, удаляемого **из обслуживаемой зоны**, и при вентиляции, и при кондиционировании необходимо считать  $t_y = t_B$ .

Что касается **температуры притока**, в режиме кондиционирования воздуха  $t_{\text{п}}$  обычно предварительно принимают на 6...8 °С ниже величины  $t_{\text{в}}$ , взятой для соответствующего периода года. В дальнейшем значение  $t_{\text{п}}$  может быть уточнено с последующим пересчётом воздухообмена по результатам проверки параметров приточной струи на входе её в обслуживаемую зону помещения (это мы рассмотрим в следующих занятиях), а также с учётом возможности получения выбранной величины  $t_{\text{п}}$  в тёплый период года наиболее рациональным способом.

В режиме вентиляции температура приточного воздуха предварительно принимается:

- в холодный период на 1...2 °С температуры воздуха в помещении;
- в тёплый и переходный – на 0,5...1 °С выше наружной температуры для данного периода по параметрам «А» с учётом того, что в эти периоды наружный воздух подаётся непосредственно в помещение в качестве притока без дополнительной тепловлажностной обработки и немного подогревается только в вентиляторе.

При необходимости полученный таким образом воздухообмен можно уточнить, проведя расчёты по избыткам полной теплоты  $Q_{\text{изб.п}}$ , Вт, и по влаговыделениям  $M_{\text{в.п}}$ , кг/ч, с использованием следующих формул:

$$G_{\text{п}}^{\text{тр}} = G_{\text{у}}^{\text{тр}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.п}}}{I_{\text{у}} - I_{\text{п}}}; \quad (6.5)$$

$$G_{\text{п}}^{\text{тр}} = G_{\text{у}}^{\text{тр}} = \frac{M_{\text{вп}}}{d_{\text{у}} - d_{\text{п}}} 10^3, \quad (6.6)$$

где  $I_{\text{у}}$  и  $I_{\text{п}}$  – энтальпия, кДж/кг, а  $d_{\text{у}}$  и  $d_{\text{п}}$  – влагосодержание, г/кг, соответственно удаляемого и приточного воздуха. Они определяются графически после построения процесса изменения состояния воздуха в помещении на  $I$ - $d$ -диаграмме.

Расчёты систем вентиляции обычно едут не при известном массовом расходе  $G$ , кг/ч, а при известном объёмном расчёте  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, поэтому для преобразования используем следующую формулу:

$$L = G/\rho, \quad (6.7)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха при температуре уходящего и приточного воздуха, кг/ч.

После расчёта  $L$  необходимо сравнить их с минимальным количеством наружного воздуха  $L_{CO_2}$ , м<sup>3</sup>/ч, которое определяют по выделениям углекислого газа:

$$L_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{C_{ПДК} - C_{п}}, \quad (6.8)$$

где  $M_{CO_2}$  – выделение  $CO_2$  в помещении, л/ч;  $C_{ПДК}$  и  $C_{п}$  – соответственно максимально допустимая концентрация (ПДК) углекислого газа во внутреннем воздухе и его концентрация в приточном воздухе, л/м<sup>3</sup>, определяемые по таблице 6.2.

Таблица 6.2

#### Концентрация $CO_2$ в приточном воздухе и его ПДК

| Район                              | $C_{п}$ ,<br>л/м <sup>3</sup> | Здание                                                            | $C_{ПДК}$ ,<br>л/м <sup>3</sup> |
|------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Центр города (более 1 млн. чел.)   | 0,75                          | Лечебные и детские                                                | 1,0                             |
| Район в черте города               | 0,5                           | Актные, зрительные, спортивные залы и т.п. с большим числом людей | 1,5                             |
| Загородная зона, небольшие посёлки | 0,4                           | При временном пребывании (магазины, кинотеатры)                   | 2,0                             |

#### 6.1.2. Правила расчёта воздухообмена по удельной величине

Величина воздухообмена должна быть не меньше, чем предусмотрено нормами подачи наружного воздуха на одного человека  $L_{чел}$  для соответствующих зданий. Например, в зрительных залах и магазинах, а

также в других общественных зданиях при временном пребывании людей (менее 2-х часов) – не менее 20 м<sup>3</sup>/ч на человека, при постоянном пребывании людей в общественных зданиях (более 2-х часов непрерывно) – не менее 60 м<sup>3</sup>/ч на человека, в спортивных залах – 80 м<sup>3</sup>/ч на одного занимающегося и не менее 20 м<sup>3</sup>/ч на одного зрителя.

Кроме того, воздухообмен может быть отнесён не только к количеству людей, но и к одному санитарному оборудованию.

Расход воздуха регламентируется сводами Правил (СП) для строительства отдельных типов зданий в разделе «Инженерные системы».

Например, в СП 44.13330.2011 «Административные и бытовые здания» приток воздуха в помещения отдыха должен составлять не менее 30 м<sup>3</sup>/ч на человека, а объем удаляемого воздуха из душевых должен составлять 75 м<sup>3</sup>/ч на одну душевую сетку.

Также, согласно СП 60.13330.2016 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» в жилых помещениях жилых зданий воздухообмен должен быть не менее 3 м<sup>3</sup>/ч на м<sup>2</sup> жилой площади.

### 6.1.3. Правила расчёта воздухообмена по кратности

**Кратностью воздухообмена**  $K_p$  называют отношение часового объёмного расхода приточного воздуха или расхода вытяжного воздуха к объёму вентилируемого помещения. Размерность кратности воздухообмена, ч<sup>-1</sup>. При определении расхода воздуха по кратностям необходимо учитывать, что должен соблюдаться баланс по притоку и вытяжке между сообщающимися между собой соседними помещениями, например, объединёнными общим коридором или шлюзом.

На практике для большинства помещений здания предусмотрено определение воздухообмена в м<sup>3</sup>/ч по нормативной величине кратности:

$$L_{п} = K_{p,п} V_{пом}; \quad (6.9)$$

$$L_y = K_{p.y} V_{\text{пом}}, \quad (6.10)$$

где  $L_{\text{п}}$ ,  $L_y$  – расчётный воздухообмен помещения по притоку и по вытяжке, м<sup>3</sup>/ч;  $K_{\text{р.п}}$ ,  $K_{\text{р.у}}$  – нормативная кратность притока и вытяжки, ч<sup>-1</sup>;  $V_{\text{пом}}$  – объём помещения по внутреннему обмеру, м<sup>3</sup>, определяемый как произведение площади на высоту "в чистоте", т.е. от пола поверхности пола до потолка.



## Пример № 1

Определить необходимый воздухообмен по избыткам явной и полной теплоты и влаги для помещения.

### Исходные данные:

Расчётное помещение – зал обслуживания населения. Характеристики помещения, параметры микроклимата и результаты расчёта тепловлаговывделений в помещении № 101 (Зал обслуживания населения) амбулатории на 100 посещений с аптекой в г. Москве. Размеры помещения: 18,29 (площадь пола) × 3,3 (высота) м. В помещении находятся: 7 человек (3 женщины, 4 мужчины) и 1 продавец (женщина), т.е. всего 4 женщины и 4 мужчины. Схема организации воздухообмена – один приток, одна вытяжка с подачей воздуха в верхнюю зону и удалением также из верхней зоны.

### Решение:

1. Проведём расчёт для тёплого периода года:

Определяем величину  $\Delta t$  по формуле (6.3):

$$\Delta t = (H - 2) \text{grad } t = (3,3 - 2) 0,19 = 0,25 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где  $\text{grad } t$  определяем по таблице 6.1, при удельной теплонапряжённость определяется по формуле (6.4):

$$q_{\text{уд}} = Q_{\text{изб.я}} / V_{\text{пом}} = 444 / (18,29 \cdot 3,3) = 7,36 \text{ Вт/м}^2.$$

В данном случае  $h_{\text{р.з}} = 2$  м, т.к. люди в помещении стоят.

Температура уходящего воздуха составляет:

$$t_y = t_{\text{в}} + \Delta t = 26 + 0,25 = 26,25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура приточного воздуха с учётом подогрева вентиляторе приточной установки составляет:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{н}} + 1 = 23 + 1 = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Массовый расход воздуха согласно формуле (6.1) составит:

$$G_{\text{п}}^{\text{тр}} = G_y^{\text{тр}} = \frac{3,6 Q_{\text{изб.я}}}{c_{\text{в}} (t_y - t_{\text{п}})} = \frac{3,6 \cdot 444}{1,005 (26,25 - 24)} = 707 \text{ кг/ч}.$$

2. Проведём расчёт для переходного периода года:

Определяем величину  $\Delta t$  по формуле (6.3):

$$\Delta t = (H - 2) \text{grad } t = (3,3 - 2) 0,51 = 0,66 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где  $\text{grad } t$  определяем по таблице 6.1, при удельной теплонапряжённость определяется по формуле (6.4):

$$q_{\text{уд}} = Q_{\text{изб.я}}/V_{\text{пом}} = 795/(18,29 \cdot 3,3) = 13,18 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура уходящего воздуха составляет:

$$t_y = t_b + \Delta t = 18 + 0,66 = 18,66 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура приточного воздуха с учётом подогрева вентиляторе приточной установки составляет:

$$t_{\pi} = t_n + 1 = 10 + 1 = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Массовый расход воздуха согласно формуле (6.1) составит:

$$G_{\pi}^{\text{тр}} = G_y^{\text{тр}} = \frac{3,6 Q_{\text{изб.я}}}{c_v (t_y - t_{\pi})} = \frac{3,6 \cdot 795}{1,005(18,66 - 11)} = 372 \text{ кг/ч}.$$

3. Проведём расчёт для холодного периода года:

Определяем величину  $\Delta t$  по формуле (6.3):

$$\Delta t = (H - 2) \text{grad } t = (3,3 - 2) 0,51 = 0,66 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где  $\text{grad } t$  определяем по таблице 6.1, при удельной теплонапряжённость определяется по формуле (6.4):

$$q_{\text{уд}} = Q_{\text{изб.я}}/V_{\text{пом}} = 795/(18,29 \cdot 3,3) = 13,18 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура уходящего воздуха составляет:

$$t_y = t_b + \Delta t = 18 + 0,66 = 18,66 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура приточного воздуха с учётом подогрева вентиляторе приточной установки составляет:

$$t_{\pi} = t_b - 2 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Массовый расход воздуха согласно формуле (6.1) составит:

$$G_{\text{п}}^{\text{тр}} = G_{\text{у}}^{\text{тр}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.я}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{у}} - t_{\text{п}})} = \frac{3,6 \cdot 795}{1,005(18,66 - 16)} = 1071 \text{ кг/ч.}$$

Максимальный расход воздуха соответствует требуемому воздухообмену в холодный период, следовательно. Следовательно его принимаем за расчётный. И уточняем температуру приточного воздуха в ПП и ТП:

$$t_{\text{п}}^{\text{ТП}} = t_{\text{у}}^{\text{ТП}} - \frac{3,6Q_{\text{изб.я}}^{\text{ТП}}}{G^{\text{р}} c_{\text{в}}} = 26,25 - \frac{3,6 \cdot 444}{1071 \cdot 1,005} = 24,8^{\circ}\text{C}.$$

Поскольку это выше температуры приточного воздуха в ТП, равной 24 °С (23 °С плюс один градус при подогреве в вентиляторе), то можно сказать, что система вентиляции будет эффективно удалять теплоизбытки в ТП при повышении температуры воздуха до 23,8 °С.

$$t_{\text{п}}^{\text{ПП}} = t_{\text{у}}^{\text{ПП}} - \frac{3,6Q_{\text{изб.я}}^{\text{ПП}}}{G^{\text{р}} c_{\text{в}}} = 18,66 - \frac{3,6 \cdot 795}{1071 \cdot 1,005} = 16^{\circ}\text{C}.$$

Поскольку это выше наружной температуры в ПП, равной 10 °С, полученный результат говорит о том, что в ПП необходимо продолжать подогрев притока, в данном случае до температуры 16 °С, во избежание переохлаждения помещения.

Построим процесс изменения состояния воздуха в помещении на *I-d*-диаграмме, для каждого из периодов.

Энтальпия наружного воздуха в ТП определяется согласно СП 131.13330.2018. Для г. Москвы этот показатель составляет 48,4 кДж/кг. На *I-d*-диаграмме отмечаем точку наружного воздуха буквой Н, из условия:  $I_{\text{н}} = 48,4 \text{ кДж/кг}$  и  $t_{\text{н}} = 23^{\circ}\text{C}$ .

Воздух в вентиляторе подогревается на 1 °С, следовательно при постоянном влагосодержании воздуха относительно точки Н ( $d_{\text{н}} = d_{\text{п}}$ ) и температуре на 1 °С выше строим точку состояния приточного воздуха. Обозначим её буквой П.

Для определения положения остальных точек в помещении необходимо определить угловой коэффициент луча процесса состояния воздуха:

$$\varepsilon_{\text{пом}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.п}}}{M_{\text{вп}}} = \frac{3,6 \cdot 1073}{0,89} = 4340 \text{ кДж/кг.}$$

Из точки 0 (ноль) строим луч процесса (коричневая линия) и переносим эту линию параллельно в точку П. И на этой линии при известных температурах воздуха в помещении и вытяжного воздуха ставим точки В и У соответственно.

Результаты построения для ТП представлены на рис. 6.1

В переходный период года нам известна температура наружного воздуха (10 °С для лечебных учреждений) и энтальпия наружного воздуха равная 26,5 °С согласно СП 60.13330.2016. На основании этих данных строим точку Н.

Ранее мы сделали вывод, что в ПП необходимо догревать приточный воздух до 16 °С. Соответственно с помощью воздухонагревателя по линии постоянного влагосодержания ( $d_n = d_p$ ), так как нет поступления, или оттока влаги, мы нагреваем воздух до температуры 15 °С, и на один градус дополнительно воздух нагреется в вентиляторе, до 16 °С. На основании этого построим точку П.

По аналогии с ТП определяем численной значение углового коэффициент луча процесса для ПП:

$$\varepsilon_{\text{пом}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.п}}}{M_{\text{вп}}} = \frac{3,6 \cdot 1144}{0,5} = 8237 \text{ кДж/кг.}$$

Из точки 0 (ноль) строим луч процесса (коричневая линия) и переносим эту линию параллельно в точку П. И на этой линии при известных температурах воздуха в помещении и вытяжного воздуха ставим точки В и У соответственно.

Результаты построения для ПП представлены на рисунке 6.1.

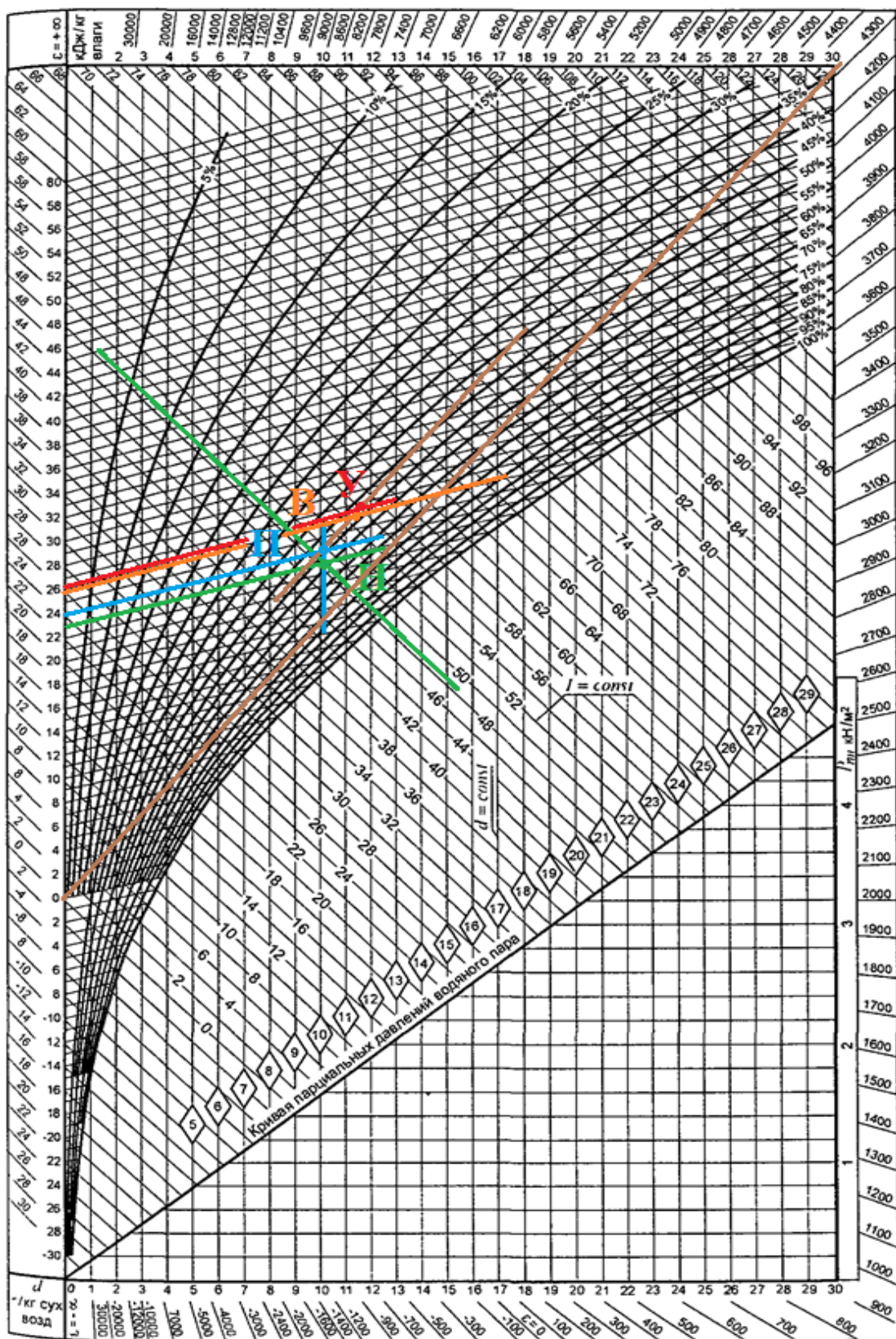


Рис. 6.1. Процессы на I-d-диаграмме в тёплый период года



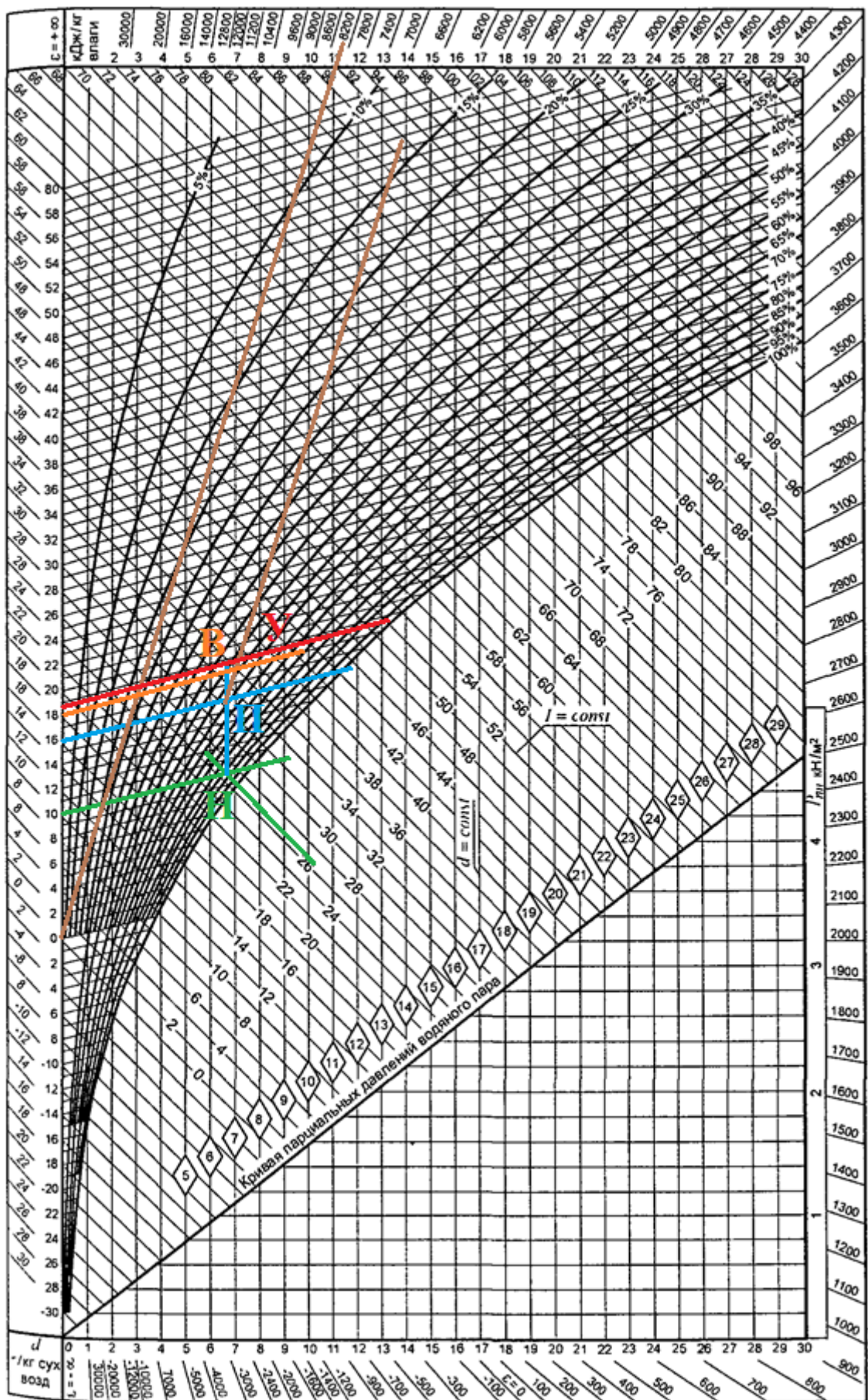


Рис. 6.2. Процессы на I-d-диаграмме в переходный период года

В холодный период года нам известна температура наружного воздуха равная  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительная влажность воздуха согласно СП 131.13330.2018 равная 82 %. Исходя из этих данным построим точку Н.

Далее нам известно, что в ХП необходимо догревать приточный воздух до  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Соответственно с помощью воздухонагревателя по линии постоянного влагосодержания ( $d_n = d_n$ ), так как нет поступления, или оттока влаги, мы нагреваем воздух до температуры  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а нагрев воздуха на  $1$  градус в вентиляторе не учитываем, для запаса по выбору поверхности воздухонагревателя. На основании этого построим точку П.

По аналогии с ТП и ПП определяем численной значение углового коэффициент луча процесса для ХП:

$$\varepsilon_{\text{пом}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.п}}}{M_{\text{вп}}} = \frac{3,6 \cdot 1144}{0,5} = 8237 \text{ кДж/кг.}$$

Из точки О (ноль) строим луч процесса (коричневая линия) и переносим эту линию параллельно в точку П. И на этой линии при известных температурах воздуха в помещении и вытяжного воздуха ставим точки В и У соответственно.

Результаты построения для ХП представлены на рисунке 6.3.

При построении графиков не стоит удивляться столь близким значения температуры воздуха в точке В и У. При разных видах воздухораспределения, это величина может быть и выше, а может и равняться нулю, и тогда точки В и У будут совпадать.

Также хотелось бы обратить внимание обучающихся на тот факт, что при нагреве воздуха в воздухонагревателе (особенно это заметно в ХП) влагосодержание воздуха не уменьшается, а относительная влажность уменьшается значительной мере. Конечно, при проектировании системами вентиляции величина относительной влажности воздуха в помещениях нормируется как правило в пределах меньше 60-65 %, но такое «сухое» состояние воздуха может в значительной мере негативно сказаться на



здоровье людей. Для поддержания в том числе относительной влажности предусматривается дополнительное увлажнение воздуха в приточных установках, но тогда система относится к системе кондиционирования воздуха.

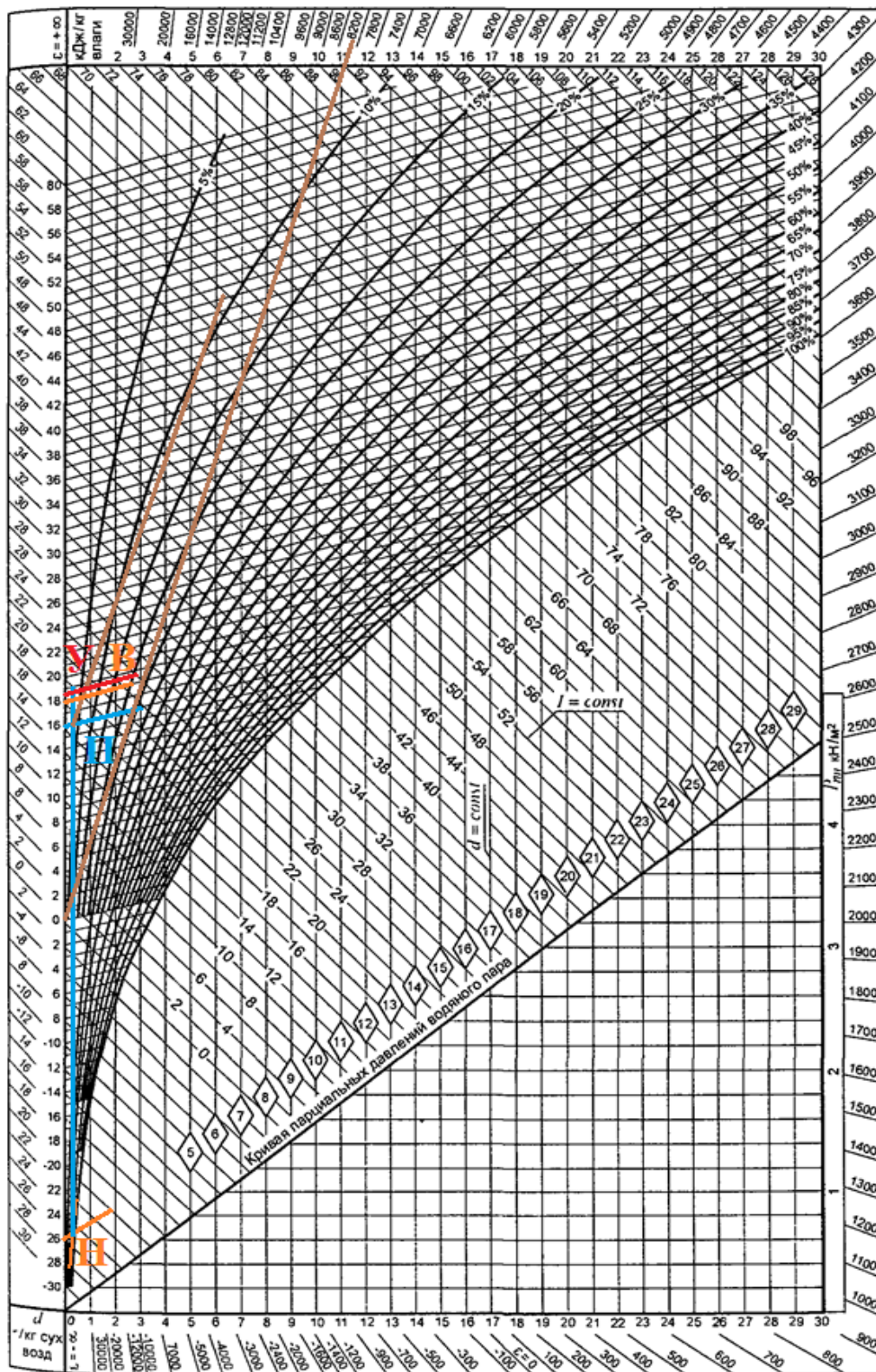


Рис. 6.3. Процессы на I-d-диаграмме в холодный период года



После построения процессов изменения состояния воздуха в помещении на  $I-d$ -диаграмме можно проверить расчёт воздухообмена по избыткам полной теплоты и влаговыделениям. Проверку проводим для условий ХП, поскольку именно по этому периоду был принят расчётный воздухообмен.

В первую очередь определим влагосодержание воздуха в точках П и У.

Влагосодержание приточного воздуха при известных значениях температуры  $t_{\text{п}} = 16^\circ\text{C}$  и энтальпии (по  $I-d$  диаграмме)  $I_{\text{п}} = 17$  кДж/кг:

$$d_{\text{п}} = \frac{I_{\text{п}} - 1,005t_{\text{п}}}{2,49} = \frac{17 - 1,005 \cdot 16}{2,49} = 0,37 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

Влагосодержание уходящего воздуха при известных значениях температуры  $t_{\text{у}} = 18,66^\circ\text{C}$  и энтальпии (по  $I-d$  диаграмме)  $I_{\text{у}} = 22$  кДж/кг:

$$d_{\text{у}} = \frac{I_{\text{у}} - 1,005t_{\text{у}}}{2,49} = \frac{22 - 1,005 \cdot 18,66}{2,49} = 0,9 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

Проверка по влаге:

$$G^{\text{п}} = \frac{M_{\text{вп}}}{d_{\text{у}} - d_{\text{п}}} 10^3 = \frac{0,5}{0,9 - 0,37} 10^3 = 943 \text{ кг/ч}.$$

Проверка по полной теплоте:

$$G^{\text{п}} = \frac{3,6Q_{\text{изб.п}}}{I_{\text{у}} - I_{\text{п}}} = \frac{3,6 \cdot 1144}{22 - 17} = 1030 \text{ кг/ч}.$$

Таким образом, воздухообмен, вычисленный по влаге, и при вычислениях по полной теплоте меньше величины воздухообмена, вычисленного по явной теплоте, а значит за расчётный воздухообмен принимаем величину 1071 кг/ч.

Определяем объёмный расход воздуха и фактическую кратность воздухообмена, принимая температуры притока и уходящего в случае ХП:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{353}{t_{\text{п}} + 273,15} = \frac{353}{16 + 273,15} = 1,22 \text{ кг/м}^3.$$

$$L_{\Pi}^p = \frac{G^p}{\rho_{\Pi}} = \frac{1071}{1,22} = 878 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$K_p = L^p/V = 14,6 \text{ ч}^{-1}.$$

$$\rho_y = \frac{353}{t_y + 273,15} = \frac{353}{18,66 + 273,15} = 1,21 \text{ кг/м}^3.$$

$$L_y^p = \frac{G^p}{\rho_y} = \frac{1071}{1,21} = 885 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$K_p = L^p/V = 14,7 \text{ ч}^{-1}.$$

Таким образом, расчёт показывает, что объёмные расходы притока и вытяжки отличаются незначительно, и этой разницей можно пренебречь.

Проверяем расчётный воздухообмен на соответствие санитарной норме по формуле (6.5):

$$L_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{C_{\text{ПДК}} - C_{\Pi}} = \frac{185}{1 - 0,5} = 370 \text{ м}^3/\text{ч}.,$$

$C_{\text{ПДК}}$  и  $C_{\Pi}$  определяем в соответствии с таблицей 15.1

Воздухообмен, вычисленный по избыткам явной теплоты также превышает данное значение.

## Пример №2

Определить воздухообмен помещений амбулатории по кратностям.

### Исходные данные:

Объёмы помещений, и их назначение приведены в таблице 6.2.

### Решение:

Таблица 6.2

**Расчётный воздухообмен общеобменной вентиляции по кратности в помещениях здания (для группы помещений аптеки, объединённых общим коридором)**

| № помещения | Наименование помещения              | Площадь помещения, м <sup>2</sup> | Объем помещения V, м <sup>3</sup> | Количество людей в помещении N <sub>чел</sub> , или санитарных приборов | Нормативная кратность воздухообмена K <sub>р</sub> , ч <sup>-1</sup> , или нормативный воздухообмен на 1 человека L <sub>о</sub> , м <sup>3</sup> /(ч·чел) |                                       | Расчетный воздухообмен, м <sup>3</sup> /ч |         |
|-------------|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------------|---------|
|             |                                     |                                   |                                   |                                                                         | Приток                                                                                                                                                     | Вытяжка                               | Приток                                    | Вытяжка |
| 1           | 2                                   | 3                                 | 4                                 | 5                                                                       | 6                                                                                                                                                          | 7                                     | 8                                         | 9       |
| 1           | зал обслуживания населения          | 18,29                             | 60,4                              |                                                                         | 14,6<br>(по расчёту)                                                                                                                                       | 14,7<br>(по расчёту)                  | 882                                       | 888     |
| 1А          | зал обслуживания населения          | 25,2                              | 88                                |                                                                         | 14,6<br>(по расчёту)                                                                                                                                       | 14,7<br>(по расчёту)                  | 1285                                      | 1294    |
| 1Б          | зал обслуживания населения          | 12,2                              | 43                                |                                                                         | 14,6<br>(по расчёту)                                                                                                                                       | 14,7<br>(по расчёту)                  | 628                                       | 632     |
| 1В          | зал обслуживания населения          | 12,2                              | 43                                |                                                                         | 14,6<br>(по расчёту)                                                                                                                                       | 14,7<br>(по расчёту)                  | 628                                       | 632     |
| 2           | ассистентская                       | 18,8                              | 66                                |                                                                         | 4                                                                                                                                                          | 2                                     | 263                                       | 132     |
| 3           | помещение хранения торгового запаса | 17                                | 60                                |                                                                         | 2                                                                                                                                                          | 3                                     | 119                                       | 179     |
| 3А          | помещение хранения торгового запаса | 16,9                              | 59                                |                                                                         | 2                                                                                                                                                          | 3                                     | 118                                       | 177     |
| 4           | мочная                              | 10,7                              | 37                                |                                                                         | 2                                                                                                                                                          | 3                                     | 75                                        | 112     |
| 5           | дистиляционная-стерилизационная     | 12,2                              | 43                                |                                                                         | 4                                                                                                                                                          | 2                                     | 171                                       | 85      |
| 6           | ассистентская-асептическая          | 12,2                              | 43                                |                                                                         | 4                                                                                                                                                          | 2                                     | 171                                       | 85      |
| 7           | стерилизационная                    | 7,9                               | 28                                |                                                                         | 4                                                                                                                                                          | 2                                     | 111                                       | 55      |
| 8           | шлюз                                | 4,1                               | 14                                |                                                                         | -                                                                                                                                                          | 5                                     | -                                         | 72      |
| 9           | кабинет заведующего                 | 10,7                              | 35,3                              | 1 чел.                                                                  | 60 м <sup>3</sup> /час<br>на 1 чел.                                                                                                                        | 60 м <sup>3</sup> /час<br>на 1 чел.   | 60                                        | 60      |
| 10          | кладовая вспомогательного материала | 8,3                               | 29                                |                                                                         | -                                                                                                                                                          | 1                                     | -                                         | 29      |
| 11          | кладовая стеклотары                 | 11,8                              | 41                                |                                                                         | -                                                                                                                                                          | 1                                     | -                                         | 41      |
| 12          | бельевая                            | 4,5                               | 16                                |                                                                         | -                                                                                                                                                          | 1                                     | -                                         | 16      |
| 13          | уборная                             | -                                 | -                                 | 1 унитаз                                                                | -                                                                                                                                                          | 50 м <sup>3</sup> /час<br>на 1 унитаз | -                                         | 50      |
|             |                                     |                                   |                                   |                                                                         |                                                                                                                                                            | Итого                                 | 4511                                      | 4539    |
|             |                                     |                                   |                                   |                                                                         |                                                                                                                                                            | Дисбаланс                             |                                           | 28      |

*Примечание:* кратности приняты такие же, как для помещения 1, по примеру № 1, т.к. помещения имеют одинаковые названия (и, следовательно, одинаковое назначение).

Таким образом, для ликвидации дисбаланса нужен дополнительный приток в объёме 28 м<sup>3</sup>/ч в общий коридор.

## 6.2 Выбор вентиляторов

*Построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме. Подбор оборудования приточных установок.*

Для достижения заданных параметров микроклимата в помещении наружный воздух обрабатывают в тепломассообменных аппаратах системы вентиляции и кондиционирования воздуха, чтобы он достиг состояния приточного воздуха.

**В тёплое время** года воздух необходимо охладить. Охлаждение воздуха может быть реализовано с использованием искусственных источников холода или способом адиабатного охлаждения. В зависимости от параметров внутреннего и наружного воздуха, тепло- и влагоизбытков в помещении наружный воздух для доведения его до состояния приточного необходимо осушать или увлажнять.

**В холодный период** года воздух необходимо нагревать и увлажнять. Последовательность процессов обработки воздуха определяет технологическую схему обработки воздуха в центральном кондиционере и набор функциональных блоков – тепломассообменных аппаратов. Предельные режимы функционирования центральной системы кондиционирования воздуха выявляются при построении процессов изменения состояния воздуха на I-d диаграмме для расчётных параметров наружного климата в тёплый и холодный периоды года при максимальной тепловлажностной нагрузке на СКВ. В результате расчёта и построения определяются исходные данные для подбора и расчёта тепломассообменных аппаратов.

Практически, несмотря на многообразие вариантов технологических схем обработки воздуха, выбор основных схем может быть осуществлён в ходе построения на I-d диаграмме процессов обработки воздуха в центральном кондиционере для предельных режимов и последующего анализа режимов функционирования этой системы в годовом цикле. При

использовании графоаналитического метода необходимые расчёты проводят одновременно с построением. Определяющими факторами при этом будут расчётные параметры наружного воздуха и характер изменения этих параметров в течение года для данного района строительства, расчётные параметры внутреннего воздуха, максимальные избыточные теплопоступления и влагопоступления в помещение, способы охлаждения, увлажнения или осушения воздуха. При большом разбросе значений этих факторов для разных помещений одинакового назначения, связанных с конструктивными особенностями здания, в частности, в связи с большой площадью остекления и покрытия, принятыми решениями по системе освещения, отопления помещения, схема обработки воздуха в центральном кондиционере может значительно отличаться.

При построении процессов на  $I-d$  диаграмме и выборе технологической схемы обработки воздуха необходимо стремиться к рациональному использованию энергии, обеспечивая экономное расходование холода, теплоты, электроэнергии, воды, а также экономию строительной площади, занимаемой оборудованием. С этой целью следует проанализировать возможность экономии искусственного холода путём применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха, применять схемы с регенерацией теплоты удаляемого воздуха и утилизацией теплоты вторичных источников, при необходимости использовать первую и вторую рециркуляцию воздуха, схемы с байпасом, а также управляемые процессы в теплообменных аппаратах.

Рециркуляция применяется в помещениях со значительными теплоизбытками, когда расход приточного воздуха, определенный на удаление избыточной теплоты, больше, чем минимально необходимый расход наружного воздуха. В тёплый период года рециркуляция позволяет сократить затраты холода по сравнению с приточной схемой той же производительности, если энтальпия наружного воздуха выше, чем энтальпия удаляемого воздуха, а также отказаться от второго подогрева, в

холодный период - существенно сократить затраты теплоты на нагревание наружного воздуха. При использовании испарительного охлаждения, когда энтальпия наружного воздуха ниже, чем внутреннего и удаляемого, рециркуляция нецелесообразна. Перемещение рециркуляционного воздуха по сети воздуховодов всегда будет связано с дополнительными затратами электроэнергии, потребует строительный объем для размещения рециркуляционных воздуховодов. Рециркуляция будет целесообразна в том случае, если затраты на её устройство и функционирование будут меньше, чем получаемая экономия теплоты и холода. Поэтому при определении расхода приточного воздуха всегда следует стремиться приблизить его к минимально необходимому значению наружного воздуха, принимая соответствующую схему воздухораспределения в помещении и тип воздухораспределителя и, соответственно, прямооточную схему.

С целью сокращения расхода теплоты на нагревание наружного воздуха в холодный период года следует проанализировать возможность использования вторичной теплоты от низкопотенциальных источников, а именно: теплоты удаляемого воздуха, отходящих газов теплогенераторов и технологического оборудования, теплоты конденсации холодильных машин, теплоты осветительной арматуры, теплоты сточных вод и т. д. Теплообменники регенерации теплоты удаляемого воздуха позволяют также несколько снизить расход холода в тёплое время года в климатических районах с жарким климатом.

Чтобы сделать правильный выбор, необходимо знать возможные схемы обработки воздуха и их особенности. Рассмотрим наиболее простые процессы изменения состояния воздуха и их последовательность в центральных кондиционерах, обслуживающих одно помещение большого объёма.

Обычно определяющим режимом для выбора технологической схемы обработки и определения производительности системы кондиционирования воздуха является тёплый период года. В холодный период года стремятся

сохранить расход приточного воздуха, определенный для тёплого периода года, и схему обработки воздуха.

### 6.3 Выбор воздухонагревателей

*Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для тёплого периода года.*

Исходными данными для построения являются:

- расчётные параметры наружного воздуха: температура  $t_n$ , °С, и энтальпия  $I_n$ , кДж/кг;
- расчётные параметры внутреннего воздуха: температура  $t_v$  и относительная влажность воздуха  $\phi_v$ , %;
- избыточное количество явной  $Q_{я}$ , Вт, и полной теплоты  $Q_{пол}$ , Вт, количество влаги  $W$ , кг/ч;
- схема организации воздухообмена;
- температура приточного  $t_{п}$ , °С, и удаляемого воздуха  $t_y$ , °С, минимальный расход наружного воздуха  $G_n^{мин}$ , кг/ч.

Требуется определить:

- параметры характерных точек изменения состояния воздуха для принципиальной схемы его обработки;
- расходы приточного, а, если используется рециркуляция, то рециркуляционного воздуха;
- расход воздуха через соответствующее оборудование (воздухонагреватель, воздухоохладитель, блок увлажнения, байпас);
- расходы теплоты и холода в теплообменных аппаратах обработки воздуха.

Относительная влажность внутреннего воздуха может также уточняться в ходе построения.

Построение начинают с нанесения на  $I-d$  диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного ( $t_n$  и  $I_n$ ) и внутреннего воздуха ( $t_v$ ,  $\phi_v$ ) для расчётных условий (см. рисунок 6.4).

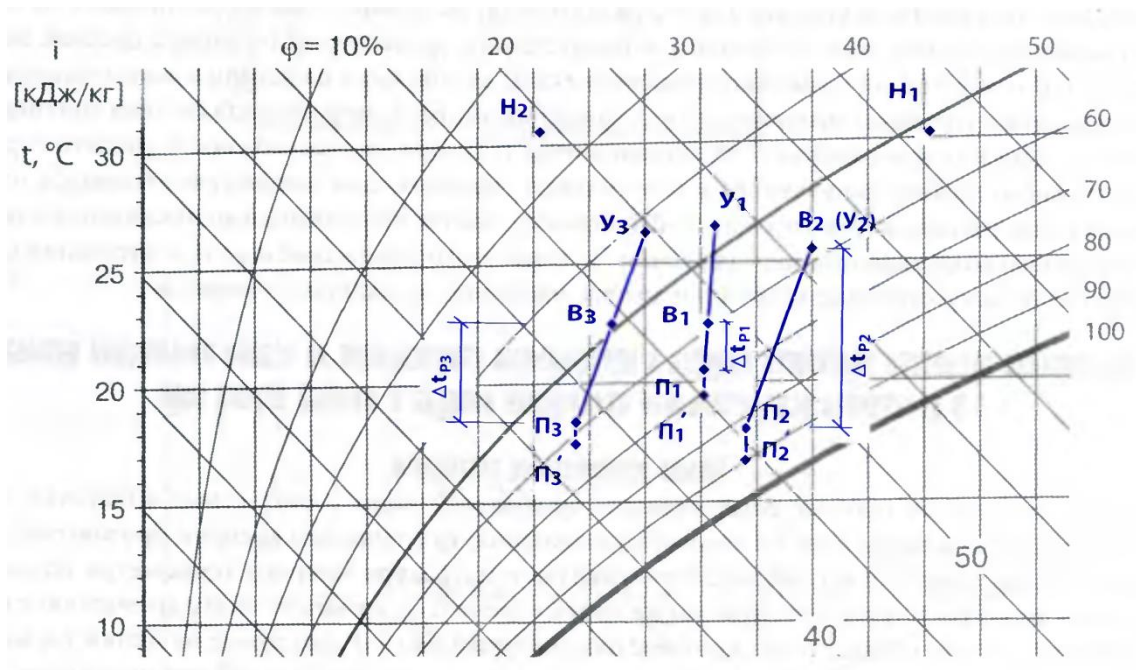


Рис.6.4. Процессы изменения состояния воздуха в помещении при разных вариантах воздухораспределения: 1 – при вытесняющей вентиляции  $P_1'P_1B_1U_1$ ; 2 – при перемешивающей вентиляции  $P_2'P_2B_2(U_2)$ ; 3 – распределение воздуха из-под пола  $P_3'P_3B_3U_3$

Затем определяют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении:

$$\varepsilon = \frac{3,6Q_{\text{пол}}}{W} = \frac{3,6Q_{\text{я}} + 2540W}{W}, \quad (6.11)$$

где  $Q_{\text{пол}}$  – полная избыточная теплота в помещение в тёплый период, Вт;

$Q_{\text{я}}$  – явная избыточная теплота в помещение в тёплый период, Вт;  $W$  – влагопоступления в помещение в тёплый период, кг/ч.

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: т. П (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы  $t_n = \text{const}$ ), т. У (то же и изотермы  $t_y = \text{const}$ ).



Температуру приточного и удаляемого воздуха определяют и проверяют расчетом воздухораспределения в зависимости от выбранного способа вентиляции: перемешивающая, вытесняющая или распределение из-под пола.

**При перемешивающей вентиляции** и распределении воздуха в тёплый период года струями, настилающимися на потолок, коэффициент воздухообмена по теплоте можно принимать равным единице, поэтому температура удаляемого воздуха будет равна температуре внутреннего воздуха и точка У будет совпадать с точкой В.

**При вытесняющей вентиляции** и распределении воздуха из-под пола температура удаляемого воздуха должна быть определена расчётом. Из т. П проводят линию постоянного влагосодержания  $d_{\text{п}} = \text{const}$  до пересечения с изотермой  $t_{\text{п}}^1 = t_{\text{п}} - 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$  в точке П<sub>1</sub>.

Отрезок П–П<sub>1</sub> учитывает подогрев воздуха в вентиляторе за счёт перехода механической энергии в тепловую и в воздуховодах вследствие трения и теплопередачи через стенки. Обычно на этапе, когда ещё не подобран вентилятор, принимают повышение температуры  $0,5 \dots 1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

В зависимости от взаимного расположения точек Н и П<sub>1</sub> решается вопрос о способе обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного. В районах с сухим и жарким климатом, например, с параметрами т. Н<sub>2</sub>, если  $d_{\text{н}2} < d_{\text{п}}$  и  $I_{\text{н}2} \geq I_{\text{п}}$ , а также в помещениях с большими избытками явной теплоты и допустимой повышенной влажностью воздуха необходимо охлаждение и увлажнение наружного воздуха, что можно реализовать на основе использования прямого или косвенного испарительного охлаждения. В районах средней полосы Европейской части России возможно применение схем, основанных на **испарительном охлаждении**. Это даёт возможность сократить расход искусственного холода, получаемого в холодильных машинах, или полностью отказаться от них. Если взаимное расположение точек на  $I-d$  диаграмме таково, что

необходимо охлаждение и осушение наружного воздуха, например, для точки  $H_1$ , когда  $d_{H1} > d_n$  и  $I_{H1} > I_n$ , то применяют искусственные источники холода, например, холодильные машины.

*Прямое испарительное охлаждение.*

В контактных аппаратах, таких, как оросительные камеры (рисунок 6.5) и блоки сотового увлажнения (рисунок 6.6), если организовать процесс рециркуляции орошающей воды, то с течением времени при контакте воды с воздухом она приобретает температуру, равную температуре мокрого термометра начального состояния воздуха.

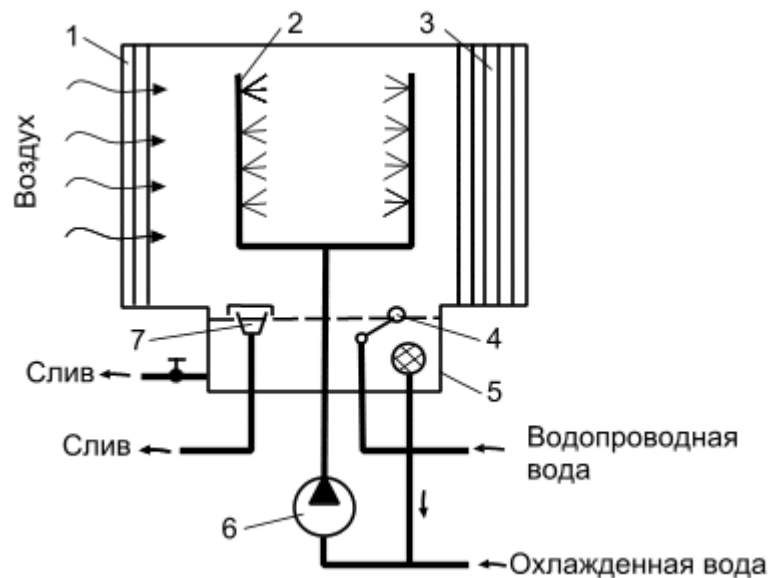


Рис. 6.5. Схема оросительной камеры:

1 – воздухораспределитель; 2 – стояки с форсунками; 3 – каплеуловитель;  
4 – шаровой клапан; 5 – поддон; 6 – циркуляционный насос; 7 – переливное устройство

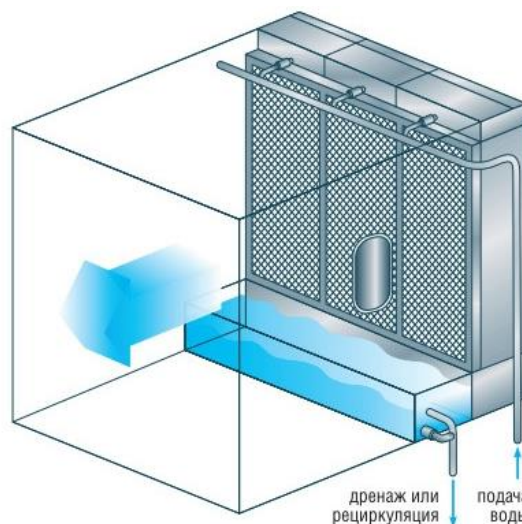


Рис. 6.6. Блок сотового увлажнения

Воздух при этом также будет стремиться к равновесному состоянию с водой; предельному его состоянию будет соответствовать точка на  $I-d$  диаграмме на линии насыщения ( $\phi = 100\%$ ) при температуре, равной температуре мокрого термометра. Воздух будет охлаждаться и увлажняться, при этом явное количество теплоты, отбираемое у воздуха, будет затрачиваться на испарение воды, а скрытое количество теплоты, содержащееся в водяных парах, будет возвращаться в воздух. С некоторой долей допущения можно считать, что процесс идёт без подвода и отвода теплоты извне и энтальпия воздуха остаётся неизменной. Реальный процесс несколько отклоняется от теоретического, но в инженерных расчётах это не учитывают. Конечное состояние воздуха будет характеризовать точка на линии процесса адиабатного увлажнения при  $\phi = 90...95\%$ .

Для построения процесса прямого испарительного охлаждения следует из точки Н провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией  $\phi = 95\%$  в точке О, характеризующей конечное состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения (рисунок 6.7).

Приточный воздух с помощью вентилятора, проходя через воздухопроводы, поступает в обслуживаемое помещение. По пути движения его температура повышается в результате перехода механической энергии в тепловую энергию в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздухопроводов. Через точку О проводят линию постоянного влагосодержания. Принимаем  $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ . Тогда точка П будет находиться на линии постоянного влагосодержания  $d_o = \text{const}$  и иметь температуру на  $1^\circ\text{C}$  выше, чем точка О. Через точку П проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении  $\varepsilon$ , и на пересечении её с линией постоянной температуры  $t_b = \text{const}$  при заданном значении температуры внутреннего воздуха получают точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха в помещении, и точку У, характеризующую состояние удаляемого воздуха.

Определяют значение относительной влажности воздуха в помещении. Если оно не превышает максимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха  $\varphi = 60\%$ , то построение закончено. Таким образом, отрезок НО – адиабатное охлаждение и увлажнение воздуха, ОП – подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

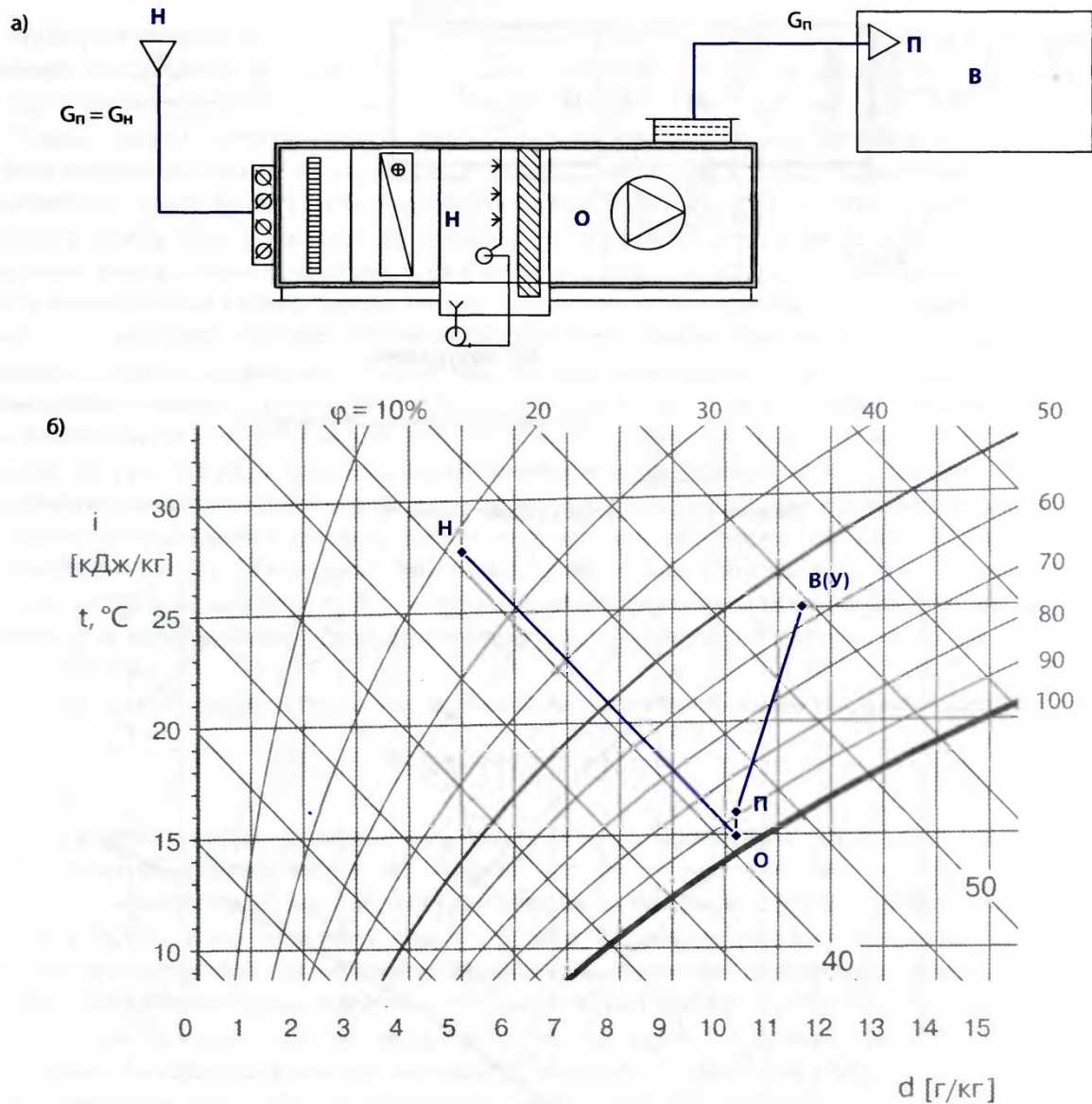


Рис. 6.7. Построение процессов обработки воздуха на основе применения прямого испарительного охлаждения: а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме

Расход приточного воздуха  $G_n$  определяют из условия удаления избыточной полной теплоты, кг/ч:

$$G_{\Pi} = \frac{3,6Q_{\text{пол}}}{(I_y - I_{\Pi})} \quad (6.12)$$

где  $I_B$  – энтальпия воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, °С;  
 $I_{\Pi}$  – энтальпия приточного воздуха, °С.

Полученное значение расхода приточного воздуха следует сравнить с минимально необходимым расходом наружного воздуха  $G_{\text{н}}^{\text{мин}}$ , кг/ч. Если расход приточного воздуха меньше минимально необходимого расхода наружного воздуха, то принимают  $G_{\Pi} = G_{\text{н}}^{\text{мин}}$  и корректируют построение, вычисляя энтальпию приточного воздуха:

$$I_{\Pi'} = I_y - \frac{3,6Q_{\text{пол}}}{G_{\Pi}}, \text{ кДж/кг.} \quad (6.13)$$

Температура воздуха в точке О', характеризующей требуемое состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения, будет на один градус Цельсия меньше температуры приточного воздуха:  $t_{\text{о}}' = t_{\Pi} - 1^{\circ}\text{С}$ . На линию  $I_{\text{н}} = \text{const}$  наносят точку О', затем выполняют построение точек П' и В (рисунок 6.8 б).

Таким образом, требуется менее глубокое увлажнение и охлаждение воздуха в блоке адиабатного увлажнения. На выходе из контактного аппарата может быть получено значение относительной влажности воздуха  $\varphi < 90\%$ , если уменьшить количество воды, подаваемой на распыление, применить форсунки, обеспечивающие распыление воды в широком диапазоне изменения давления перед ними в оросительных камерах. При изменении расхода воды достигается регулируемый процесс в оросительной камере, изменение расхода может быть ступенчатым или плавным, что связано с типом применяемого насоса. В блоке сотового увлажнения есть возможность применить насадки разной глубины, следовательно, изменять поверхность контакта воздуха и воды, что также даёт возможность изменять параметры воздуха на выходе из аппарата и достигать определенного значения коэффициента эффективности (0,65; 0,85; 0,95). Однако это нельзя назвать

управляемым процессом, хотя расход воды здесь также изменяется при уменьшении глубины насадки. В этом случае построение следует откорректировать так, чтобы значение коэффициента эффективности процесса адиабатного увлажнения соответствовало стандартным значениям. Таким образом, отрезок  $HO'$  – управляемое адиабатное охлаждение и увлажнение воздуха,  $O'П$  – подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах,  $ПВ$  – процесс изменения состояния воздуха в помещении. Схема компоновки оборудования, соответствующая такому способу обработки воздуха, представлена на рисунке 6.8 а.

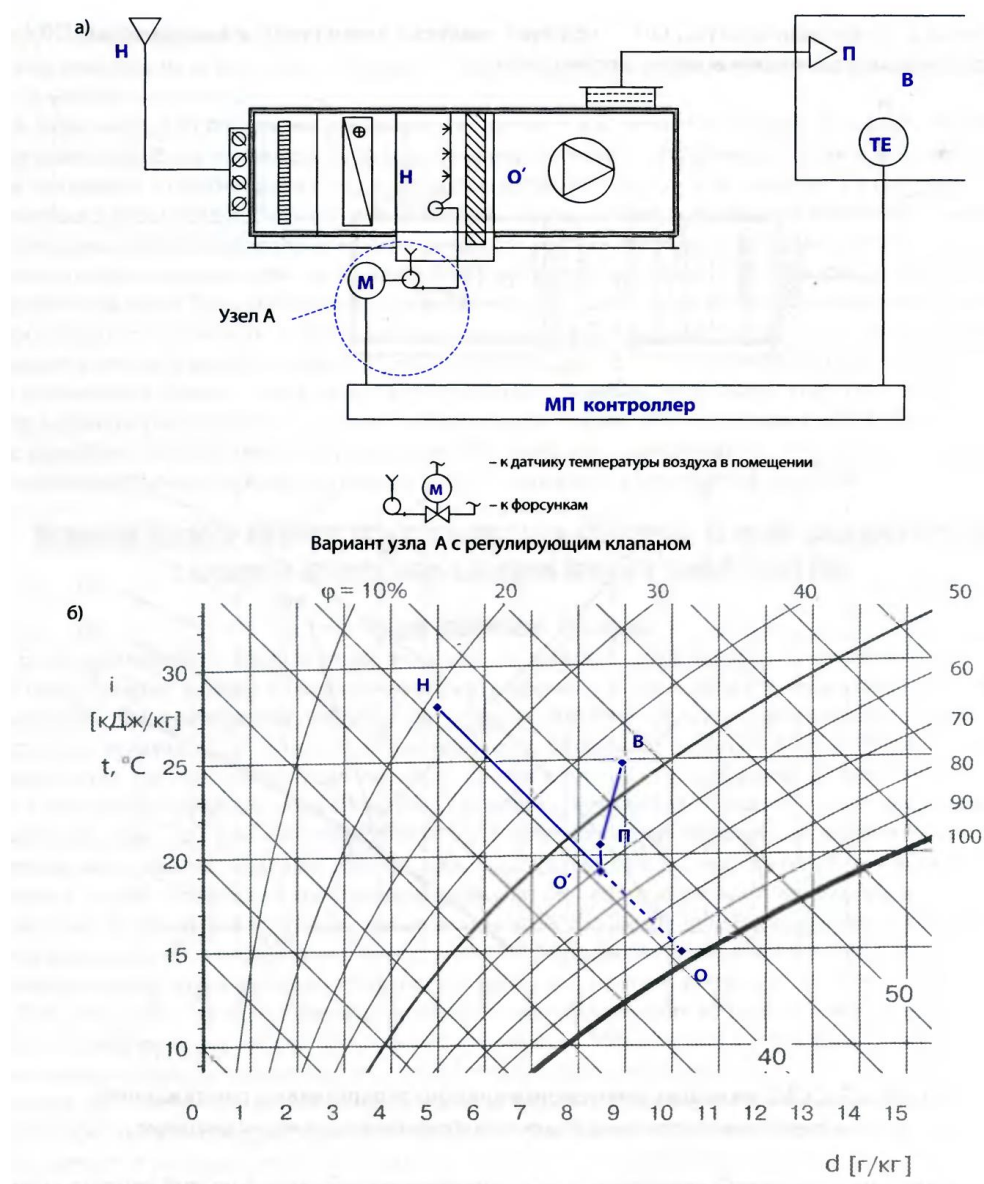


Рис. 6.8. Построение процессов обработки воздуха на основе применения прямого управляемого испарительного охлаждения: а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме

Расход воды, для возмещения испарившейся в блоке адиабатного увлажнения, составит, кг/ч:

$$W = G_n(d_o - d_n) \cdot 10^{-3} \quad (6.14)$$

где  $d_o$  – конечное влагосодержание воздуха после блока адиабатного увлажнения, г/кг.

Для достижения требуемых параметров воздуха на выходе из контактного аппарата также применяется **байпас**, когда часть наружного воздуха проходит через оросительное пространство, а другая его часть проходит без обработки через байпас, после чего происходит смешивание.

В блоках сотового увлажнения байпас предусмотрен в конструкции аппарата. Этот способ обработки воздуха применяется также в том случае, когда при первоначальном построении относительная влажность внутреннего воздуха превысила максимальное значение. При построении данного процесса следует принимать максимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха  $\varphi = 60\%$  при определении положения точки В, характеризующей состояние внутреннего воздуха.

Наносим по двум параметрам точки  $B(t_b, \varphi_b)$  и  $H(t_n, I_n)$  (рисунок 6.9 б) . Через точку Н проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией  $\varphi = 95\%$  в точке О, характеризующей конечное состояние части наружного воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения. Для вспомогательного построения точки В' по линии постоянного влагосодержания  $d_b = const$  опускаются на один градус вниз. Через точку В' проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении  $\varepsilon$  и на пересечении её с линией постоянной энтальпии  $I_n = const$  получают точку С, характеризующую состояние смеси наружного необработанного воздуха, проходящего через байпас (точка Н), и потока воздуха, охлаждённого в блоке адиабатного увлажнения (точка О). Через точку С проводят линию



постоянного влагосодержания и на её пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку В, получают точку П, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении.

Таким образом, отрезок НО – адиабатное охлаждение и увлажнение части приточного воздуха, НСО – процесс смешения потока воздуха, охлаждённого и увлажнённого в блоке адиабатного увлажнения, и наружного воздуха, СП – подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении. Схема компоновки оборудования СКВ с байпасом представлена на рисунок 6.9 а.

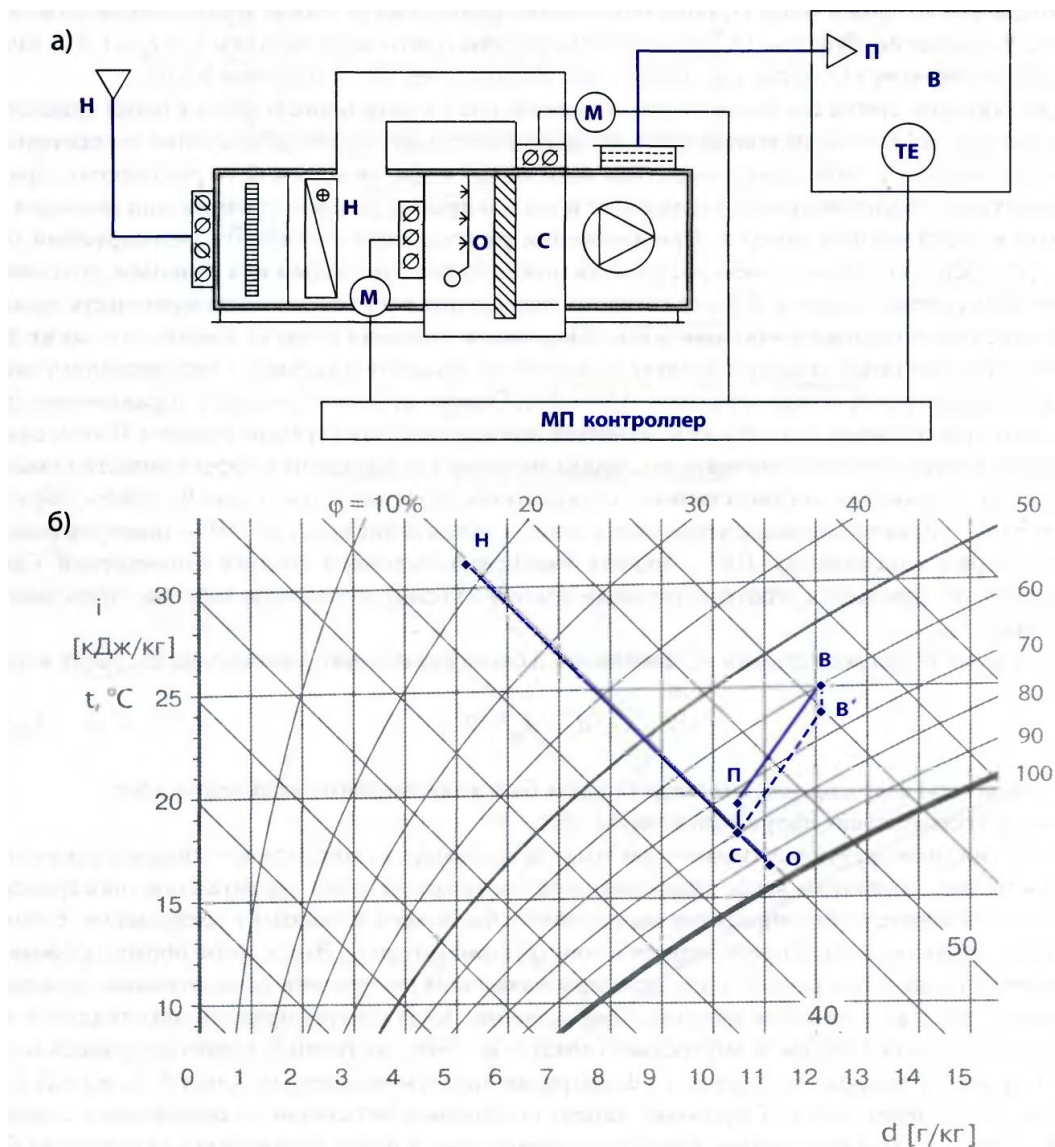


Рис. 6.9. Построение процессов обработки воздуха на основе применения прямого испарительного охлаждения с байпасом:



Расход приточного воздуха находят по формуле 6.15. Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство, определяют из уравнения баланса по влаге для смешиваемых потоков воздуха:

$$G_o d_o + (G_{\Pi} - G_o) d_n = G_{\Pi} d_c \quad (6.15)$$

Из уравнения 6.15 получают:

$$G_o = G_{\Pi} \frac{d_c - d_n}{d_o - d_n} \quad (6.16)$$

где  $G_{\Pi}$  – расход приточного воздуха, кг/ч;  $G_o$  – расход воздуха через блок адиабатного увлажнения, кг/ч;  $d_o$  – влагосодержание воздуха после блока адиабатного увлажнения, г/кг;  $d_c$  – влагосодержание приточного воздуха, г/кг;  $d_n$  – влагосодержание наружного воздуха, г/кг.

Схема обработки воздуха с прямым испарительным охлаждением имеет ограниченное применение, так как параметры приточного воздуха в значительной степени определяются параметрами наружного воздуха, и достаточно сложно поддерживать относительную влажность воздуха в помещении не выше максимально допустимого уровня для большинства климатических районов России.

*Прямоточная схема с использованием воздухонагревателя второго подогрева.*

Прямоточная схема применяется в том случае, когда рециркуляции невозможна, нецелесообразна (энтальпия удаляемого воздуха из помещения больше энтальпии наружного воздуха  $I_y > I_n$ ) или необходимость в рециркуляции отсутствует (минимально необходимый расход наружного воздуха больше расхода приточного воздуха, определенного на удаление полных теплоизбытков в помещении,  $G_n \geq G_{\Pi}$ ). При проектировании следует всегда стремиться к исключению рециркуляции и применению прямоточной схемы обработки воздуха. Схема компоновки оборудования центрального

кондиционера, соответствующая проточной схеме с воздушонагревателем второго подогрева, представлена на рис.6.10 а. В схеме предусмотрена возможность регулирования температуры внутреннего (приточного) воздуха путём изменения расхода воды через поверхностный воздушонагреватель второго подогрева по сигналу датчика температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха) и косвенное регулирование относительной влажности воздуха.

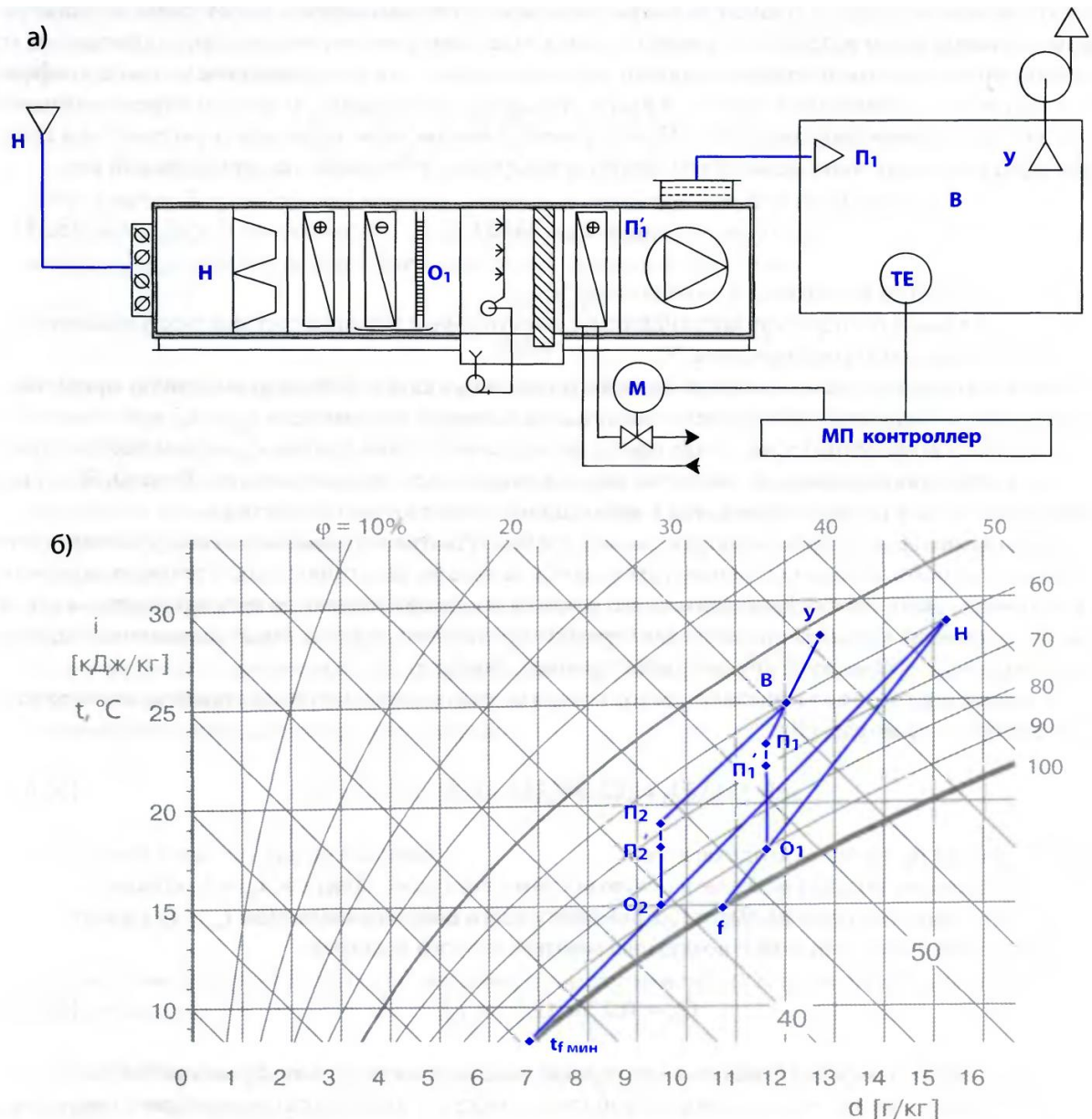


Рис. 6.10. Прямоточная СКВ с воздушонагревателем второго подогрева: а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме:  $HO_1P_1'P_1BU$  – для вытесняющей вентиляции,  $HO_2P_2'P_2B$  – для перемешивающей вентиляции

Для построения процесса при прямоточной схеме обработки воздуха линию  $d_{п1} = \text{const}$  продляют до пересечения с линией  $\phi_0 = \text{const}$  в т.  $O_1$ , отвечающей значению конечной относительной влажности воздуха на выходе из применяемого для целей охлаждения и осушения воздуха теплообменного аппарата (рисунок 6.10 б).

Для охлаждения и осушения воздуха может быть использована камера орошения, в которую для реализации политропного процесса подают воду на распыление с температурой ниже температуры точки росы начального состояния воздуха. Конечную относительную влажность воздуха на выходе из камеры орошения принимают равной в диапазоне 90-95%. Для охлаждения и осушения воздуха чаще используют поверхностные воздухоохладители, в которых при контакте воздуха с охлаждённой поверхностью рекуперативного теплообменника наблюдается конденсация водяных паров и происходит уменьшение влагосодержания воздуха; этот процесс называют «мокрым» охлаждением. Конечная относительная влажность охлаждённого и осушённого воздуха в поверхностном воздухоохладителе зависит от начальной относительной влажности воздуха. Согласно рекомендациям Кокорина О.Я. можно принимать  $\phi_k = 88 \%$  при начальной относительной влажности воздуха  $\phi_n < 45 \%$ ,  $\phi_k = 92 \%$  при  $45 \% < \phi_n < 70 \%$ ,  $\phi_k = 98 \%$  при  $\phi_n > 70 \%$ .

Таким образом, точка  $O_1$  характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, а полученный отрезок  $O_1П_1$  – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Далее т. Н соединяют с т.  $O_1$ ,  $НО_1$  – процесс охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе или камере орошения.  $П'_1П_1$  – процесс нагревания воздуха в вентиляторе и воздуховодах,  $П_1ВУ$  – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Схема обработки воздуха со вторым подогревом является нерациональной, т.к. воздух сначала глубоко охлаждается, а затем нагревается до необходимой температуры в воздухонагревателе второго

подогрева, каждый из этих процессов сопровождается затратами энергии. Необходимо всегда стремиться к исключению второго подогрева. Однако в отдельных случаях, в частности, в помещениях со значительными влаговыведениями, малыми теплоизбытками и низким значением углового коэффициента процесса ассимиляции теплоты и влаги, это сделать невозможно. Если линия, соединяющая точки  $\Pi^1$  и Н, не пересекает линию насыщения или пересекает её в точке с температурой ниже минимальной температуры поверхности теплообмена, определяемой как

$$t_f \geq t_{\text{хв}} + (3...5). \quad (6.17)$$

где  $t_f$  – температура поверхности теплообмена, °С;  $t_{\text{хв}}$  – начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального кондиционера, °С, то необходим второй подогрев.

Если соотношение не выполняется, то на линии насыщения  $\phi = 100 \%$  отмечают точку предельного состояния воздуха при средней температуре охлаждающей поверхности  $t_{\text{фмин}} = t_{\text{хв}} + 3$ .

Соединяют полученную точку с точкой Н и на пересечении этой линии с  $d_{\text{п2}} = \text{const}$  находят точку  $O_2$ , характеризующую конечное состояние охлаждённого и осушённого воздуха. Тогда  $O_2\Pi^1_2$  – неизбежный процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева.

Необходимость во втором подогреве может возникнуть при использовании воздухоохладителя непосредственного испарения, параметры воздуха на выходе из которого достаточно низкие, чтобы соответствовать параметрам приточного воздуха, и сложно поддаются регулированию, а также при вытесняющей вентиляции, когда температура приточного воздуха имеет достаточно высокое значение – на  $1...2$  °С ниже температуры внутреннего воздуха.

На основе построения вычисляют **расход холода** на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0,278G_{\Pi}(I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}}), \quad (6.18)$$

где  $G_{\text{пр}}$  – расход приточного воздуха, кг/ч;  $I_{\text{вн}}$  – энтальпия воздуха на входе в поверхностный воздухоохладитель  $I_{\text{вн}} = I_{\text{н}}$ , кДж/кг;  $I_{\text{вк}}$  – энтальпия воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя  $I_{\text{вк}} = I_{\text{о}}$ , кДж/кг.

Определяют **расход теплоты** в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_{\text{т}} = 0,278c_{\text{в}}G_{\Pi}(t_{\Pi^1} - t_{\text{о}}), \quad (6.19)$$

где  $t_{\Pi^1}, t_{\text{о}}$  – соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, °С.

Недостатком прямоточной схемы обработки воздуха с использованием второго подогрева в тёплый период года является повышенное потребление энергии: холода на охлаждение и теплоты на нагревание, что является неэкономичным. Установка воздухонагревателя второго подогрева требует дополнительную строительную площадь и контур теплоснабжения со всей необходимой запорно-регулирующей арматурой. Достоинством такой схемы является простота регулирования температуры воздуха в помещении методом «точки росы».

Для исключения или уменьшения расхода теплоты на второй подогрев применяют управляемые процессы тепломассообмена, байпасирование по воздуху, вторую рециркуляцию.

Процессы осушения и охлаждения воздуха, когда линия П<sup>1</sup>Н не пересекает линию насыщения, могут быть реализованы в контактных аппаратах, в том числе в оросительных камерах, с использованием растворов солей бромистого лития или хлористого лития, которые имеют свойства абсорбентов.

### Пример № 3

Построить процесс обработки воздуха при приточной схеме со вторым подогревом для спортивного зала в холодный период года. Исходные данные: Схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция  $k_t = 1$ . Параметры внутреннего воздуха:  $t_v = 19$  °С,  $\phi_v = 30$  %, явные избытки теплоты:  $Q_{я}^л = 16406$  Вт, количество влаги:  $W_v^л = 24000$  г/ч, минимальный расход наружного воздуха  $G_{min}^н = 9600$  кг/ч. Расход приточного воздуха равен расходу наружного воздуха. Параметры наружного воздуха: температура  $t_n = -26$  °С, энтальпия  $-25,4$  кДж/кг.

1. Наносим т. Н, характеризующую состояние наружного воздуха ( $t_n = -26$  °С,  $I_n = -25,4$  кДж/кг) и т. В, характеризующую состояние внутреннего воздуха ( $t_v = 19$  °С,  $\phi_v = 30$  %) (рисунок 1).

2. Вычисляем тепловлажностное отношение:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 16406 + 2540 \cdot 24}{24} = \frac{120021,6}{24} = 5000 \text{ кДж/кг}.$$

3. Принимаем расход приточного воздуха в размере минимально необходимого расхода наружного воздуха  $G_{min}^н = 9600$  кг/ч и определяем энтальпию приточного воздуха:

$$I_{п} = 29,7 - \frac{3,6 \cdot 33339}{9600} = 17,2 \text{ кДж/кг}.$$

4. Наносим точку  $П^1$  на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении.

5. Проводим линию постоянного влагосодержания  $d_{п} = 1,6$  г/кг и на неё наносим точку  $O^1$ , характеризующую конечное состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения. Температура воздуха по сухому и мокрому термометру имеет отрицательное значение, что нежелательно.

6. Поэтому корректируем построение, задаваясь более высоким значением относительной влажности воздуха в помещении  $\phi = 45$  % (точка  $B^2$ ). Проводим через точку  $B^2$  процесс изменения состояния воздуха в

помещении и наносим точку  $\Pi^2$  по вычисленному значению энтальпии приточного воздуха:

$$I_{\Pi} = 34,9 - \frac{3,6 \cdot 33339}{9600} = 22,4 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем температуру приточного воздуха. Через точку  $\Pi^2$  проводим линию постоянного влагосодержания  $d_{\Pi} = 3,7 \text{ г/кг}$  и на нее наносим точку  $O^2$  при относительной влажности  $\varphi = 90\%$ , характеризующей конечное состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения.

Через точку  $O^2$  проводим линию постоянной энтальпии  $I_o = 10,3 \text{ кДж/кг}$  и на пересечении с линией постоянного влагосодержания  $d_{\Pi} = 0,4 \text{ г/кг}$  получаем точку К, характеризующую состояние наружного воздуха после нагревания в воздухонагревателе первого подогрева. Параметры точек, определенные при построении, приведены в таблице 6.3.

8. Количество теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:

$$Q_{\tau 1} = 0,278 \cdot 9600 \cdot 1,005 \cdot (9,2 - (-26)) = 94411,5 \text{ Вт.}$$

9. Расход теплоты на второй подогрев:

$$Q_{\tau 2} = 0,278 \cdot 9600 \cdot 1,005 \cdot (12,9 - 1,0) = 31917,5 \text{ Вт.}$$

10. Количество влаги на адиабатное увлажнение воздуха:

$$W = 9600 \cdot (3,7 - 0,4) = 31680 \text{ г/ч.}$$

Результаты построения на  $I-d$  диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунок 6.11.

Таблица 6.3

**Параметры точек состояния воздуха при прямооточной  
схеме со вторым подогревом**

|                 |           |      | Н     | В <sup>1</sup> | В    | Π    | О   | К   | Π <sup>1</sup> | О <sup>1</sup> |
|-----------------|-----------|------|-------|----------------|------|------|-----|-----|----------------|----------------|
| Температура     | $t$       | °С   | -26,0 | 19,0           | 19,0 | 12,9 | 1,0 | 9,2 | 13,0           | -10,1          |
| Влажность       | $\varphi$ | %    | 100%  | 30%            | 45%  | 40%  | 90% | 6%  | 17%            | 100%           |
| Влагосодержание | $d$       | г/кг | 0,4   | 4,1            | 6,2  | 3,7  | 3,7 | 0,4 | 1,6            | 1,6            |



|           |        |                   |       |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|--------|-------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|
| Энтальпия | $I$    | кДж/кг            | -25,4 | 29,7 | 34,9 | 22,4 | 10,3 | 10,3 | 17,2 | -6,3 |
| Плотность | $\rho$ | кг/м <sup>3</sup> | 1,41  | 1,19 | 1,19 | 1,21 | 1,27 | 1,23 | 1,22 | 1,32 |

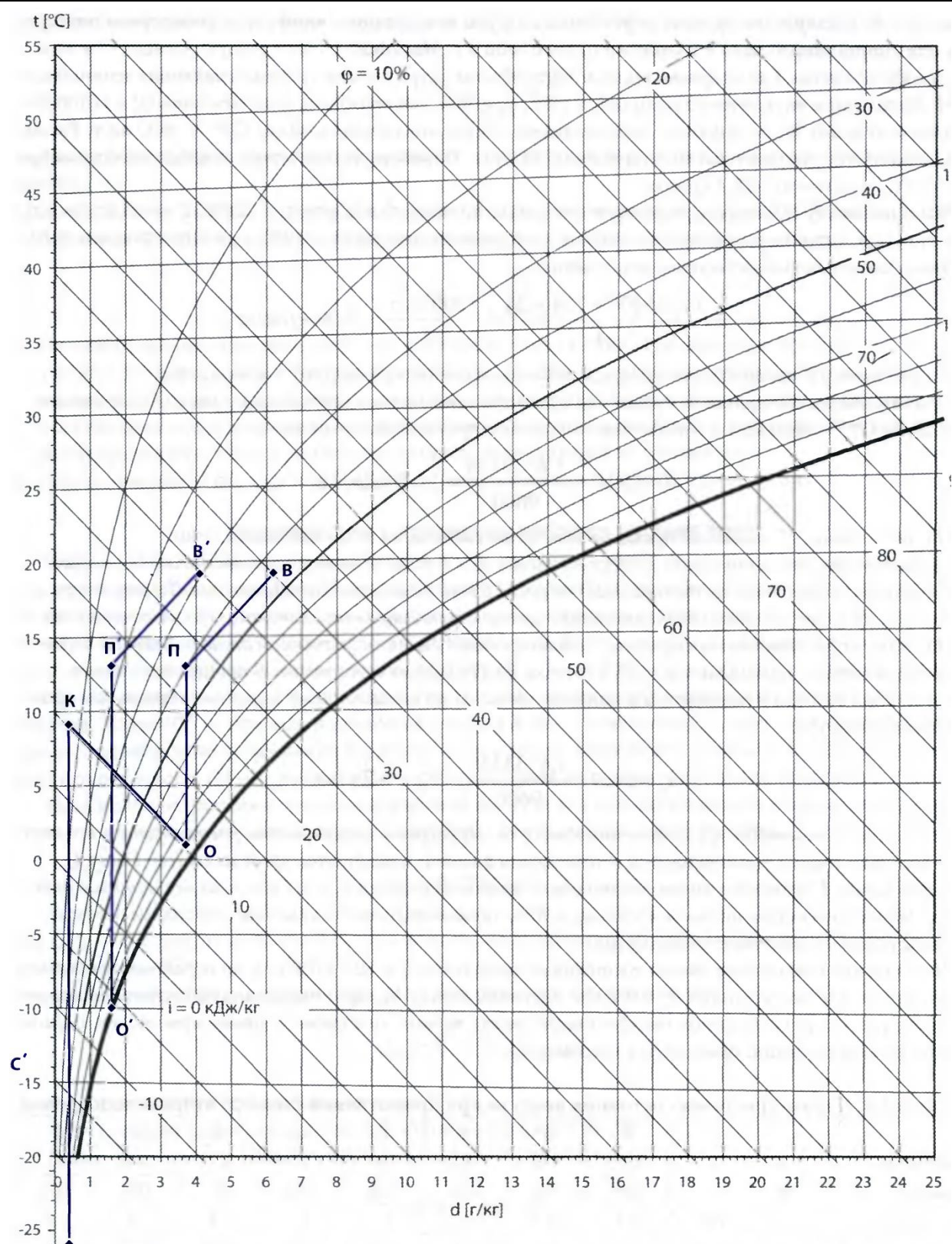


Рис.6.11. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере для проточной схемы с двумя подогревами для холодного периода года



## 6.4 Выбор шумоглушителей

Источником шума в системах вентиляции являются вентиляторы и электродвигатели вентиляторов, а также движение воздуха в каналах и воздуховодах.

Е.Я. Юдин, исследовавший шум вентиляционных установок, указывает на три основные составляющие **аэродинамического шума**, создаваемого вентилятором:

1. Вихревой шум - следствие образования вихрей и периодического срыва их при обтекании элементов вентилятора потоком воздуха;

2. Шум от местных неоднородностей потока, образующихся на входе и выходе из колеса и приводящих к нестационарному обтеканию лопаток и неподвижных элементов вентилятора, расположенных около колеса;

3) Шум вращения - каждая движущаяся лопатка колеса вентилятора является источником возмущения воздушной среды и образования вихрей. Доля шума вращения в общем шуме вентилятора обычно незначительна.

Колебания элементов конструкции вентиляционной установки, часто вследствие неудовлетворительной балансировки колеса, являются причиной **механического шума**. Механический шума вентилятора обычно имеет ударный характер, пример тому - стуки в зазорах изношенных подшипников.

Шум, создаваемый вентиляционной установкой, передаётся в помещения следующими путями:

а) по воздушной среде внутри воздуховодов через приточные и вытяжные решётки или через шахты вытяжных систем в атмосферу;

б) через стенки транзитных воздуховодов в помещение, по которому они проложены;

в) по воздушной среде, окружающей вентиляционную установку, к ограждающим конструкциям камеры и через них в смежные помещения.

Каждый из перечисленных путей передачи шума определяет соответствующие мероприятия, которые должны быть предусмотрены для уменьшения шума в помещениях с нормируемым уровнем звука.

Шумы нормируют исходя из допустимого воздействия их на организм человека, при котором шум или вообще не оказывает влияния на самочувствие человека или это влияние незначительно.

Допустимые уровни звукового давления на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, в жилых и общественных зданиях, а также на территории жилой застройки и промышленных объектов строго ограничиваются действующими санитарными нормами. Шумы нормируются в девяти октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц.

#### **Пример № 4**

Определить необходимый уровень звукового давления у расчётного воздухораспределителя от шума от вентиляторов приточной и вытяжной систем, обслуживающих учебные аудитории размерами 12х7х3,5 м. Приток в помещение производится через 2 решётки РВ 3 400х250 мм,  $A_0 = 0,062 \text{ м}^2$ , вытяжка – через 4 вытяжные решётки с клапаном для регулирования расхода воздуха АВР2К 250х150 с суммарной площадью живого сечения  $A_0 = 0,1124 \text{ м}^2$ , установленные без интервалов рядом друг с другом. Высота акустического центра решёток над полом,  $H_{вр} = 3,1 \text{ м}$ , расчётной точки – 1,2 м.

Координаты акустических центров решёток относительно расчётной точки, принятой за условный нуль:

- приточная решётка:  $x = 2,0 \text{ м}$ ;  $y = 1,0 \text{ м}$ ;  $z = 1,9 \text{ м}$ ;
- вытяжная решётка:  $x = 0,5 \text{ м}$ ;  $y = -1,2 \text{ м}$ ;  $z = 1,9 \text{ м}$ .

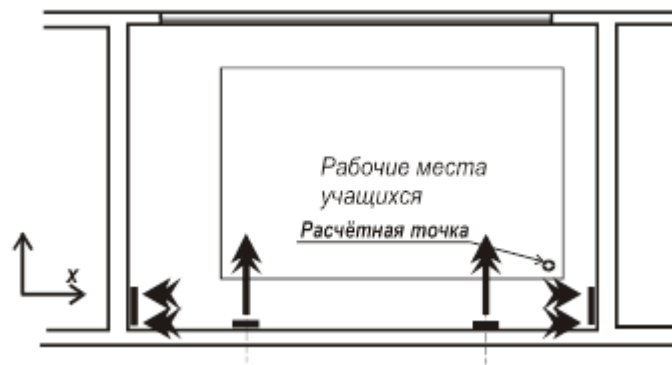


Рис. 6.12. Размещение приточных и вытяжных устройств, расчётной точки в плане учебной аудитории

**Пояснение.** Расчётная точка – голова учащегося крайнего места последнего от преподавателя ряда.

*Конструкция приточной системы.*

Вентилятор ВЦ4-70 №8  $D = 0,95D_{\text{ном}}$ , производительность  $12000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , полное давление  $840 \text{ Па}$ , при частоте вращения  $965 \text{ об/мин.}$  и коэффициенте полезного действия  $\eta = 0,835$  и  $\eta_{\text{макс}} = 0,85$ . Размеры выхлопного отверстия вентилятора –  $560 \times 560 \text{ мм}$ .

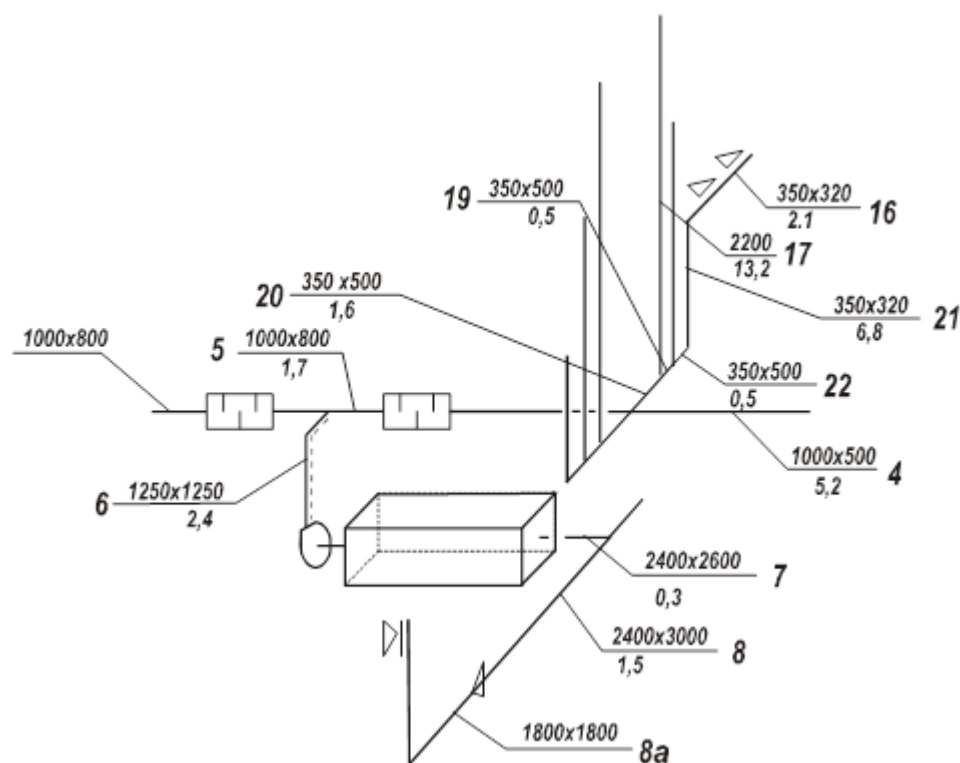


Рис. 6.13. Схема приточной вентиляционной системы в пределах основного направления расчёта

*Пояснения к рисунку 6.13.*

Участки 16 и 21 выполнены из шлакоалебастровых плит. Прочие участки – из листовой стали. Участки 22, 19, 20 имеют одинаковое поперечное сечение при ширине 350 мм и высоте 500 мм.

#### *Вытяжная система.*

Вентилятор вытяжной системы: ВЦ4-70 №6,3,  $D = 1,05D_{\text{ном}}$ , производительность 12000 м<sup>3</sup>/ч, давление 450 Па при частоте вращения 950 об/мин, и КПД = 0,59 при максимальном КПД = 0,83. Диаметр всасывающего отверстия – 633 мм.

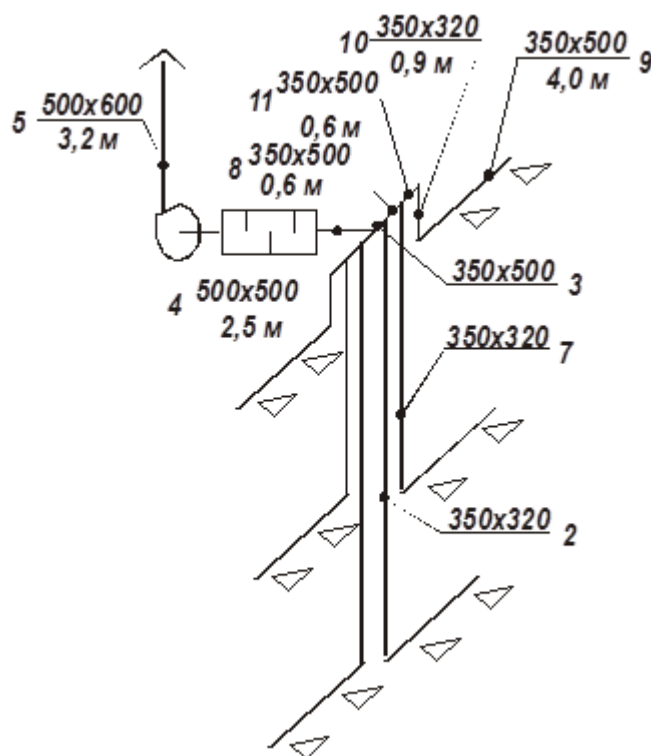


Рис. 6.14. Схема вытяжной вентиляционной системы в пределах основного направления расчёта

#### *Пояснение к рисунку 6.14.*

Участки 9 и 10 выполнены из шлакоалебастровых плит, прочие (11, 8, 3 и 5) – из листовой стали.

#### **Решение:**

Допустимый уровень шума в учебной аудитории в соответствии с СП 51.13330.2011 «Защита от шума».

Таблица 6.4

**Уровень звукового давления согласно СП 51.13330.2011**

| Назначение помещений или территорий | Время суток, ч | Уровень звукового давления (эквивалентный уровень звукового давления) $L$ , дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц |    |     |     |     |      |      |      |      |
|-------------------------------------|----------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
|                                     |                | 31,5                                                                                                                                             | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| 7 Аудитории учебных заведений       | -              | 79                                                                                                                                               | 63 | 52  | 45  | 39  | 35   | 32   | 30   | 28   |

*Пояснение.* В силу отсутствия данных для вентиляторов и шумоглушителей в пределах октавной полосы со среднегеометрической частотой 31,5 Гц, акустический расчёт выполняется в пределах полос: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Расстояния (радиусы) от акустического центра источника шума до расчётной точки, м, для приточной и вытяжной систем:

- приточное отверстие:

$$l_{xy} = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{2^2 + 1^2} = 2,236 \text{ м};$$

$$r = \sqrt{l_{xy}^2 + z^2} = \sqrt{2236^2 + 1,9^2} = 2,934 \text{ м}.$$

- вытяжное отверстие:

$$l_{xy} = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{1,2^2 + 0,5^2} = 1,3 \text{ м};$$

$$r = \sqrt{l_{xy}^2 + z^2} = \sqrt{1,3^2 + 1,9^2} = 2,302 \text{ м}.$$

Принятый уровень звукового давления в плоскости приточных и вытяжных решёток принимается на 4 дБ меньше нормативных значений.

*Пояснение.* При сложении двух одинаковых по величине уровней звукового давления в пределах одной октавной полосы происходит увеличение суммарного давления на 3,01 дБ. В данном случае предварительно неизвестно, будут ли в октавных расчётных полосах звуковые давления одинаковы, поэтому увеличение звукового давления предположено несколько большим, 4 дБ.

Таблица 6.5

#### Уровень звукового давления с учётом наложения звуковых волн

| Частоты, Гц | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
|-------------|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
|-------------|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|

|                       |    |    |    |    |    |    |    |    |
|-----------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Звуковое давление, дБ | 58 | 47 | 40 | 34 | 30 | 27 | 25 | 23 |
|-----------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|

Расчёт уровней звукового давления по 8-ми октавным полосам среднегеометрических частот для приточного вентилятора ВЦ4-75 №8. Размер выхлопного отверстия – 560х560 мм.

Основная расчётная формула для определения октавного уровня звуковой мощности вентилятора, излучаемой в воздуховод:

$$L_{p,окт} = \bar{L} + 20\lg p_v + 10\lg Q + \delta - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ},$$

где  $\bar{L}$  – критерий шумности, дБ, принимаемый в зависимости от типа и конструкции вентилятора, согласно данных от производителя (для примера представлен в таблице 20.3);  $p_v$  – полное давление, создаваемое вентилятором, Па;  $Q$  – объёмный расход воздуха вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta L_1$  – поправка, дБ, учитывающая распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам частот и принимается в зависимости от типа и частоты вращения вентилятора, согласно данным производителя (для примера представлена в таблице 20.4);  $\Delta L_2$  – поправки, дБ, учитывающая акустическое влияние присоединения воздуховода к вентилятору, определяемая согласно данным производителя (для примера представлена в таблице 20.5);  $\delta$  – поправка на режим работы вентилятора, дБ, в зависимости от КПД вентилятора:

$$(0,9...1)\eta_{\text{макс}} - \delta = 0;$$

$$(0,85...0,89)\eta_{\text{макс}} - \delta = -3;$$

$$(0,75...0,84)\eta_{\text{макс}} - \delta = -6;$$

$$(0,65...0,74)\eta_{\text{макс}} - \delta = -9;$$

$$(0,55...0,64)\eta_{\text{макс}} - \delta = -12;$$

$$(0,50...0,54)\eta_{\text{макс}} - \delta = -15.$$

Отношение рабочего и максимального КПД = 0,98, поправка  $\delta = 0$ .

Таблица 6.6

**Значения критерия шумности радиального вентилятора ВЦ4-70**

| Вентилятор |        |                                             | Критерий шумности $\bar{L}$ , дБ, для сторон |            |                    |
|------------|--------|---------------------------------------------|----------------------------------------------|------------|--------------------|
| тип        | номер  | диаметр рабочего колеса, % $D_{\text{ном}}$ | нагнетания                                   | всасывания | вокруг вентилятора |
| ВЦ4-70     | 6,3; 8 | 90-100                                      | 33                                           | 30         | 31,5               |
|            |        | 105                                         | 36                                           | 32         | 34                 |

Таблица 6.6

### Значения поправки $\Delta L_1$ для радиального вентилятора ВЦ4-70

| Тип и номер вентилятора | Частота вращения вентилятора, мин <sup>-1</sup> | Поправка, $\Delta L_1$ , дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц |     |     |     |      |      |      |      |
|-------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
|                         |                                                 | 63                                                                                | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| ВЦ4-70<br>№ 6,3; 8      | 350-450                                         | 4                                                                                 | 6   | 9   | 12  | 16   | 23   | 30   | 38   |
|                         | 460-600                                         | 5                                                                                 | 5   | 8   | 11  | 15   | 20   | 27   | 34   |
|                         | 635-800                                         | 5                                                                                 | 4   | 7   | 10  | 15   | 18   | 24   | 30   |

Таблица 6.7

### Значения поправки $\Delta L_2$ для радиального вентилятора ВЦ4-70

| Диаметр воздуховода (патрубка) или корень квадратный из площади поперечного сечения конца прямоугольного воздуховода или решётки, мм | Поправка, $\Delta L_2$ , дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц |     |     |     |      |      |      |      |  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|--|
|                                                                                                                                      | 63                                                                                | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |  |
| 50                                                                                                                                   | 27                                                                                | 21  | 15  | 9   | 4    | 1    | 0    | 0    |  |
| 80                                                                                                                                   | 23                                                                                | 17  | 11  | 5   | 2    | 0    | 0    | 0    |  |
| 100                                                                                                                                  | 21                                                                                | 15  | 9   | 4   | 1    | 0    | 0    | 0    |  |
| 125                                                                                                                                  | 19                                                                                | 13  | 7   | 2   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |
| 140                                                                                                                                  | 18                                                                                | 12  | 6   | 2   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |
| 160                                                                                                                                  | 17                                                                                | 11  | 5   | 2   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |
| 180                                                                                                                                  | 16                                                                                | 10  | 4   | 1   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |
| 200                                                                                                                                  | 15                                                                                | 9   | 4   | 1   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |
| 225                                                                                                                                  | 14                                                                                | 8   | 3   | 0   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |
| 250                                                                                                                                  | 13                                                                                | 7   | 2   | 0   | 0    | 0    | 0    | 0    |  |

|            |          |          |          |          |          |          |          |          |
|------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 280        | 12       | 6        | 2        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 315        | 11       | 5        | 2        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 350        | 10       | 4        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 400        | 9        | 4        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 450        | 8        | 3        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 500        | 7        | 2        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| <b>560</b> | <b>6</b> | <b>2</b> | <b>0</b> | <b>0</b> | <b>0</b> | <b>0</b> | <b>0</b> | <b>0</b> |
| 630        | 5        | 2        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 710        | 4        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 800        | 4        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 900        | 3        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |

Результаты расчёта сведены в таблицу 6.8.

Таблица 6.8

#### **Расчётный октавный уровень звуковой мощности вентилятора**

|                 |       |       |       |       |       |       |       |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Окт. полоса, Гц | 63    | 125   | 250   | 500   | 1000  | 2000  | 4000  |
| Зв. давл., дБ   | 97,26 | 94,26 | 89,26 | 86,26 | 81,26 | 78,26 | 71,26 |

Расчёт уровней звукового давления по 8-ми октавным полосам среднегеометрических частот для вытяжного вентилятора ВЦ4-75 №6,3. Диаметр всасывающего отверстия – 630 мм.

Отношение рабочего и максимального КПД = 0,7, поправка  $\delta = 9$ .

Результаты расчёта сведены в таблицу 6.9.

Таблица 6.9

#### **Расчётный октавный уровень звуковой мощности вентилятора**

|                 |        |       |       |       |       |       |       |
|-----------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Окт. полоса, Гц | 63     | 125   | 250   | 500   | 1000  | 2000  | 4000  |
| Зв. давл., дБ   | 100,29 | 98,29 | 93,29 | 90,29 | 85,29 | 82,29 | 76,29 |

Результаты акустического расчёта сведены в таблицу 6.10.

Таблица 6.10



**Таблица акустического расчёта приточной и вытяжной систем**

| №<br>п/п | Рассчитываемые<br>параметры                                     | Ссылки на<br>формулы или<br>таблицы | Значение параметра при среднегеометрической частоте октавной<br>полосы |                      |                    |                       |                        |                        |                        |                        |
|----------|-----------------------------------------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|----------------------|--------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
|          |                                                                 |                                     | 4                                                                      | 5                    | 6                  | 7                     | 8                      | 9                      | 10                     | 11                     |
| 1        | Уровни звукового<br>давления<br>вентилятора, дБ                 |                                     | 97,26                                                                  | 94,26                | 89,26              | 86,26                 | 81,26                  | 78,26                  | 71,56                  | 65,26                  |
| 2        | Принятые уровни<br>шума в расчётной<br>точке, дБ                | -                                   | 58                                                                     | 47                   | 40                 | 34                    | 30                     | 27                     | 25                     | 23                     |
| 3        | Снижение уровня шума в сети приточных воздуховодов              |                                     |                                                                        |                      |                    |                       |                        |                        |                        |                        |
|          | Уч.6. 1250x1250,<br>d <sub>v</sub> =1250, l=2,4 м               | табл.<br>6.4                        | 0,45x2,4=<br>1,08                                                      | 0,3x<br>2,4=<br>0,72 | 0,15x2,4=<br>0,36  | 0,1x<br>2,4=<br>0,24  | 0,06x<br>2,4=<br>0,144 | 0,06x<br>2,4=<br>0,144 | 0,06x<br>2,4=<br>0,144 | 0,06x<br>2,4=<br>0,144 |
|          | Отвод 90                                                        | табл.<br>6.6                        | 0                                                                      | 1                    | 2                  | 3                     | 3                      | 3                      | 3                      | 3                      |
|          | Тройник 1000x<br>800 – 1000x800 –<br>1250x1250                  | ф.<br>6.17                          | 4,26                                                                   | 4,26                 | 4,26               | 4,26                  | 4,26                   | 4,26                   | 4,26                   | 4,26                   |
|          | <b>Сумма потерь на<br/>уч. 6, дБ</b>                            |                                     | <b>5,34</b>                                                            | <b>5,98</b>          | <b>6,62</b>        | <b>7,5</b>            | <b>7,404</b>           | <b>7,404</b>           | <b>7,404</b>           | <b>7,404</b>           |
|          | Участок 5.<br>1000x800,<br>d <sub>v</sub> = 888,89<br>l = 1,7 м | табл.<br>6.4                        | 0,45x1,7=<br>0,765                                                     | 0,3x<br>1,7=<br>0,51 | 0,15x1,7=<br>0,255 | 0,1x<br>1,7=<br>0,17  | 0,06x<br>1,7=<br>0,102 | 0,06x<br>1,7=<br>0,102 | 0,06x<br>1,7=<br>0,102 | 0,06x<br>1,7=<br>0,102 |
|          | Крестовина-                                                     | ф.<br>6.17                          | 6,868                                                                  | 6,868                | 6,868              | 6,868                 | 6,868                  | 6,868                  | 6,868                  | 6,868                  |
|          | <b>Сумма потерь на<br/>уч. 5, дБ</b>                            |                                     | <b>7,633</b>                                                           | <b>7,378</b>         | <b>7,123</b>       | <b>7,038</b>          | <b>6,97</b>            | <b>6,97</b>            | <b>6,97</b>            | <b>6,97</b>            |
|          | Участок 20,<br>350x500<br>d <sub>v</sub> = 411,8<br>l = 1,6 м   | табл.<br>6.4                        | 0,6x<br>1,6=<br>0,96                                                   | 0,6x<br>1,6=<br>0,96 | 0,3x1,6=<br>0,48   | 0,15x<br>1,6=<br>0,24 | 0,06x<br>1,6=<br>0,096 | 0,06x<br>1,6=<br>0,096 | 0,06x<br>1,6=<br>0,096 | 0,06x<br>1,6=<br>0,096 |
|          | Тройник                                                         | ф.<br>6.17                          | 2,411                                                                  | 2,411                | 2,411              | 2,411                 | 2,411                  | 2,411                  | 2,411                  | 2,411                  |
|          | <b>Сумма потерь на<br/>уч. 20, дБ</b>                           |                                     | <b>3,371</b>                                                           | <b>3,371</b>         | <b>2,891</b>       | <b>2,651</b>          | <b>2,507</b>           | <b>2,507</b>           | <b>2,507</b>           | <b>2,507</b>           |
|          | Участок 19,<br>350x500<br>d <sub>v</sub> = 411,8<br>l = 0,6 м   | табл.<br>6.4                        | 0,6x<br>0,6=<br>0,36                                                   | 0,6x<br>0,6=<br>0,36 | 0,3x0,6=<br>0,18   | 0,15x<br>0,6=<br>0,09 | 0,06x<br>0,6=<br>0,036 | 0,06x<br>0,6=<br>0,036 | 0,06x<br>0,6=<br>0,036 | 0,06x<br>0,6=<br>0,036 |
|          | Тройник                                                         | ф.<br>6.17                          | 2,411                                                                  | 2,411                | 2,411              | 2,411                 | 2,411                  | 2,411                  | 2,411                  | 2,411                  |
|          | <b>Сумма потерь на<br/>уч. 19, дБ</b>                           |                                     | <b>2,731</b>                                                           | <b>2,731</b>         | <b>2,591</b>       | <b>2,501</b>          | <b>2,447</b>           | <b>2,447</b>           | <b>2,447</b>           | <b>2,447</b>           |
|          | Потери на уч. 21<br>350x320                                     |                                     | 0                                                                      | 0                    | 0                  | 0                     | 0                      | 0                      | 0                      | 0                      |
|          | 2 колена 90°<br>необлицованные<br>до и после поворота           | табл.<br>6.4                        | 0                                                                      | 1x2                  | 3,5x2              | 9x2                   | 13x2                   | 15x2                   | 17x2                   | 18x2                   |
|          |                                                                 |                                     | 0                                                                      | 2                    | 7                  | 18                    | 26                     | 30                     | 34                     | 36                     |

|                                                                                                    |              |                       |                       |                       |                         |                         |                         |                         |                         |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Отражение шума от решётки<br>(400x250) <sup>0,5</sup> =<br>=316,2                                  | табл.<br>6.8 | 14                    | 8                     | 3                     | 0                       | 0                       | 0                       | 0                       | 0                       |
| Сумма потерь на уч.<br>19, дБ                                                                      |              | 14                    | 10                    | 10                    | 18                      | 26                      | 30                      | 34                      | 36                      |
| Сумма потерь<br>звукового давления<br>в сети, Па                                                   |              | 33,08                 | 29,46                 | 29,23                 | 37,69                   | 45,33                   | 49,33                   | 53,33                   | 55,33                   |
| Требуемые потери в<br>шумоглушителе<br>приточной системы,<br>дБ                                    |              | 6,18                  | 17,8                  | 20,03                 | 14,57                   | 5,93                    | 1,93                    | -6,77                   | -13,07                  |
| Снижение шума в сети вытяжных воздуховодов                                                         |              |                       |                       |                       |                         |                         |                         |                         |                         |
| <b>Пояснение.</b> Участки 10 и 11 выполнены из шлакоалебастровых плит, прочие – из стального листа |              |                       |                       |                       |                         |                         |                         |                         |                         |
| Участок 4.<br>500x500<br>d <sub>v</sub> = 500<br>l = 2,5                                           | табл. 6.4    | 0,6x<br>2,5 =<br>1,5  | 0,6x<br>2,5 =<br>1,5  | 0,3x<br>2,5 =<br>0,75 | 0,15x<br>2,5 =<br>0,375 | 0,15x<br>2,5 =<br>0,375 | 0,15x<br>2,5 =<br>0,375 | 0,15x<br>2,5 =<br>0,375 | 0,15x<br>2,5 =<br>0,375 |
| Тройник                                                                                            | ф.<br>6.17   | 3,133                 | 3,133                 | 3,133                 | 3,133                   | 3,133                   | 3,133                   | 3,133                   | 3,133                   |
| <b>Сумма потерь на<br/>уч. 4, дБ</b>                                                               |              | <b>4,633</b>          | <b>4,633</b>          | <b>3,383</b>          | <b>3,508</b>            | <b>3,508</b>            | <b>3,508</b>            | <b>3,508</b>            | <b>3,508</b>            |
| Участок 3<br>350x500<br>d <sub>v</sub> = 411,8<br>l = 0,6                                          | табл. 6.4    | 0,6x<br>0,6 =<br>0,36 | 0,6x<br>0,6 =<br>0,36 | 0,3x<br>0,6 =<br>0,18 | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  |
| Тройник                                                                                            | ф.<br>6.17   | 4,35                  | 4,35                  | 4,35                  | 4,35                    | 4,35                    | 4,35                    | 4,35                    | 4,35                    |
| <b>Сумма потерь на<br/>уч. 3, дБ</b>                                                               |              | <b>4,71</b>           | <b>4,71</b>           | <b>4,53</b>           | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             |
| <b>Участок 8</b><br>350x500<br>d <sub>v</sub> = 411,8<br>l = 0,6                                   | табл. 6.4    | 0,6x<br>0,6 =<br>0,36 | 0,6x<br>0,6 =<br>0,36 | 0,3x<br>0,6 =<br>0,18 | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  |
| Тройник                                                                                            | ф.<br>6.17   | 4,35                  | 4,35                  | 4,35                  | 4,35                    | 4,35                    | 4,35                    | 4,35                    | 4,35                    |
| <b>Сумма потерь<br/>давления на уч.8</b>                                                           |              | <b>4,71</b>           | <b>4,71</b>           | <b>4,53</b>           | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             | <b>4,44</b>             |
| <b>Участок 11</b><br>350x500<br>d <sub>v</sub> = 411,8<br>l = 0,6                                  | табл. 6.4    | 0,6x<br>0,6 =<br>0,36 | 0,6x<br>0,6 =<br>0,36 | 0,3x<br>0,6 =<br>0,18 | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  | 0,15x<br>0,6 =<br>0,09  |
| Колено<br>необлицованное 90°<br>до и после при<br>ширине 500 мм                                    | табл.<br>6.9 | 0                     | 1                     | 3                     | 12                      | 14                      | 16                      | 18                      | 18                      |
| <b>Сумма потерь<br/>давления на уч. 11,<br/>дБ</b>                                                 |              | <b>0,36</b>           | <b>1,36</b>           | <b>3,18</b>           | <b>12,09</b>            | <b>14,09</b>            | <b>16,09</b>            | <b>18,09</b>            | <b>18,09</b>            |
| <b>Участок 10</b><br>350x320                                                                       | табл. 6.4    | 0,6x<br>0,6 =         | 0,6x<br>0,6 =         | 0,3x<br>0,6 =         | 0,15x<br>0,6 =          | 0,15x<br>0,6 =          | 0,15x<br>0,6 =          | 0,15x<br>0,6 =          | 0,15x<br>0,6 =          |

|                                                                           |              |               |               |               |               |               |               |               |               |
|---------------------------------------------------------------------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| $d_v = 411,8$<br>$l = 0,6$                                                |              | 0,36          | 0,36          | 0,18          | 0,09          | 0,09          | 0,09          | 0,09          | 0,09          |
| Колено<br>необлицованное 90°<br>до и после при<br>ширине 350 мм           | табл.<br>6.9 | 0             | 0,5           | 3,5           | 9             | 13            | 15            | 17            | 18            |
| Отражение от<br>решётки<br>250x150<br>(250x150) <sup>0.5</sup> =<br>193,6 | табл.<br>6.8 | 18,5          | 12,5          | 6,5           | 2             | 0             | 0             | 0             | 0             |
| Сумма потерь на уч.<br>10                                                 |              | <b>18,5</b>   | <b>13</b>     | <b>10</b>     | <b>11</b>     | <b>13</b>     | <b>15</b>     | <b>17</b>     | <b>18</b>     |
| Общие потери<br>звукового<br>давления в сети                              |              | <b>+32,91</b> | <b>+28,41</b> | <b>+25,62</b> | <b>+35,47</b> | <b>+39,47</b> | <b>+43,47</b> | <b>+47,47</b> | <b>+48,47</b> |
| Требуемые потери в<br>шумоглушителе<br>вытяжной системы                   |              | <b>6,347</b>  | <b>18,847</b> | <b>23,637</b> | <b>16,782</b> | <b>11,782</b> | <b>7,782</b>  | <b>-1,218</b> | <b>-6,218</b> |

*Примечание:* Формулы и таблицы, представленные в графе 3 взяты из книги Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1. 1992 г.

## **7. Конструирование системы вентиляции**

### **7.1 Аэродинамический расчёт систем вентиляции**

Способы аэродинамического расчёта вентиляционных сетей учитывают их основную конструктивную особенность:

- сочетание прямых участков и фасонных частей (отводов, тройников и крестовин, переходов от одних размеров и форм поперечных сечений к другим и т.д.);
- наличие в вентиляционных сетях запорно-регулирующих устройств.

Потери давления на прямых участках и в фасонных элементах определяются различием в скоростных полях прямых участков и фасонных частей. Аэродинамический расчёт вентиляционных сетей основан на предположении об установившемся характере течения потока в пределах прямолинейного участка с характерным для данного режима течения (переходного, турбулентного) скоростным полем. Потери на трение могут быть вычислены через градиент скорости и коэффициент динамической вязкости воздуха.

В фасонных частях скоростные поля перестраиваются, приспособляясь изменению направления движения, изменяющимся размерам и формам поперечного сечения воздуховода, препятствиям движению воздушного потока в запорно-регулирующих устройствах. В тройниках и крестовинах, дополнительно, происходят процессы смешивания или разделения потоков. Потери давления в фасонных элементах вычисляются через коэффициент местного сопротивления (далее КМС), определяемый обычно экспериментально, и динамическое давление.

Фактически переходные процессы в скоростных полях выходят за пределы линейных размеров фасонных частей, а в пределах прямолинейных участков не везде имеет место установившееся движение воздушного потока. Поэтому положенная в основу аэродинамического расчёта схема является идеализированной, но позволяющей на основе принятых допущений

предложить достаточно точные расчётные формулы и методики расчёта потерь давления.

Аэродинамическому расчёту должна предшествовать разбивка сети на расчётные участки.

*Расчётным участком называется часть воздухопровода, в пределах которого расход, эквивалентная шероховатость стенки, конфигурация и поперечное сечение воздухопровода и расход воздуха неизменны.*

Границами участков могут быть:

- открытый торец приточного или вытяжного воздухопровода, приточная или вытяжная решётка и прочие приточные или вытяжные устройства, тройники или крестовины, через которые в воздухопровод поступает или истекает из него воздух;
- диффузоры, конфузоры, внезапные расширения, сужения, отводы и колена, в которых происходит перестройка скоростных полей воздушного потока;
- стыки частей воздухопровода, изготовленные из материалов с различной эквивалентной шероховатостью, например, сочленение самого удалённого от вытяжной шахты вертикального канала в толще кирпичной стены и сборного горизонтального короба из шлакобетонных плит.

Аэродинамический расчёт воздухопроводов и вентиляционных каналов вентиляционных сетей гражданских зданий принято выполнять через удельную потерю на трение и потери в местных сопротивлениях. Способ позволяет решать только прямую задачу. При наладке вентиляционных систем применяют способ, разработанный проф. Бутаковым С. Е.

Способ использует раздельное вычисление потерь давления на прямых участках сети (потери по длине), и в фасонных частях (потери в местных сопротивлениях).

Основу расчёта **потерь давления по длине** на прямолинейном участке воздухопровода с поперечным сечением воздухопровода произвольной формы составляет формула Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{тр}} = p_I - p_{II} = \lambda \frac{\Pi}{4f} l \frac{v^2}{2} \rho, \text{ Па.} \quad (7.1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  $\Pi$  – периметр внутренней части поперечного сечения, м;  $f$  – площадь поперечного сечения воздуховода;  $l$  – длина прямолинейного участка, м;  $v$  – осреднённая по площади поперечного сечения воздуховода скорость, м/с;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Ограничения по применению формулы Вейсбаха существуют. Формула справедлива в случае, если по воздуховоду перемещается некоторый единый поток с неразрывным скоростным полем. Это условие не всегда соблюдается. Течение воздуха в щелевидном воздуховоде имеет свои особенности, поэтому не рекомендуется применять к воздуховодам, соотношение сторон которых превышает 2...3.

Для круглых воздухопроводов отношение

$$\frac{\Pi}{4f} = \frac{4\pi d}{4\pi d^2} = \frac{1}{d}.$$

Отсюда потери по длине круглого воздуховода равны:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho, \text{ Па.} \quad (7.2)$$

Выражение получило название формулы Дарси.

Для прямоугольного воздуховода:

$$\frac{\Pi}{4f} = \frac{2(a+b)}{4ab} = \frac{a+b}{2ab} = \frac{1}{d_v};$$

$$d_v = \frac{2ab}{(a+b)}.$$

Для получения единообразия с формулой Дарси, выражение  $\frac{2ab}{a+b}$  приравнивали к условному диаметру  $d_v$  для воздухопроводов или каналов прямоугольного и квадратного поперечного сечения каналов. В вентиляционной технике оно известно как эквивалентный диаметр по скорости  $d_v$ .

Тогда:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_v} \frac{v^2}{2} \rho, \text{ Па.} \quad (7.3)$$

Удельную потерю на трение получают несложным преобразованием формулы Дарси:

- в случае круглого воздуховода:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho = \left( \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \rho \right) l = Rl, \text{ Па;} \quad (7.4)$$

- в случае прямоугольного воздуховода:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_v} \frac{v^2}{2} \rho = \left( \frac{\lambda}{d_v} \frac{v^2}{2} \rho \right) l = R_{\text{прямоуг}} l, \text{ Па.} \quad (7.5)$$

Выражение в скобках формулы (19.4), равное удельной потере на трение  $R$ , Па/м, служит для вычисления этой величины для круглых воздуховодов.

Расчётные таблицы составлены для круглых стальных воздуховодов, по которым транспортируется чистый воздух с температурой 20 °С при барометрическом давлении воздуха 760 мм рт. ст.

Потоки воздуха, перемещающегося по воздуховодам, как правило, турбулентны. Случаи переходного и ламинарного течения практически не встречаются. Коэффициент трения в аэродинамических расчётах вентиляции принято вычислять по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_s}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (7.6)$$

где  $k_s$  – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности воздуховода, мм;  $d$  – диаметр воздуховода, мм;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса.

У формулы А. Д. Альтшуля есть два достоинства:

- даёт достаточно точные значения коэффициента трения для переходного режима течения, точные для режима развитой турбулентности, включая и развитую турбулентность;
- проста для вычислений.

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu}, \quad (7.7)$$

где  $v$  – осреднённая по площади поперечного сечения воздуховода скорость воздушного потока в воздуховоде, м/с;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Таблица 7.1

**Эквивалентная шероховатость  $k_z$  стенок воздуховодов  
из различных материалов**

| Материал стенки воздуховода или канала | $k_z$ , мм |
|----------------------------------------|------------|
| Листовая сталь                         | 0,1        |
| Винипласт                              | 0,1        |
| Асбестоцементные плиты и трубы         | 0,11       |
| Фанера                                 | 0,12       |
| Шлакоалебастровые плиты                | 1,0        |
| Кирпичная кладка                       | 4,0        |
| Штукатурка по металлической сетке      | 10,0       |

**Потери давления в местном сопротивлении** принято определять через коэффициент местного сопротивления и динамическое давление воздушного потока в воздуховоде или канале. Фасонная деталь может располагаться в пределах расчётного участка (запорно-регулирующие устройства) или на границе между отдельными участками (тройники, крестовины, диффузоры, конфузоры). Для граничных фасонных частей обязательно должно быть оговорено, к какой скорости относится коэффициент местного сопротивления.

Потери в местных сопротивлениях, Па, вычисляются как:

$$Z = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2} \rho, \quad (7.8)$$

где  $\Sigma \zeta$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений участка.

Общая потеря давления на участке сети, имеющем местные сопротивления:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Sigma (Rl + Z), \quad (7.9)$$



где  $(Rl + Z)$  – потери давления в пределах расчётного участка, Па.

### Пример № 1

Выполнить аэродинамический расчёт сети воздуховодов вентиляционной приточной системы. Приточный воздух подаётся через воздухораспределители ВЭПШ с площадью отверстий для выпуска воздуха  $0,5 \text{ м}^2$  и КМС, отнесённого к скорости выпуска воздуха через отверстия  $\zeta = 330$ . Потери давления в приточной шахте и камере, в которой смонтированы утеплённый клапан и калорифер составляют 300 Па. Нагрузки на участки представлены на схеме. Врезка ответвлений в магистраль «косая», под углом  $30^\circ$  или  $45^\circ$ .

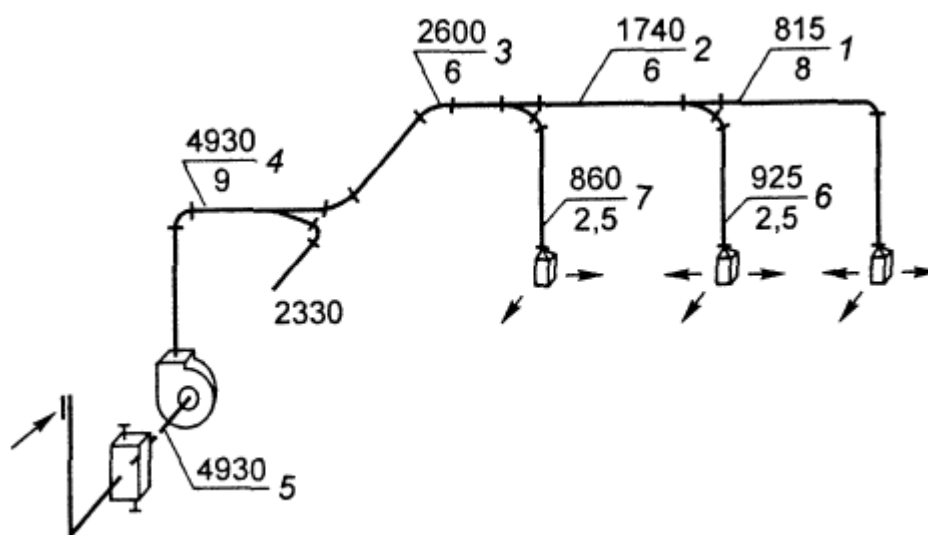


Рис.7.1. Расчётная схема системы приточной вентиляции

**Примечание.** КМС тройников с углами врезки  $30^\circ$  и  $45^\circ$  приняты по таблице 12.49 «Справочника проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть II. Вентиляция и кондиционирование воздуха».

#### Решение:

Аэродинамический расчёт систем с механическим побуждением принято выполнять в последовательности:

- выбираются размеры поперечного сечения воздуховода или канала, в соответствии с рекомендуемыми скоростями, определяются потери давления в участках, составляющих главное расчётное направление (участки

- размеры поперечных сечений прочих участков подбираются из условий аэродинамической увязки ответвлений с параллельно соединёнными участками главного расчётного направления.

Таблица 7.2

[illegible]

**Таблица коэффициентов сопротивлений  
местных сопротивлений участков**

| № уч | Фасонные элементы, смонтированные в пределах расчётных участков | $\zeta$              |
|------|-----------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1    | Отвод 90° при $R/d = 1,5$                                       | 0,4                  |
|      | Тройник на проходе при $d_o < d_c$ на 2К, $d_n < d_c$ на 2 К    | 0,1                  |
|      |                                                                 | $\Sigma\zeta = 0,5$  |
| 2    | Тройник на проходе при $d_o < d_c$ на 3К, $d_n < d_c$ на К      | $\Sigma\zeta = 0,1$  |
| 3    | Тройник на проходе при $d_o < d_c$ на 2К, $d_n < d_c$ на К      | 0,1                  |
|      | Два отвода 90° при $R/d = 1,5$                                  | $0,4 \times 2 = 0,8$ |
|      |                                                                 | $\Sigma\zeta = 0,9$  |
| 4    | Отвод 90° при $R/d = 1,5$                                       | 0,4                  |
|      | Диффузор после вентилятора                                      | 0,4                  |
|      |                                                                 | $\Sigma\zeta = 0,8$  |

**Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш на участке 1**

Скорость выхода воздуха из воздухораспределителя:

$$v = \frac{815}{3600 \cdot 0,5} = 0,453 \text{ м/с.}$$

Потери давления:

$$\Delta p = 330 \cdot \frac{0,453^2}{2} \cdot 1,2 = 40,63 \text{ Па.}$$

**Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш на участке 6**

Скорость выхода воздуха из воздухораспределителя:

$$v = \frac{925}{3600 \cdot 0,5} = 0,514 \text{ м/с.}$$

Потери давления

$$\Delta p = 330 \cdot \frac{0,514^2}{2} \cdot 1,2 = 52,31 \text{ Па.}$$

**Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш на участке 7.**

Скорость выхода воздуха из воздухораспределителя:

$$v = \frac{860}{3600 \cdot 0,5} = 0,478 \text{ м/с.}$$

Потери давления:

$$\Delta p = 330 \cdot \frac{0,478^2}{2} \cdot 1,2 = 45,24 \text{ Па.}$$

**Подбор вентилятора и электродвигателя.** Полное требуемое давление с учётом запаса на непредвиденные сопротивления сети в размере 10 % составят:

$$\Delta p = 1,1 \cdot 413,9 \approx 460 \text{ Па.}$$

Требуемая подача вентилятора с учётом утечек в размере 10 %:

$$L = 1,1 \cdot 4930 = 5400 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем вентилятор ВР-86-77-5 с колесом  $0,9D_{\text{ном}}$ ,  $L = 5400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\Delta p = 460 \text{ Па}$ ,  $n = 1420 \text{ об/мин}$ , который комплектуется электродвигателем АИР80В4 мощностью 1,5 кВт и частотой вращения 1420 об/мин.

## **7.2. Расчет воздухораспределения в помещении**

Подбор воздухораспределителя проводится расчётом, с помощью которого определяются типоразмер воздухораспределителя, скорость и температура притока.

Применяемые расчётные формулы, это результат обобщения экспериментальных данных, полученных на моделях, имеющих определенные соотношения размеров. Расчёт выполнен корректно, если геометрические характеристики помещения или его части, обслуживаемой одной струёй, соответствуют размерами моделей, на которых проводились испытания. Поэтому необходимым элементом расчёта является проверка соответствия геометрических размеров помещения, обслуживаемых одной струёй тем размерам моделей, на которых были получены расчётные формулы.

Расчёт воздухораспределения состоит из нескольких этапов:

- выбор общей схемы организации воздухообмена в помещениях, обеспечивающей наиболее рациональное использование приточного воздуха при отсутствии непрветриваемых частей рабочей зоны;
- выбор типа и количества приточных и вытяжных устройств, предварительное размещение их в объёме помещения; с целью снижения

капитальных затрат необходимо устанавливать минимально необходимое количество воздухораспределителей;

- определение по действующим нормам допустимых скорости  $v_{\text{норм}}^x$ , м/с, и избыточной температуры  $\Delta t_{\text{норм}}^x$  в контрольной точке;
- подбор воздухораспределителей и вытяжных устройств, обеспечивающих соответствие параметров струи в контрольной точке требованиям норм;
- проверка равномерности распределения параметров воздуха рабочей зоне;
- проверка соответствия геометрических характеристик вентилируемого помещения или обслуживаемой одной струёй части помещения (ячейки) тем моделям, испытаниями на которых получены расчётные формулы.

При подборе воздухораспределителя необходимо:

- выбрать величину геометрической характеристики струи  $H$  таким образом, чтобы траектория оси струи прошла через расчётную точку  $x$  на границе рабочей зоны;
- вычислить скорость  $v_0$  и температуру  $t_0$  на выходе из воздухораспределителя, обеспечивающие расчётную величину геометрической струи  $H$ ;
- вычислить фактические параметры воздушной струи в расчётной точке  $v_x$  и  $\Delta t_x$ , при параметрах воздушного потока на выходе из воздухораспределителя  $v_0$  и  $\Delta t_0$ ; если они не соответствуют нормам, следует изменить типоразмер воздухораспределителя;
- после подбора воздухораспределителя проверяется степень равномерности распределения параметров воздуха в рабочей зоне и соответствие геометрических размеров ячейки, обслуживаемой одной струёй, геометрическим характеристикам моделей, испытаниями на которых были получены расчётные формулы.

## Пример № 2

Определить оптимальное количество и размер воздухораспределителей типа 4АПР приточной системы вентиляции в учебной аудитории. Размер учебной аудитории – 12х6х3,5(высота)м. Высота принята до уровня подвесного потолка. Необходимый расход приточного воздуха составляет  $L_{пр} = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Температура воздуха в рабочей зоне помещения  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура приточного воздуха  $17 \text{ }^\circ\text{C}$ . Допустимая подвижность воздуха в помещении –  $0,2 \text{ м/с}$ .

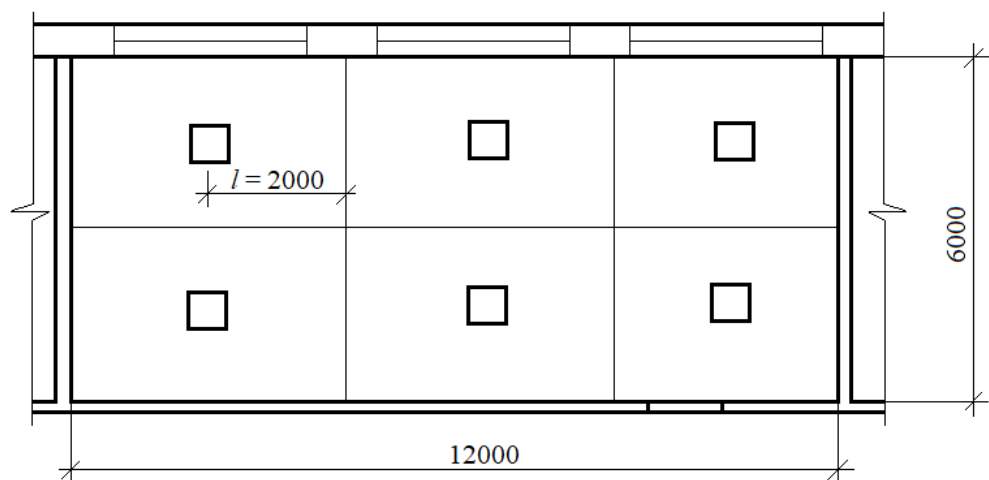


Рис.7.2. Расчётная схема помещения

Подача воздуха через воздухораспределитель происходит с формированием полной веерной струи, настилающейся на потолок.

Последовательность расчёта:

1. Потолок разбивается на одинаковые квадратные или прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель. Расчётная длина струи определяется по формуле:

$$x = x_{п} + l, \quad (7.10)$$

где  $l$  – максимальное расстояние между воздухораспределителями, м;  $x_{п}$  – расстояние от верха рабочей зоны, до отметки установки воздухораспределителя, м.

Размещение воздухораспределителей должно отвечать условию:

$$0,5 \leq l/x_{п} \leq 1,5.$$

Количество ячеек определит количество устанавливаемых в помещении воздухораспределителей  $N_{вр}$ .

2. Требуемая производительность воздухораспределителя определяется по формуле:

$$L_{вр} = L_{пр}/N_{вр}. \quad (7.11)$$

3. Безотрывное течение должно происходить на протяжении  $l$ , м, что обеспечивается величиной геометрической характеристики струи  $H_{тр}$ :

$$H_{тр} = l/0,4. \quad (7.13)$$

4. Требуемая площадь приточного отверстия воздухораспределителя, обеспечивающая соблюдение нормируемой подвижности воздуха  $v_x^{норм}$ , м/с, определится из соотношения:

$$v_0 = \frac{v_x^{норм} \chi}{m \sqrt{A_0^{тр}}} = \frac{L_{вр}}{3600 A_0^{тр}}, \text{ м/с}, \quad (7.14)$$

где  $v_x^{норм}$  – нормируемая подвижность воздуха, м/с, принимаемая согласно Приложению Б СП 60.13330.2016;  $m$  – скоростной эмпирический коэффициент, принимаемый согласно данным производителя, для нашего примера принимается равным 2,5;  $A_0^{тр}$  – требуемая площадь живого сечения воздухораспределителя, м<sup>2</sup>.

Откуда:

$$A_0^{тр} = \left( \frac{m L_{вр}}{3600 v_x^{норм} \chi} \right)^2, \text{ м}^2. \quad (7.15)$$

Принимается типоразмер воздухораспределителя с ближайшей к  $A_0^{тр}$  величиной  $A_0$ .

5. Вычисляются фактические:

- скорость выпуска воздуха, м/с:

$$v_0^{факт} = \frac{L_{вр}}{3600 A_0}; \quad (7.16)$$

- скорость воздуха на оси при входе в рабочую зону, м/с:



$$v_x^{\text{факт}} = \frac{mv_0^{\text{факт}} \sqrt{A_0}}{x}; \quad (7.17)$$

- избыточная температура, °С:

$$\Delta t_x^{\text{факт}} = \frac{n\Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x}; \quad (7.18)$$

- геометрическая характеристика струи:

$$H^{\text{факт}} \approx 5,45mv_0^{\text{факт}} \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n\Delta t_0}}, \quad (7.19)$$

где  $n$  – эмпирический температурный коэффициент, принимаемый согласно данным производителя, для нашего примера принимается равным 3;  $\Delta t_0$  – разница между температурой воздуха в помещении, и температурой приточного воздуха, °С.

Расчёт может считаться окончанным, если  $v_x$  и  $\Delta t_x$ , будут соответствовать  $v_x^{\text{норм}}$  и  $\Delta t_x^{\text{норм}}$ , а  $H_{\text{факт}} \approx H_{\text{тр}}$ , обеспечивая безотрывное течение струи на протяжении  $l$ .

### Решение:

1. Потолок разбивается на одинаковые квадратные или прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель (рис. 21.1). Расчётная длина струи определяется по формуле (7.11):

$$x = x_{\text{п}} + l = (3,5 - 2) + 2 = 3,5 \text{ м.}$$

где  $l$  – половина от максимального расстояние между воздухораспределителями, м;  $x_{\text{п}}$  – расстояние от верха рабочей зоны (в нашем случае 2 м), до отметки установки воздухораспределителя (в нашем случае 3,5 м), м.

Размещение воздухораспределителей должно отвечать условию:

$$0,5 \leq l/x_{\text{п}} = 2/1,5 = 1,33 \leq 1,5.$$

Таким образом, количество устанавливаемых в помещении воздухораспределителей  $N_{\text{вр}}$  равно 6 шт.

2. Требуемая производительность воздухораспределителя определяется по формуле (21.2):

$$L_{\text{вр}} = L_{\text{пр}}/N_{\text{вр}} = 500/6 = 84 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Безотрывное течение должно происходить на протяжении  $l$ , м, что обеспечивается величиной геометрической характеристики струи  $H_{\text{тр}}$ :

$$H_{\text{тр}} = l/0,4 = 2/0,4 = 5.$$

4. Требуемая площадь приточного отверстия воздухораспределителя, обеспечивающая соблюдение нормируемой подвижности воздуха  $v_x^{\text{норм}}$ , м/с:

$$A_0^{\text{тр}} = \left( \frac{mL_{\text{вр}}}{3600v_x^{\text{норм}}x} \right)^2 = \left( \frac{2,5 \cdot 84}{3600 \cdot 1,4 \cdot 0,2 \cdot 3,5} \right)^2 = 0,004 \text{ м}^2,$$

где  $v_x^{\text{норм}}$ , м/с, определялась по формуле:

$$v_x^{\text{норм}} = K_{\text{п}}v_{\text{н}},$$

где  $v_{\text{н}}$  – допустимая нормируемая подвижность воздуха в помещении, м/с;  $K_{\text{п}}$  – коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха в помещении к максимальной в струе воздуха, определенный по таблице Б.1 СП 60.13330.2016. В нашем случае  $K_{\text{п}} = 1,4$ , так как люди находятся в зоне прямого воздействия приточной струи воздуха в пределах основного участка.

Принимаем воздухораспределитель 4АПР 300х300 с ближайшей к  $A_0^{\text{тр}}$  величиной  $A_0 = 0,015 \text{ м}^2$ .

5. Вычисляем фактические:

- скорость выпуска воздуха, м/с:

$$v_0^{\text{факт}} = \frac{L_{\text{вр}}}{3600A_0} = \frac{84}{3600 \cdot 0,015} = 1,56 \text{ м/с};$$

- скорость воздуха на оси при входе в рабочую зону, м/с:

$$v_x^{\text{факт}} = \frac{mv_0^{\text{факт}}\sqrt{A_0}}{x} = \frac{2,5 \cdot 1,56 \sqrt{0,015}}{3,5} = 0,14 \text{ м/с};$$

- избыточная температура, °C:

$$\Delta t_x^{\text{факт}} = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{x} = \frac{3 \cdot (18 - 17) \sqrt{0,015}}{3,5} = 0,1 \text{ °C};$$

- геометрическая характеристика струи:

$$H^{\text{факт}} \approx 5,45 m v_0^{\text{факт}} \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n \Delta t_0}} = 5,45 \cdot 2,5 \cdot 1,56 \frac{\sqrt[4]{0,015}}{\sqrt{3(18-17)}} = 4,3 \text{ м.}$$

где  $n$  – эмпирический температурный коэффициент, принимаемый согласно данным производителя, для нашего примера принимается равным 1,2;  $\Delta t_0$  – разница между температурой воздуха в помещении, и температурой приточного воздуха, °С.

Допустимая температура приточного воздуха при входе в рабочую зону определяется согласно формуле В.2 СП 60.13330.2016 и равна 16,5 °С.

Фактическая температура приточного воздуха при входе в рабочую зону составит:

$$t_x^{\text{факт}} = t_{\text{прит}} + \Delta t_x^{\text{факт}} = 17 + 0,1 = 17,1 \text{ °С.}$$

Все условия можно считать выполненными, следовательно расчёт воздухораспределителей можно считать окончанным.

## **8. Энергосбережение при реконструкции системы вентиляции**

### **8.1 Техничко-экономический расчет применения рециркуляции и рекуперации в приточно-вытяжных установках.**

*Построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме. Подбор оборудования приточных установок.*

Для достижения заданных параметров микроклимата в помещении наружный воздух обрабатывают в тепломассообменных аппаратах системы вентиляции и кондиционирования воздуха, чтобы он достиг состояния приточного воздуха.

**В тёплое время** года воздух необходимо охладить. Охлаждение воздуха может быть реализовано с использованием искусственных источников холода или способом адиабатного охлаждения. В зависимости от параметров внутреннего и наружного воздуха, тепло- и влагоизбытков в

помещении наружный воздух для доведения его до состояния приточного необходимо осушать или увлажнять.

**В холодный период** года воздух необходимо нагревать и увлажнять. Последовательность процессов обработки воздуха определяет технологическую схему обработки воздуха в центральном кондиционере и набор функциональных блоков – тепломассообменных аппаратов. Предельные режимы функционирования центральной системы кондиционирования воздуха выявляются при построении процессов изменения состояния воздуха на  $I-d$  диаграмме для расчётных параметров наружного климата в тёплый и холодный периоды года при максимальной тепловлажностной нагрузке на СКВ. В результате расчёта и построения определяются исходные данные для подбора и расчёта тепломассообменных аппаратов.

Практически, несмотря на многообразие вариантов технологических схем обработки воздуха, выбор основных схем может быть осуществлён в ходе построения на  $I-d$  диаграмме процессов обработки воздуха в центральном кондиционере для предельных режимов и последующего анализа режимов функционирования этой системы в годовом цикле. При использовании графоаналитического метода необходимые расчёты проводят одновременно с построением. Определяющими факторами при этом будут расчётные параметры наружного воздуха и характер изменения этих параметров в течение года для данного района строительства, расчётные параметры внутреннего воздуха, максимальные избыточные теплопоступления и влагопоступления в помещение, способы охлаждения, увлажнения или осушения воздуха. При большом разбросе значений этих факторов для разных помещений одинакового назначения, связанных с конструктивными особенностями здания, в частности, в связи с большой площадью остекления и покрытия, принятыми решениями по системе освещения, отопления помещения, схема обработки воздуха в центральном кондиционере может значительно отличаться.

При построении процессов на  $I-d$  диаграмме и выборе технологической схемы обработки воздуха необходимо стремиться к рациональному использованию энергии, обеспечивая экономное расходование холода, теплоты, электроэнергии, воды, а также экономию строительной площади, занимаемой оборудованием. С этой целью следует проанализировать возможность экономии искусственного холода путём применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха, применять схемы с регенерацией теплоты удаляемого воздуха и утилизацией теплоты вторичных источников, при необходимости использовать первую и вторую рециркуляцию воздуха, схемы с байпасом, а также управляемые процессы в теплообменных аппаратах.

Рециркуляция применяется в помещениях со значительными теплоизбытками, когда расход приточного воздуха, определенный на удаление избыточной теплоты, больше, чем минимально необходимый расход наружного воздуха. В тёплый период года рециркуляция позволяет сократить затраты холода по сравнению с приточной схемой той же производительности, если энтальпия наружного воздуха выше, чем энтальпия удаляемого воздуха, а также отказаться от второго подогрева, в холодный период - существенно сократить затраты теплоты на нагревание наружного воздуха. При использовании испарительного охлаждения, когда энтальпия наружного воздуха ниже, чем внутреннего и удаляемого, рециркуляция нецелесообразна. Перемещение рециркуляционного воздуха по сети воздуховодов всегда будет связано с дополнительными затратами электроэнергии, потребует строительный объем для размещения рециркуляционных воздуховодов. Рециркуляция будет целесообразна в том случае, если затраты на её устройство и функционирование будут меньше, чем получаемая экономия теплоты и холода. Поэтому при определении расхода приточного воздуха всегда следует стремиться приблизить его к минимально необходимому значению наружного воздуха, принимая

соответствующую схему воздухораспределения в помещении и тип воздухораспределителя и, соответственно, прямооточную схему.

С целью сокращения расхода теплоты на нагревание наружного воздуха в холодный период года следует проанализировать возможность использования вторичной теплоты от низкопотенциальных источников, а именно: теплоты удаляемого воздуха, отходящих газов теплогенераторов и технологического оборудования, теплоты конденсации холодильных машин, теплоты осветительной арматуры, теплоты сточных вод и т. д. Теплообменники регенерации теплоты удаляемого воздуха позволяют также несколько снизить расход холода в тёплое время года в климатических районах с жарким климатом.

Чтобы сделать правильный выбор, необходимо знать возможные схемы обработки воздуха и их особенности. Рассмотрим наиболее простые процессы изменения состояния воздуха и их последовательность в центральных кондиционерах, обслуживающих одно помещение большого объёма.

Обычно определяющим режимом для выбора технологической схемы обработки и определения производительности системы кондиционирования воздуха является тёплый период года. В холодный период года стремятся сохранить расход приточного воздуха, определенный для тёплого периода года, и схему обработки воздуха.

*Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для тёплого периода года.*

Исходными данными для построения являются:

- расчётные параметры наружного воздуха: температура  $t_n$ , °С, и энтальпия  $I_n$ , кДж/кг;
- расчётные параметры внутреннего воздуха: температура  $t_v$  и относительная влажность воздуха  $\phi_v$ , %;

- избыточное количество явной  $Q_{я}$ , Вт, и полной теплоты  $Q_{пол}$ , Вт, количество влаги  $W$ , кг/ч;

- схема организации воздухообмена;

- температура приточного  $t_{п}$ , °С, и удаляемого воздуха  $t_{у}$ , °С, минимальный расход наружного воздуха  $G_{н}^{мин}$ , кг/ч.

Требуется определить:

- параметры характерных точек изменения состояния воздуха для принципиальной схемы его обработки;

- расходы приточного, а, если используется рециркуляция, то рециркуляционного воздуха;

- расход воздуха через соответствующее оборудование (воздухонагреватель, воздухоохладитель, блок увлажнения, байпас);

- расходы теплоты и холода в теплообменных аппаратах обработки воздуха.

Относительная влажность внутреннего воздуха может также уточняться в ходе построения.

Построение начинают с нанесения на  $I-d$  диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного ( $t_n$  и  $I_n$ ) и внутреннего воздуха ( $t_v$ ,  $\phi_v$ ) для расчётных условий (см. рис. 8.1).

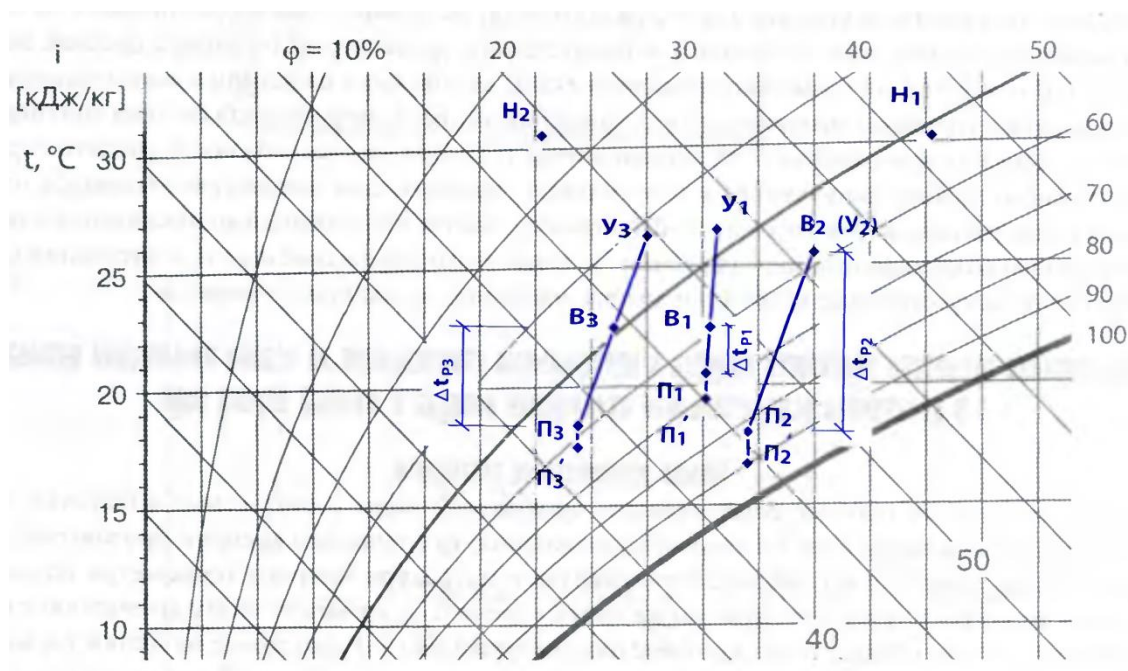


Рис. 8.1. Процессы изменения состояния воздуха в помещении при разных вариантах воздухораспределения:  
 1 – при вытесняющей вентиляции  $\Pi_1' \Pi_1 B_1 Y_1$ ; 2 – при перемешивающей вентиляции  $\Pi_2' \Pi_2 B_2 (Y_2)$ ; 3 –  
 распределение воздуха из-под пола  $\Pi_3' \Pi_3 B_3 Y_3$

Затем определяют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении:

$$\varepsilon = \frac{3,6Q_{\text{пол}}}{W} = \frac{3,6Q_{\text{я}} + 2540W}{W}, \quad (8.1)$$

где  $Q_{\text{пол}}$  – полная избыточная теплота в помещение в тёплый период, Вт;

$Q_{\text{я}}$  – явная избыточная теплота в помещение в тёплый период, Вт;  $W$  – влагопоступления в помещение в тёплый период, кг/ч.

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: т. П (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы  $t_{\text{п}} = \text{const}$ ), т. У (то же и изотермы  $t_{\text{у}} = \text{const}$ ).

Температуру приточного и удаляемого воздуха определяют и проверяют расчетом воздухораспределения в зависимости от выбранного способа вентиляции: перемешивающая, вытесняющая или распределение из-под пола.

**При перемешивающей вентиляции** и распределении воздуха в тёплый период года струями, настилающимися на потолок, коэффициент воздухообмена по теплоте можно принимать равным единице, поэтому температура удаляемого воздуха будет равна температуре внутреннего воздуха и точка У будет совпадать с точкой В.

**При вытесняющей вентиляции** и распределении воздуха из-под пола температура удаляемого воздуха должна быть определена расчётом. Из т. П проводят линию постоянного влагосодержания  $d_{\text{п}} = \text{const}$  до пересечения с изотермой  $t_{\text{п}}^1 = t_{\text{п}} - 1 \text{ } ^\circ\text{C}$  в точке  $\Pi_1$ .



Отрезок  $\Pi-\Pi_1$  учитывает подогрев воздуха в вентиляторе за счёт перехода механической энергии в тепловую и в воздуховодах вследствие трения и теплопередачи через стенки. Обычно на этапе, когда ещё не подобран вентилятор, принимают повышение температуры  $0,5 \dots 1,5$  °С.

В зависимости от взаимного расположения точек  $H$  и  $\Pi_1$  решается вопрос о способе обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного. В районах с сухим и жарким климатом, например, с параметрами

т.  $H_2$ , если  $d_{H2} < d_{\Pi}$  и  $I_{H2} \geq I_{\Pi}$ , а также в помещениях с большими избытками явной теплоты и допустимой повышенной влажностью воздуха необходимо охлаждение и увлажнение наружного воздуха, что можно реализовать на основе использования прямого или косвенного испарительного охлаждения. В районах средней полосы Европейской части России возможно применение схем, основанных на **испарительном охлаждении**. Это даёт возможность сократить расход искусственного холода, получаемого в холодильных машинах, или полностью отказаться от них. Если взаимное расположение точек на  $I-d$  диаграмме таково, что необходимо охлаждение и осушение наружного воздуха, например, для точки  $H_1$ , когда  $d_{H1} > d_{\Pi}$  и  $I_{H1} > I_{\Pi}$ , то применяют искусственные источники холода, например, холодильные машины.

#### *Прямое испарительное охлаждение.*

В контактных аппаратах, таких, как оросительные камеры (рис. 8.2) и блоки сотового увлажнения (рис. 8.3), если организовать процесс рециркуляции орошающей воды, то с течением времени при контакте воды с воздухом она приобретает температуру, равную температуре мокрого термометра начального состояния воздуха.

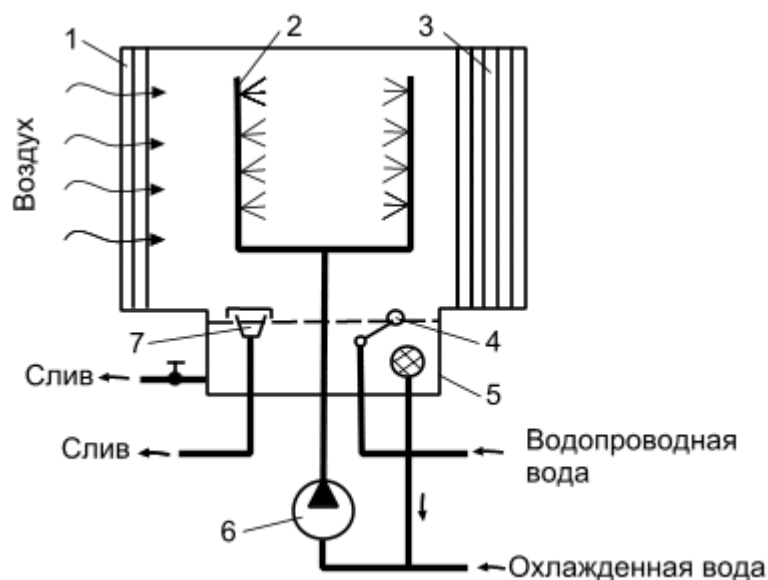


Рис. 8.2. Схема оросительной камеры:

1 – воздухораспределитель; 2 – стояки с форсунками; 3 – каплеуловитель;  
4 – шаровой клапан; 5 – поддон; 6 – циркуляционный насос; 7 – переливное устройство

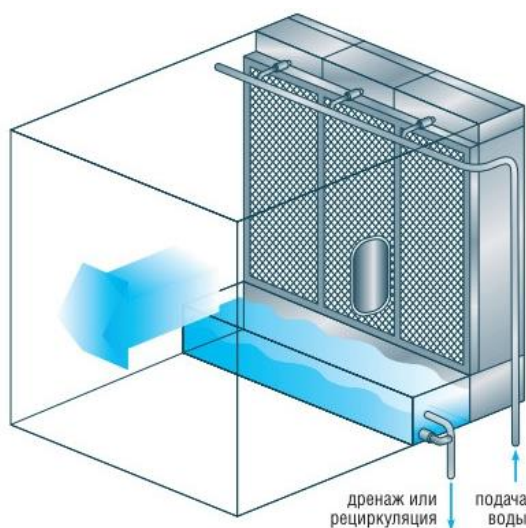


Рис. 8.3. Блок сотового увлажнения

Воздух при этом также будет стремиться к равновесному состоянию с водой; предельному его состоянию будет соответствовать точка на  $I-d$  диаграмме на линии насыщения ( $\phi = 100 \%$ ) при температуре, равной температуре мокрого термометра. Воздух будет охлаждаться и увлажняться, при этом явное количество теплоты, отбираемое у воздуха, будет затрачиваться на испарение воды, а скрытое количество теплоты, содержащееся в водяных парах, будет возвращаться в воздух. С некоторой

долей допущения можно считать, что процесс идёт без подвода и отвода теплоты извне и энтальпия воздуха остаётся неизменной. Реальный процесс несколько отклоняется от теоретического, но в инженерных расчётах это не учитывают. Конечное состояние воздуха будет характеризовать точка на линии процесса адиабатного увлажнения при  $\phi = 90 \dots 95 \%$ .

Для построения процесса прямого испарительного охлаждения следует из точки Н провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией  $\phi = 95 \%$  в точке О, характеризующей конечное состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения (рис.8.4).

Приточный воздух с помощью вентилятора, проходя через воздуховоды, поступает в обслуживаемое помещение. По пути движения его температура повышается в результате перехода механической энергии в тепловую энергию в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздуховодов. Через точку О проводят линию постоянного влагосодержания. Принимаем  $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ . Тогда точка П будет находиться на линии постоянного влагосодержания  $d_o = \text{const}$  и иметь температуру на  $1^\circ\text{C}$  выше, чем точка О. Через точку П проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении  $\varepsilon$ , и на пересечении её с линией постоянной температуры  $t_b = \text{const}$  при заданном значении температуры внутреннего воздуха получают точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха в помещении, и точку У, характеризующую состояние удаляемого воздуха. Определяют значение относительной влажности воздуха в помещении. Если оно не превышает максимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха  $\phi = 60 \%$ , то построение закончено. Таким образом, отрезок НО – адиабатное охлаждение и увлажнение воздуха, ОП – подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

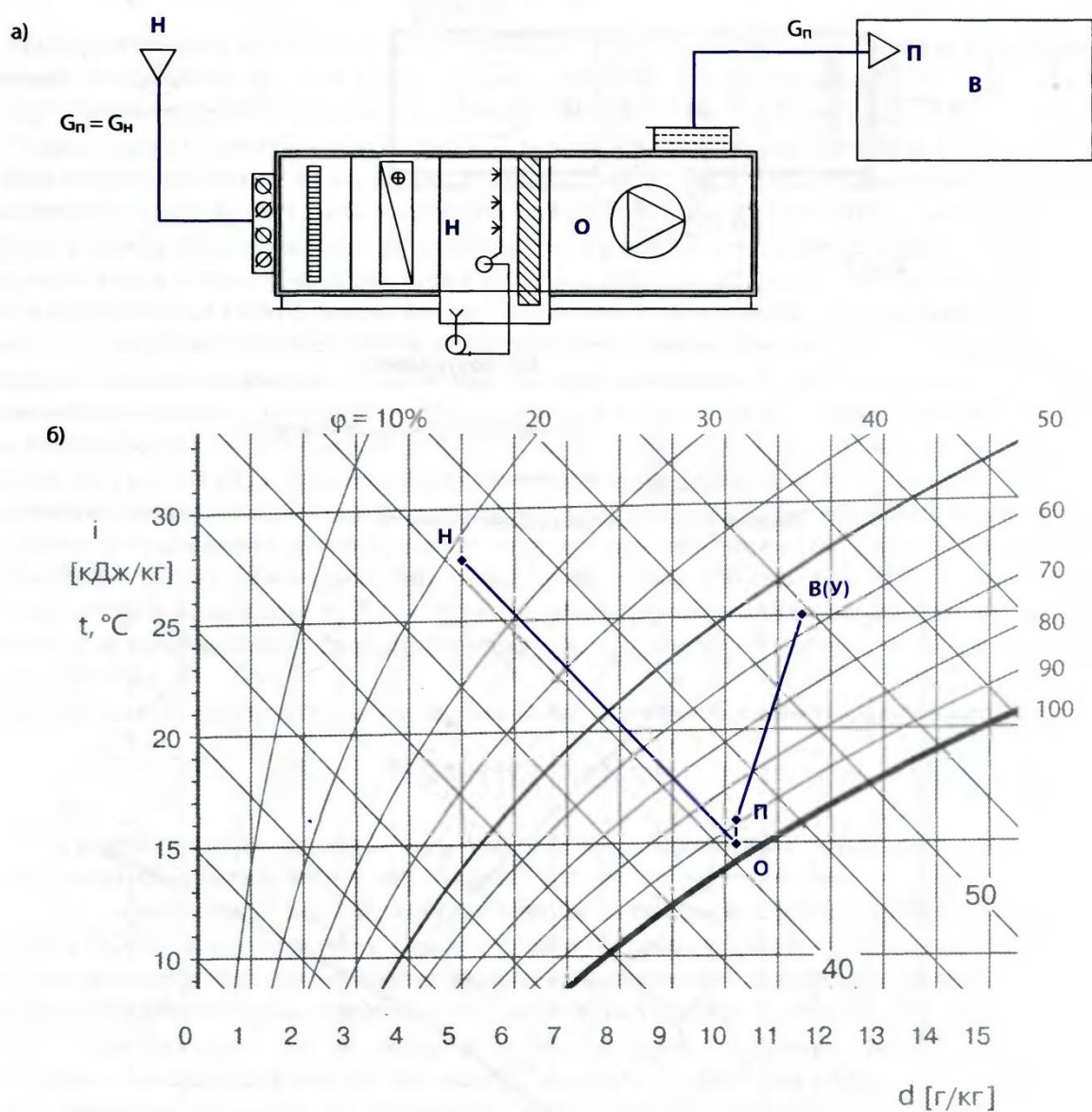


Рис.8.4. Построение процессов обработки воздуха на основе применения прямого испарительного охлаждения: а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме

Расход приточного воздуха  $G_{\text{п}}$  определяют из условия удаления избыточной полной теплоты, кг/ч:

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6Q_{\text{пол}}}{(I_{\text{y}} - I_{\text{п}})} \quad (8.2)$$

где  $I_{\text{в}}$  – энтальпия воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, °С;  
 $I_{\text{п}}$  – энтальпия приточного воздуха, °С.

Полученное значение расхода приточного воздуха следует сравнить с минимально необходимым расходом наружного воздуха  $G_{\text{н}}^{\text{мин}}$ , кг/ч. Если расход приточного воздуха меньше минимально необходимого расхода

наружного воздуха, то принимают  $G_{\Pi} = G_{\Pi}^{\text{мин}}$  и корректируют построение, вычисляя энтальпию приточного воздуха:

$$I_{\Pi'} = I_y - \frac{3,6Q_{\text{пол}}}{G_{\Pi}}, \text{ кДж/кг.} \quad (8.3)$$

Температура воздуха в точке О', характеризующей требуемое состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения, будет на один градус Цельсия меньше температуры приточного воздуха:  $t_o' = t_{\Pi} - 1^{\circ}\text{C}$ . На линию  $I_{\Pi} = \text{const}$  наносят точку О', затем выполняют построение точек П' и В (рис. 8.5 б).

Таким образом, требуется менее глубокое увлажнение и охлаждение воздуха в блоке адиабатного увлажнения. На выходе из контактного аппарата может быть получено значение относительной влажности воздуха  $\varphi < 90\%$ , если уменьшить количество воды, подаваемой на распыление, применить форсунки, обеспечивающие распыление воды в широком диапазоне изменения давления перед ними в оросительных камерах. При изменении расхода воды достигается регулируемый процесс в оросительной камере, изменение расхода может быть ступенчатым или плавным, что связано с типом применяемого насоса. В блоке сотового увлажнения есть возможность применить насадки разной глубины, следовательно, изменять поверхность контакта воздуха и воды, что также даёт возможность изменять параметры воздуха на выходе из

аппарата и достигать определенного значения коэффициента эффективности (0,65; 0,85; 0,95). Однако это нельзя назвать управляемым процессом, хотя расход воды здесь также изменяется при уменьшении глубины насадки. В этом случае построение следует откорректировать так, чтобы значение коэффициента эффективности процесса адиабатного увлажнения соответствовало стандартным значениям. Таким образом, отрезок НО' – управляемое адиабатное охлаждение и увлажнение воздуха, О'П – подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, ПВ- процесс изменения состояния

воздуха в помещении. Схема компоновки оборудования, соответствующая такому способу обработки воздуха, представлена на рис.8.5 а.

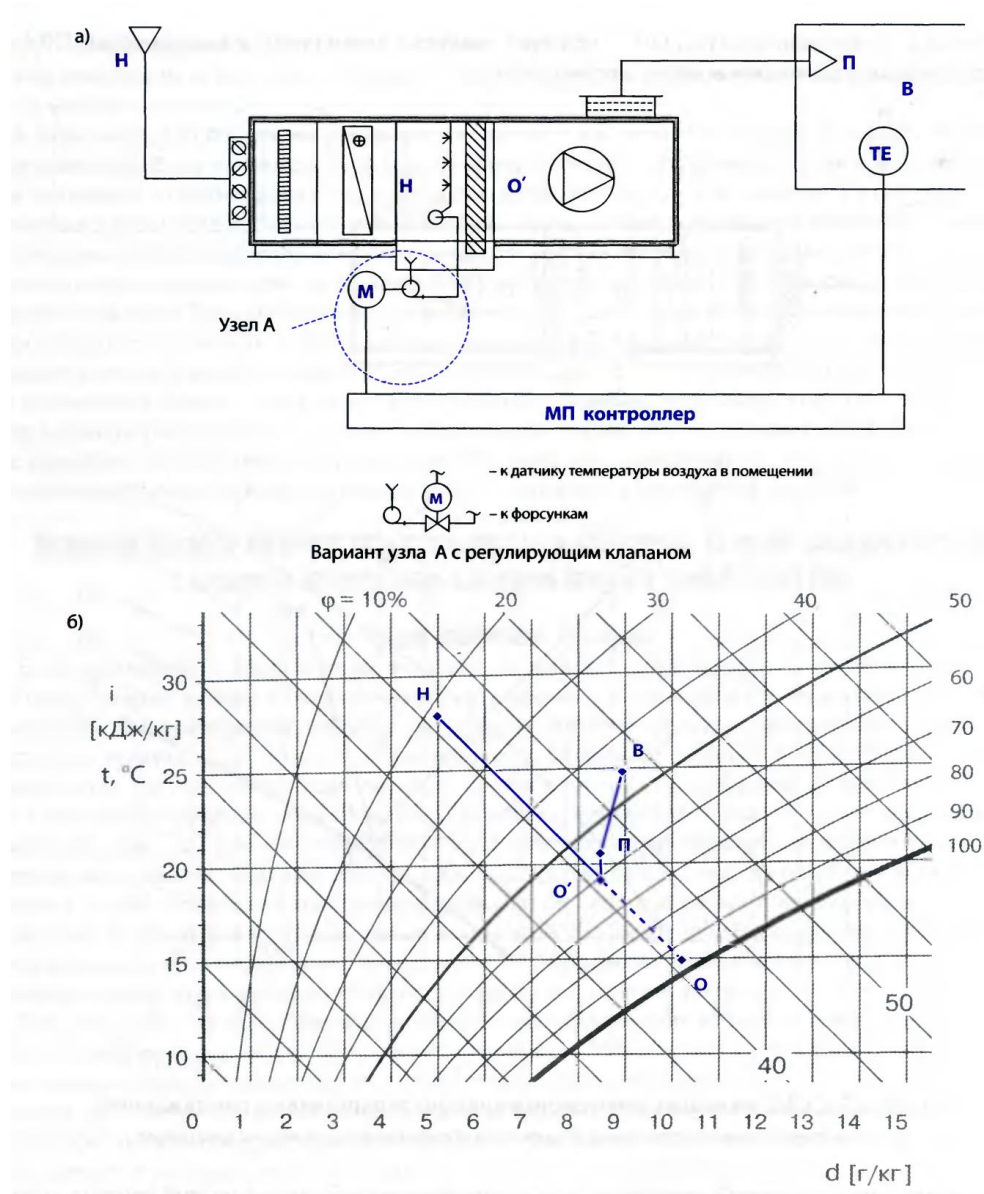


Рис.8.5. Построение процессов обработки воздуха на основе применения прямого управляемого испарительного охлаждения: а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме

Расход воды, для возмещения испарившейся в блоке адиабатного увлажнения, составит, кг/ч:

$$W = G_{\Pi} (d_o - d_n) \cdot 10^{-3} \quad (8.4)$$

где  $d_o$  – конечное влагосодержание воздуха после блока адиабатного увлажнения, г/кг.

Для достижения требуемых параметров воздуха на выходе из контактного аппарата также применяется **байпас**, когда часть наружного воздуха проходит через оросительное пространство, а другая его часть проходит без обработки через байпас, после чего происходит смешивание.

В блоках сотового увлажнения байпас предусмотрен в конструкции аппарата. Этот способ обработки воздуха применяется также в том случае, когда при первоначальном построении относительная влажность внутреннего воздуха превысила максимальное значение. При построении данного процесса следует принимать максимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха  $\varphi = 60\%$  при определении положения точки В, характеризующей состояние внутреннего воздуха.

Наносим по двум параметрам точки  $B(t_b, \varphi_b)$  и  $H(t_n, I_n)$  (рис. 8.6 б) . Через точку Н проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией  $\varphi = 95\%$  в точке О, характеризующей конечное состояние части наружного воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения. Для вспомогательного построения точки В' по линии постоянного влагосодержания  $d_b = const$  опускаются на один градус вниз. Через точку В' проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении  $\varepsilon$  и на пересечении её с линией постоянной энтальпии  $I_n = const$  получают точку С, характеризующую состояние смеси наружного необработанного воздуха, проходящего через байпас (точка Н), и потока воздуха, охлаждённого в блоке адиабатного увлажнения (точка О). Через точку С проводят линию постоянного влагосодержания и на её пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку В, получают точку П, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении.

Таким образом, отрезок НО – адиабатное охлаждение и увлажнение части приточного воздуха, НСО – процесс смешения потока воздуха, охлаждённого и увлажнённого в блоке адиабатного увлажнения, и наружного



воздуха, СП – подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении. Схема компоновки оборудования СКВ с байпасом представлена на рис. 8.6 а.

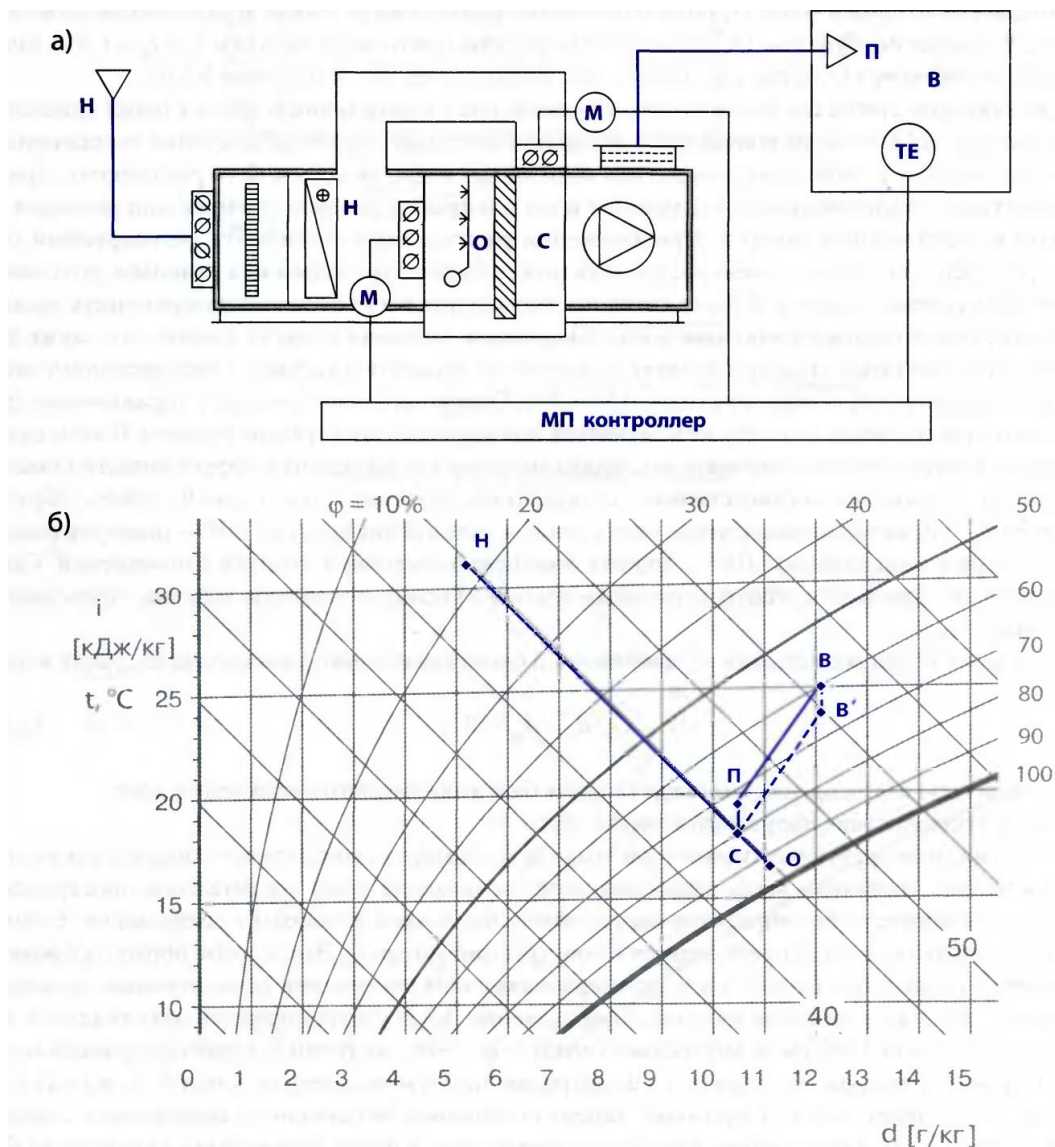


Рис.8.6. Построение процессов обработки воздуха на основе применения прямого испарительного охлаждения с байпасом: а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме

Расход приточного воздуха находят по формуле 8.2. Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство, определяют из уравнения баланса по влаге для смешиваемых потоков воздуха:

$$G_o d_o + (G_{\Pi} - G_o) d_{\Pi} = G_{\Pi} d_c \quad (8.5)$$

Из уравнения 8.5 получают:



$$G_o = G_n \frac{d_c - d_n}{d_o - d_n} \quad (8.6)$$

где  $G_n$  – расход приточного воздуха, кг/ч;  $G_o$  – расход воздуха через блок адиабатного увлажнения, кг/ч;  $d_o$  – влагосодержание воздуха после блока адиабатного увлажнения, г/кг;  $d_c$  – влагосодержание приточного воздуха, г/кг;  $d_n$  – влагосодержание наружного воздуха, г/кг.

Схема обработки воздуха с прямым испарительным охлаждением имеет ограниченное применение, так как параметры приточного воздуха в значительной степени определяются параметрами наружного воздуха, и достаточно сложно поддерживать относительную влажность воздуха в помещении не выше максимально допустимого уровня для большинства климатических районов России.

*Прямоточная схема с использованием воздухонагревателя второго подогрева.*

Прямоточная схема применяется в том случае, когда рециркуляции невозможна, нецелесообразна (энтальпия удаляемого воздуха из помещения больше энтальпии наружного воздуха  $I_y > I_n$ ) или необходимость в рециркуляции отсутствует (минимально необходимый расход наружного воздуха больше расхода приточного воздуха, определенного на удаление полных теплоизбытков в помещении,  $G_n \geq G_n$ ). При проектировании следует всегда стремиться к исключению рециркуляции и применению прямоточной схемы обработки воздуха. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая прямоточной схеме с воздухонагревателем второго подогрева, представлена на рис. 8.7 а. В схеме предусмотрена возможность регулирования температуры внутреннего (приточного) воздуха путём изменения расхода воды через поверхностный воздухонагреватель второго подогрева по сигналу датчика температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха) и косвенное регулирование относительной влажности воздуха.

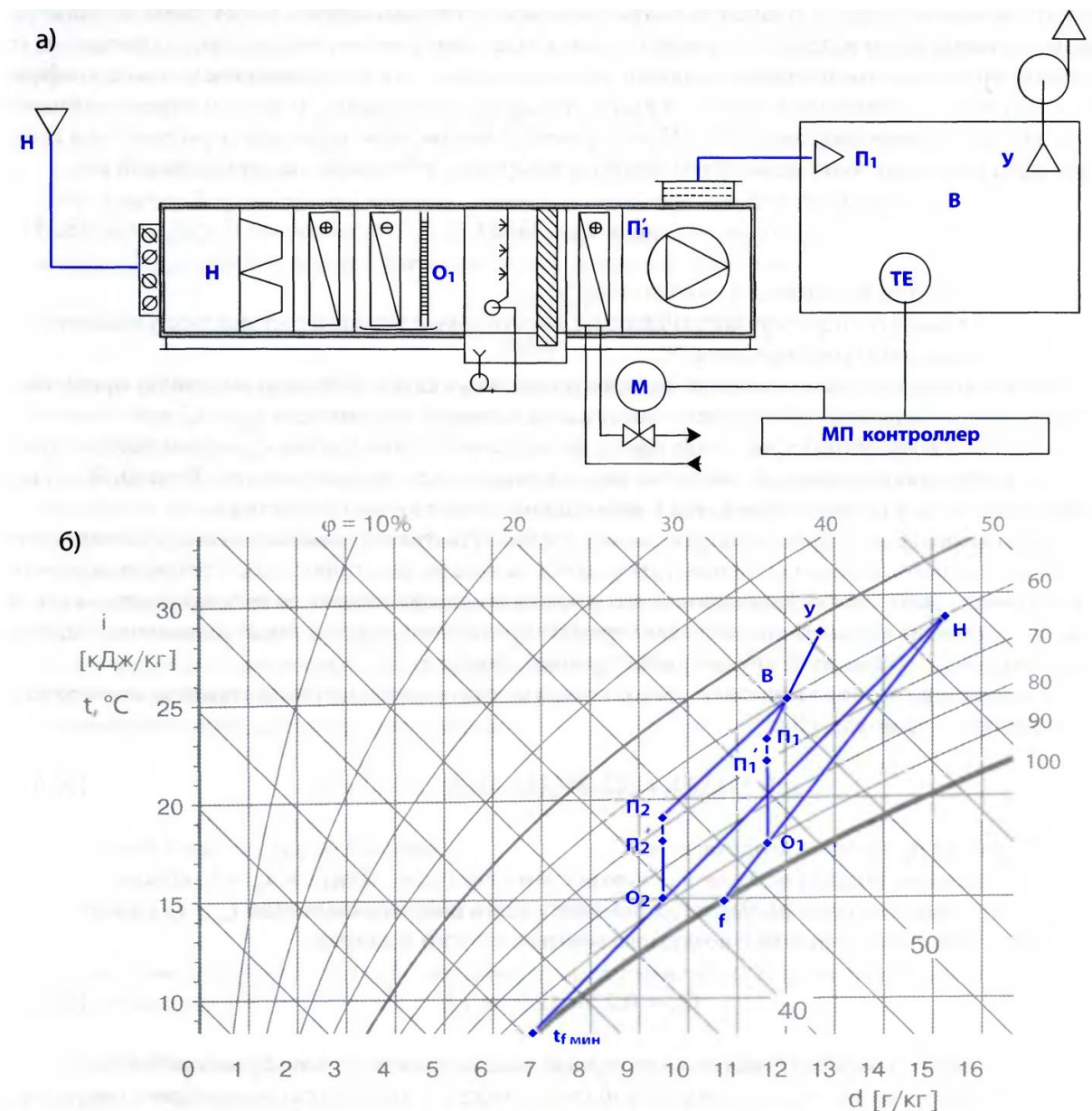


Рис.8.7. Прямоточная СКВ с воздушнонагревателем второго подогрева:

а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на  $I-d$  диаграмме:  $HO1P1'P1BV$  – для вытесняющей вентиляции,  $HO2P2'P2B$  – для перемешивающей вентиляции

Для построения процесса при прямоточной схеме обработки воздуха линию  $d_{n1} = \text{const}$  продляют до пересечения с линией  $\phi_o = \text{const}$  в т.  $O_1$ , отвечающей значению конечной относительной влажности воздуха на выходе из применяемого для целей охлаждения и осушения воздуха теплообменного аппарата (рис. 8 (б)).

Для охлаждения и осушения воздуха может быть использована камера орошения, в которую для реализации политропного процесса подают воду на

распыление с температурой ниже температуры точки росы начального состояния воздуха. Конечную относительную влажность воздуха на выходе из камеры орошения принимают равной в диапазоне 90-95%. Для охлаждения и осушения воздуха чаще используют поверхностные воздухоохладители, в которых при контакте воздуха с охлаждённой поверхностью рекуперативного теплообменника наблюдается конденсация водяных паров и происходит уменьшение влагосодержания воздуха; этот процесс называют «мокрым» охлаждением. Конечная относительная влажность охлаждённого и осушённого воздуха в поверхностном воздухоохладителе зависит от начальной относительной влажности воздуха. Согласно рекомендациям Кокорина О.Я. можно принимать  $\varphi_k = 88 \%$  при начальной относительной влажности воздуха  $\varphi_n < 45 \%$ ,  $\varphi_k = 92 \%$  при  $45 \% < \varphi_n < 70 \%$ ,  $\varphi_k = 98 \%$  при  $\varphi_n > 70 \%$ .

Таким образом, точка  $O_1$  характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, а полученный отрезок  $O_1P_1$  – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Далее т. Н соединяют с т.  $O_1$ ,  $HO_1$  – процесс охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе или камере орошения.  $P'_1P_1$  – процесс нагревания воздуха в вентиляторе и воздуховодах,  $P_1BU$  – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Схема обработки воздуха со вторым подогревом является нерациональной, т.к. воздух сначала глубоко охлаждается, а затем нагревается до необходимой температуры в воздухонагревателе второго подогрева, каждый из этих процессов сопровождается затратами энергии. Необходимо всегда стремиться к исключению второго подогрева. Однако в отдельных случаях, в частности, в помещениях со значительными влаговыведениями, малыми теплоизбытками и низким значением углового коэффициента процесса ассимиляции теплоты и влаги, это сделать невозможно. Если линия, соединяющая точки  $P^1$  и Н, не пересекает линию

насыщения или пересекает её в точке с температурой ниже минимальной температуры поверхности теплообмена, определяемой как:

$$t_f \geq t_{\text{хв}} + (3...5). \quad (8.7)$$

где  $t_f$  – температура поверхности теплообмена, °С;  $t_{\text{хв}}$  – начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального кондиционера, °С, то необходим второй подогрев.

Если соотношение не выполняется, то на линии насыщения  $\phi = 100 \%$  отмечают точку предельного состояния воздуха при средней температуре охлаждающей поверхности  $t_{\text{фмин}} = t_{\text{хв}} + 3$ .

Соединяют полученную точку с точкой Н и на пересечении этой линии с  $d_{\text{п2}} = \text{const}$  находят точку  $O_2$ , характеризующую конечное состояние охлаждённого и осушённого воздуха. Тогда  $O_2\Pi_2^1$  – неизбежный процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева.

Необходимость во втором подогреве может возникнуть при использовании воздухоохладителя непосредственного испарения, параметры воздуха на выходе из которого достаточно низкие, чтобы соответствовать параметрам приточного воздуха, и сложно поддаются регулированию, а также при вытесняющей вентиляции, когда температура приточного воздуха имеет достаточно высокое значение – на  $1...2$  °С ниже температуры внутреннего воздуха.

На основе построения вычисляют **расход холода** на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0,278G_{\text{п}}(I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}}), \quad (8.8)$$

где  $G_{\text{пр}}$  – расход приточного воздуха, кг/ч;  $I_{\text{вн}}$  – энтальпия воздуха на входе в поверхностный воздухоохладитель  $I_{\text{вн}} = I_{\text{н}}$ , кДж/кг;  $I_{\text{вк}}$  – энтальпия воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя  $I_{\text{вк}} = I_{\text{о}}$ , кДж/кг.

Определяют **расход теплоты** в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_{\tau} = 0,278c_{\text{в}}G_{\text{п}}(t_{\text{п}1} - t_{\text{о}}), \quad (8.9)$$

где  $t_{\text{п}1}, t_{\text{о}}$  – соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, °С.

Недостатком прямоточной схемы обработки воздуха с использованием второго подогрева в тёплый период года является повышенное потребление энергии: холода на охлаждение и теплоты на нагревание, что является неэкономичным. Установка воздухонагревателя второго подогрева требует дополнительную строительную площадь и контур теплоснабжения со всей необходимой запорно-регулирующей арматурой. Достоинством такой схемы является простота регулирования температуры воздуха в помещении методом «точки росы».

Для исключения или уменьшения расхода теплоты на второй подогрев применяют управляемые процессы тепломассообмена, байпасирование по воздуху, вторую рециркуляцию.

Процессы осушения и охлаждения воздуха, когда линия П<sup>1</sup>Н не пересекает линию насыщения, могут быть реализованы в контактных аппаратах, в том числе в оросительных камерах, с использованием растворов солей бромистого лития или хлористого лития, которые имеют свойства абсорбентов.

*Построение процессов кондиционирования воздуха с использованием искусственных источников холода.*

Под управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе или камере орошения при политропном охлаждении понимают процессы тепломассообмена при изменении параметров воздуха и воды на выходе из теплообменника и, соответственно, количества передаваемой теплоты (холода) под действием управляющих воздействий. В качестве управляющего воздействия изменяют расход холодной воды с помощью двухходовых и трехходовых регулирующих клапанов на трубопроводах или

переменного числа оборотов насоса. Этот способ называется количественным регулированием. Если начальная температура холодной воды остаётся неизменной, а расход воды через теплообменник изменяется, то параметры конечного состояния воздуха будут находиться на линии процесса охлаждения, направленной на точку с температурой поверхности на линии насыщения, определяемой начальной температурой холодной воды. При изменении температуры воды, поступающей в воздухоохладитель путём подмешивания обратной воды, прошедшей теплообменник, происходит изменение направления процесса охлаждения; этот способ называется качественным регулированием. Второй способ применяется редко.

Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая прямоточной схеме с управляемым процессом, представлена на рис. 8.8 а. В схеме предусмотрена возможность изменения расхода воды через поверхностный воздухоохладитель с помощью трехходового разделительного регулирующего клапана по сигналу датчика температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха).

Для построения управляемого процесса следует соединить точку  $\Pi^1$  с точкой Н и продлить полученную линию до пересечения с  $\phi = 100\%$  в точке предельного состояния воздуха (средняя температура охлаждающей поверхности) (рис.17.8 б). Для проверки возможности реализации процесса «мокрого» охлаждения в воздухоохладителе центрального кондиционера на линии насыщения  $\phi = 100\%$  проверяют соотношение (8.7). Если соотношение выполняется, то  $\Pi\Pi^1$  – процесс охлаждения и осушения всего количества воздуха при уменьшении расхода воды через теплообменник, НО – воображаемый (теоретический) процесс охлаждения и осушения воздуха при 100 % холодопроизводительности.

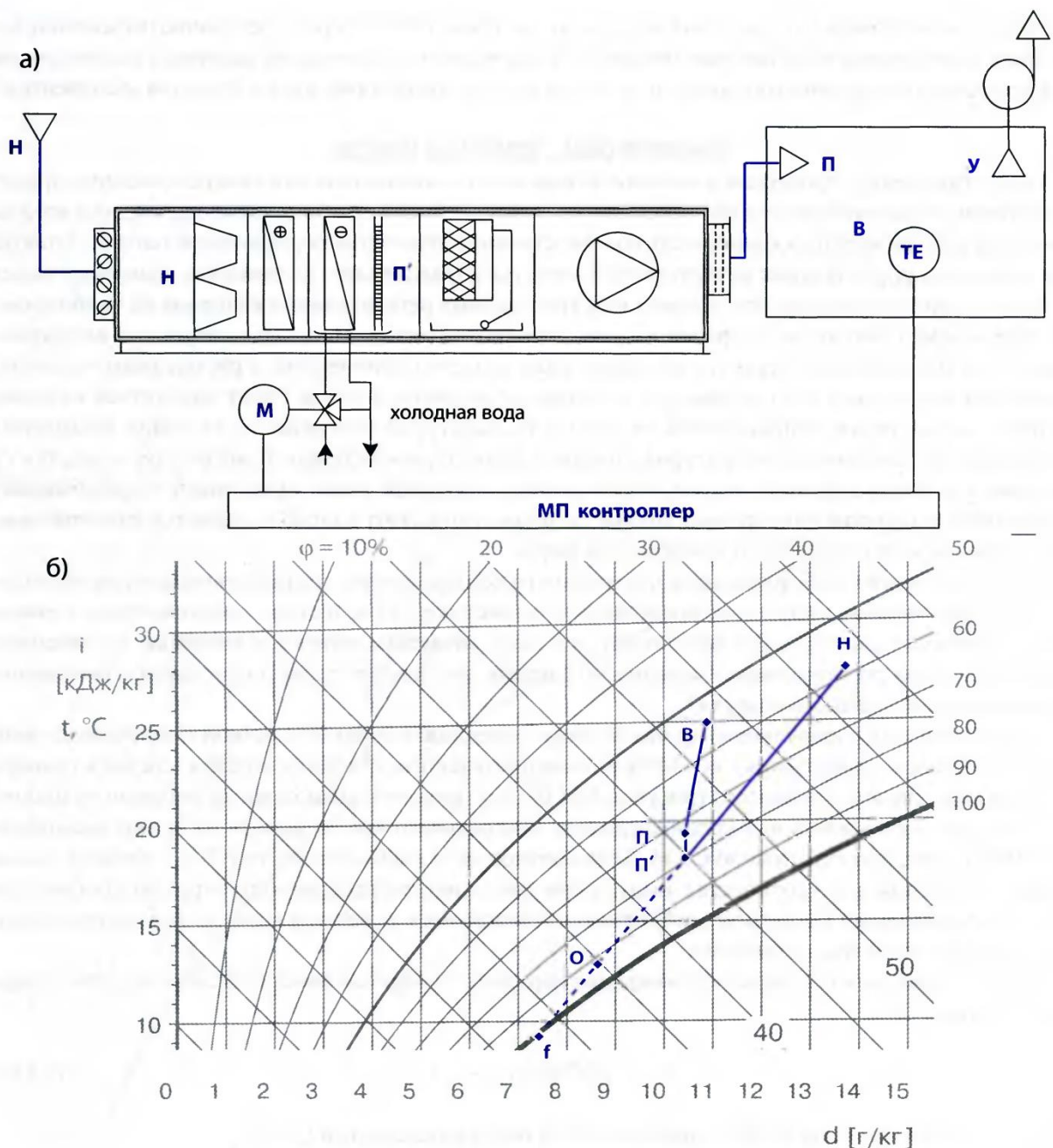


Рис.8.8. Прямоточная СКВ с управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе:

а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха на I-d диаграмме

Фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе составит, кВт:

$$Q_x = 0,278 G_{\Pi} (I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}}), \quad (8.10)$$

Этот **расход холода** необходим для подбора холодильной машины.

Для правильного выбора поверхности теплообмена и типоразмера поверхностного воздухоохладителя, а также регулирующего клапана при

изменении холодопроизводительности способом изменения расхода воды определяют расход холода при охлаждении воздуха до конечного состояния, определяемого точкой О (воображаемую 100 % холодопроизводительность), кВт:

$$Q_x = 0,278 G_{\text{во}} (I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}}) \quad (8.11)$$

где  $G_{\text{во}} = G_{\text{п}}$ ,  $I_{\text{вн}} = I_{\text{н}}$ ,  $I_{\text{вк}} = I_{\text{о}}$ .

Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева равен нулю.

*Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и байпасом или управляемым процессом.*

Иногда расход наружного воздуха составляет значительную долю общего расхода, вследствие чего рециркуляционного воздуха может оказаться недостаточно для обеспечения первой и второй рециркуляции. В таком случае весь расход рециркуляционного воздуха можно подать на первую рециркуляцию, применяя управляемый процесс (рис. 8.9 а) или байпас по воздуху (рис.8.9 б) для исключения второго подогрева. Построение процесса обработки воздуха с первой рециркуляцией и байпасом выполняют в следующей последовательности (рис. 8.9 в).

Определяют влагосодержание точки С, характеризующей состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха из условия, что все количество рециркуляционного воздуха подают на первую рециркуляцию:

$$d_c = \frac{G_{\text{н}} d_{\text{н}} + G_{\text{р}} d_{\text{yl}}}{G_{\text{н}} + G_{\text{р}}} \quad (8.12)$$

где  $G_{\text{р}}$  – массовый расход рециркуляционного воздуха, кг/ч.





На линию, соединяющей точки Н и В<sup>1</sup> или У<sup>1</sup>, при влагосодержании  $d_c$  наносят точку С. Соединяют т.С с т.П<sup>1</sup>, продляют полученную линию до пересечения с  $\phi_0 = \text{const}$  в т.О . Тогда т.П<sup>1</sup> характеризует состояние смеси воздуха, обработанного в воздухоохладителе и прошедшего через байпас без обработки, а ОП<sup>1</sup>С- процесс смешения потоков воздуха, охлаждённого в воздухоохладителе и необработанного, а СО – процесс охлаждения части воздуха в воздухоохладителе. Расход воздуха через байпас и воздухоохладитель определяют по формулам:

$$G_{\text{б}} = G_{\text{п}} \frac{(d_{\text{п}} - d_{\text{о}})}{(d_{\text{с}} - d_{\text{о}})} \quad (8.13)$$

$$G_{\text{во}} = G_{\text{п}} - G_{\text{б}} \quad (8.14)$$

где  $d_{\text{с}}$  – влагосодержание смеси наружного и рециркуляционного воздуха, г/кг.

Построение процесса обработки воздуха с первой рециркуляцией и управляемым процессом выполняют при условии, что т.П<sup>1</sup> характеризует состояние приточного воздуха, обработанного в воздухоохладителе при уменьшении расхода воды через теплообменник по сравнению с расходом воды при полном охлаждении воздуха, которое на  $I-d$  диаграмме изображает отрезок СО. СП<sup>1</sup> – процесс охлаждения и осушения всего количества воздуха при управляемом процессе.

На основе построения вычисляют фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_{\text{х}} = 0,278 G_{\text{во}} (I_{\text{вн}} - I_{\text{вк}}) \quad (8.15)$$

где  $G_{\text{во}} = G_{\text{п}} - G_{\text{б}}$ ,  $I_{\text{вн}} = I_{\text{с}}$ ,  $I_{\text{вк}} = I_{\text{о}}$  в схеме с байпасом по воздуху и первой рециркуляцией.

*Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере для холодного периода года.*

Исходными данными для построения процесса обработки воздуха в центральной СКВ для холодного периода года являются:

- расчётные параметры наружного воздуха: температура  $t_n$  и энтальпия  $I_n$ ;
- расчётные параметры внутреннего воздуха: температура  $t_v$  и относительная влажность  $\varphi_v$ ;
- количество избыточной явной теплоты  $Q^x_y$  (при недостатке теплоты в помещении – со знаком «-»);
- количество влаги  $W^x$ ;
- схема организации воздухообмена;
- схема обработки воздуха для тёплого периода года, расходы воздуха, определенные при расчёте для тёплого периода года  $G_n, G_{1p}, G_{2p}, G_p, G_n$ .

Требуется определить:

- параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки;
- расходы теплоты при соответствующих нагрузках на центральную систему;
- расход влаги на увлажнение воздуха.

При построении процесса кондиционирования воздуха в холодный период года обычно используют схему обработки воздуха, которая применялась в тёплый период с целью упрощения регулирования. В холодный период года в прямоточной центральной СКВ необходимо наружный воздух нагреть и увлажнить. Эти процессы можно реализовать соответственно в поверхностном воздухонагревателе и блоках адиабатного увлажнения, таких, как камера орошения, содовый увлажнитель, блоках увлажнения с форсунками тонкого распыла. В последние годы как альтернативу блокам адиабатного увлажнения применяют увлажнение воздуха паром, считая, что процесс увлажнения воздуха в этом случае протекает при постоянной температуре. Увлажнение воздуха паром

реализуют в блоке парового увлажнения или устанавливают распределительные коллекторы для пара непосредственно в воздуховоде.

Построение начинают с нанесения на  $I-d$  диаграмму точек Н ( $t_n$  и  $I_n$ ) и В ( $t_b$  и  $\phi_b$ ), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчётном режиме (рис. 8.10). Часто при построении процессов на  $I-d$  диаграмме в холодный период года приходится задавать значение относительной влажности воздуха в помещении выше, чем минимальное значение  $\phi_b = 30\%$ , построении процессов для всех схем технологической обработки воздуха, за исключением схемы с увлажнением воздуха паром и схемы с управляемым процессом адиабатного увлажнения воздуха паром и схемы с управляемым процессом адиабатного увлажнения. Это улучшает комфортные условия, но связано с большими затратами энергии. И это обстоятельство следует учитывать при сравнении вариантов и выборе технологической схемы обработки воздуха.

Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении в холодный период года по формуле:

$$\varepsilon^{\text{л}} = \frac{3,6Q_{\text{я}}^{\text{x}} + 2,54W^{\text{x}}}{W^{\text{x}}}, \quad (8.16)$$

На  $I-d$  диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Из уравнения баланса теплоты для помещения при том же расходе приточного воздуха, что и для тёплого периода года определяют температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \frac{3,6Q_{\text{я}}^{\text{x}}}{c_{\text{в}}G_{\text{п}}}. \quad (8.17)$$

На линии процесса в помещении при  $t_{\text{п}}$  наносят точку П, характеризующую состояние приточного воздуха и точку У, характеризующую состояние удаляемого воздуха. Температуру удаляемого воздуха определяют аналогично, как в тёплый период года, в зависимости от

схемы организации воздухообмена. При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном и рециркуляционном воздуховодах не учитывают.

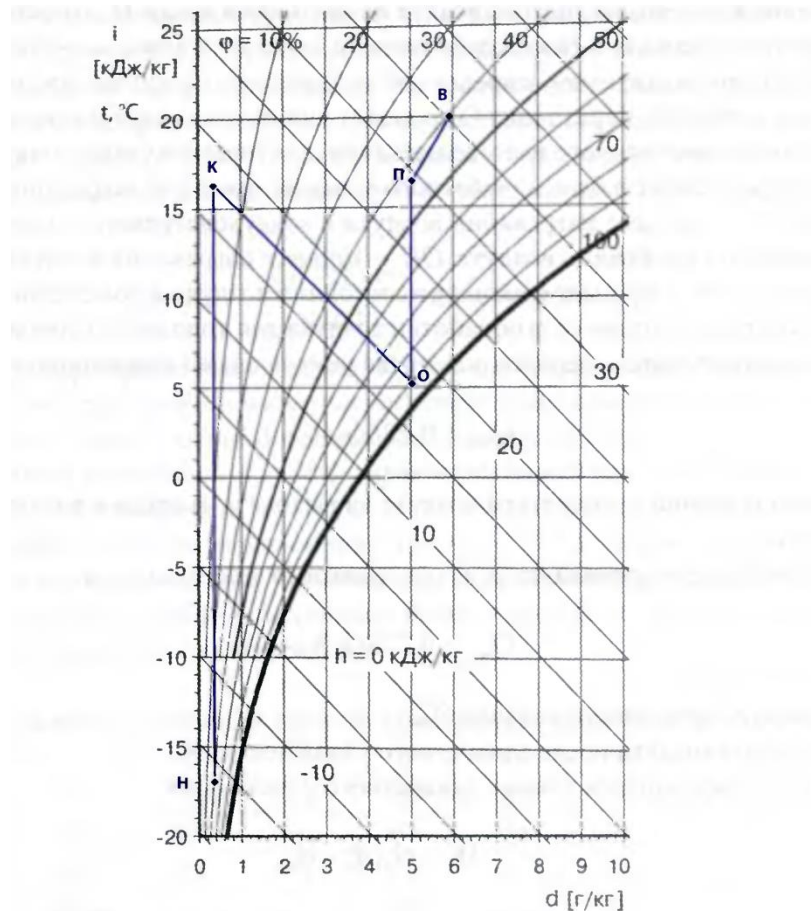


Рис.8.10. Процесс обработки воздуха в приточной СКВ со вторым подогревом в холодный период года

Ход дальнейшего построения зависит от выбранной схемы обработки воздуха.

*Прямоточная схема с использованием адиабатного увлажнения воздуха.*

В прямоточной СКВ, чтобы довести воздух из состояния т. Н до состояния т. П, его необходимо нагреть и увлажнить. Положение т. О, характеризующей состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания  $d_{\text{п}} = \text{const}$  и  $\phi = 90 - 95 \%$ . Через т. О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания  $d_{\text{н}} = \text{const}$  получают точку К, характеризующую состояние

воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда НК – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, КО – процесс адиабатного увлажнения воздуха, ОП – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении (рис. 8.10).

На основе построения процессов обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{\tau 1} = 0,278G_{\pi}(t_{\kappa} - t_{\text{н}}), \quad (8.18)$$

где  $t_{\kappa}, t_{\text{н}}$  – соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, °С,

и в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{\tau 2} = 0,278G_{\pi}(t_{\pi} - t_{\text{o}}) \quad (8.19)$$

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения:

$$W = G_{\text{o}}(d_{\pi} - d_{\text{н}}) \quad (8.20)$$

где  $G_{\text{o}} = G_{\pi}$ .

Если схема обработки воздуха в тёплый период года не включала в себя вторую ступень нагревания воздуха, то в холодный период можно также отказаться от него, применяя управляемый процесс в камере орошения, блоках увлажнения с форсунками тонкого распыла, подбирая блок сотового увлажнителя с определенной глубиной насадки или байпас по воздуху.

*Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с одной рециркуляцией.*

Для уменьшения расхода теплоты на нагревание воздуха в холодный период года применяют схему обработки с рециркуляцией воздуха. Рассмотрим построение процесса обработки воздуха в случае применения рециркуляции для холодного периода года, когда расходы наружного и

рециркуляционного воздуха, определенные при построении процесса для тёплого периода года, считаются известными. В СКВ с первой рециркуляцией соединяют т. Н и т. В (т. У), на полученной линии определяют положение точки смеси С наружного и рециркуляционного воздуха по найденному значению влагосодержания или энтальпии:

$$d_{c1} = \frac{G_n d_n + G_p d_y}{G_n + G_p}. \quad (8.21)$$

Отрезок НСВ – процесс смешения воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха. Если т. С лежит выше линии  $\phi = 100\%$ , то дальнейшее построение аналогично построению для прямоточной схемы обработки воздуха со вторым подогревом, с управляемым процессом или байпасом (рис. 8.11 б). Наружный воздух смешивается с рециркуляционным, а далее смесь нагревается в воздухонагревателе (рис. 8.11 а).

Для схемы со вторым подогревом положение т. О, характеризующей состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания  $d_n = \text{const}$  и  $\phi = 90 - 95\%$ . Через т. О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания  $d_c = \text{const}$  получают точку К, характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда НСВ (НСУ) – процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха, СК – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, КО – процесс адиабатного увлажнения воздуха, ОП – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, ПВ (ПВУ) – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

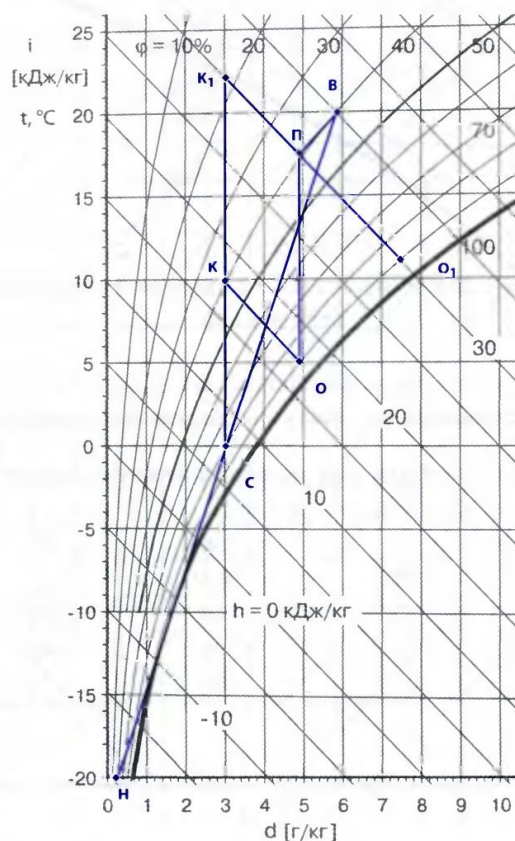
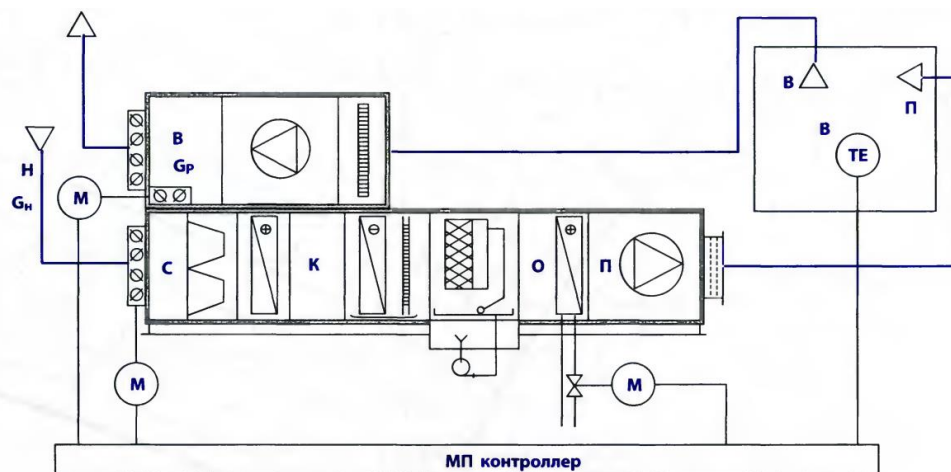


Рис.8.11. СКВ с одной рециркуляцией со смешиванием наружного и рециркуляционного воздуха и нагреванием смеси в холодный период года

а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха

Для схемы с управляемым процессом через т. П проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания

$d_c = \text{const}$  в точке  $K_1$ , характеризующей состояние воздуха после



воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения. Тогда  $СК_1$  – процесс нагревания воздуха,  $К_1П$  – адиабатное увлажнение воздуха.

Для схемы с байпасом через т. П проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания  $d_c = const$  в точке  $К_1$ , характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения и линией  $\varphi = 90 - 95 \%$  в точке О, характеризующей состояние смеси потоков воздуха, прошедших через оросительное пространство и через байпас. Тогда  $СК_1$  – процесс нагревания воздуха,  $К_1О$  – адиабатное увлажнение воздуха,  $К_1ПО$  – процесс смешения потоков воздуха через байпас и оросительное пространство.

Если т.  $С^1$  лежит ниже линии  $\varphi = 100 \%$ , т.е. в области тумана, то это может привести к конденсации водяных паров внутри блока смешения. В этом случае необходимо наружный воздух предварительно нагреть, а затем смешать с рециркуляционным воздухом (рис. 8.12 а). Чтобы определить положение точки С, характеризующей состояние нагретого наружного и рециркуляционного воздуха, необходимо через т. П (для управляемых процессов или байпаса) или т. О (для схемы со вторым подогревом) провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания  $d_c = const$  (рис.8.12 б) в т. С, характеризующей состояние смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Линию ВС ( $В_1С$ ), характеризующую процесс смешения, следует продолжить до пересечения с линией постоянного влагосодержания  $d_n = const$  в точке К ( $К_1$ ), характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первой ступени. Таким образом, воздух сначала нагревается в воздухонагревателе первого подогрева – процесс НК, затем смешивается с рециркуляционным – процесс КСВ, далее увлажняется – процесс СО для схемы со вторым подогревом, процесс  $С_1П$  – для управляемого процесса. В схеме с байпасом  $С_1О_1$  – процесс увлажнения части приточного воздуха, проходящего через оросительное пространство,

$C_1PO_1$  – процесс смешения воздуха, прошедшего через байпас и воздуха через оросительное пространство.

Расход теплоты в воздушнонагревателе первого подогрева центрального кондиционера определяют по формуле 8.18, где  $t_n = t_c$  и в воздушнонагревателе второго подогрева центрального кондиционера – по формуле 8.19.

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения, определяют по формуле:

$$W = G_o(d_o - d_c) \quad (8.22)$$

где  $G_o = G_n$ .

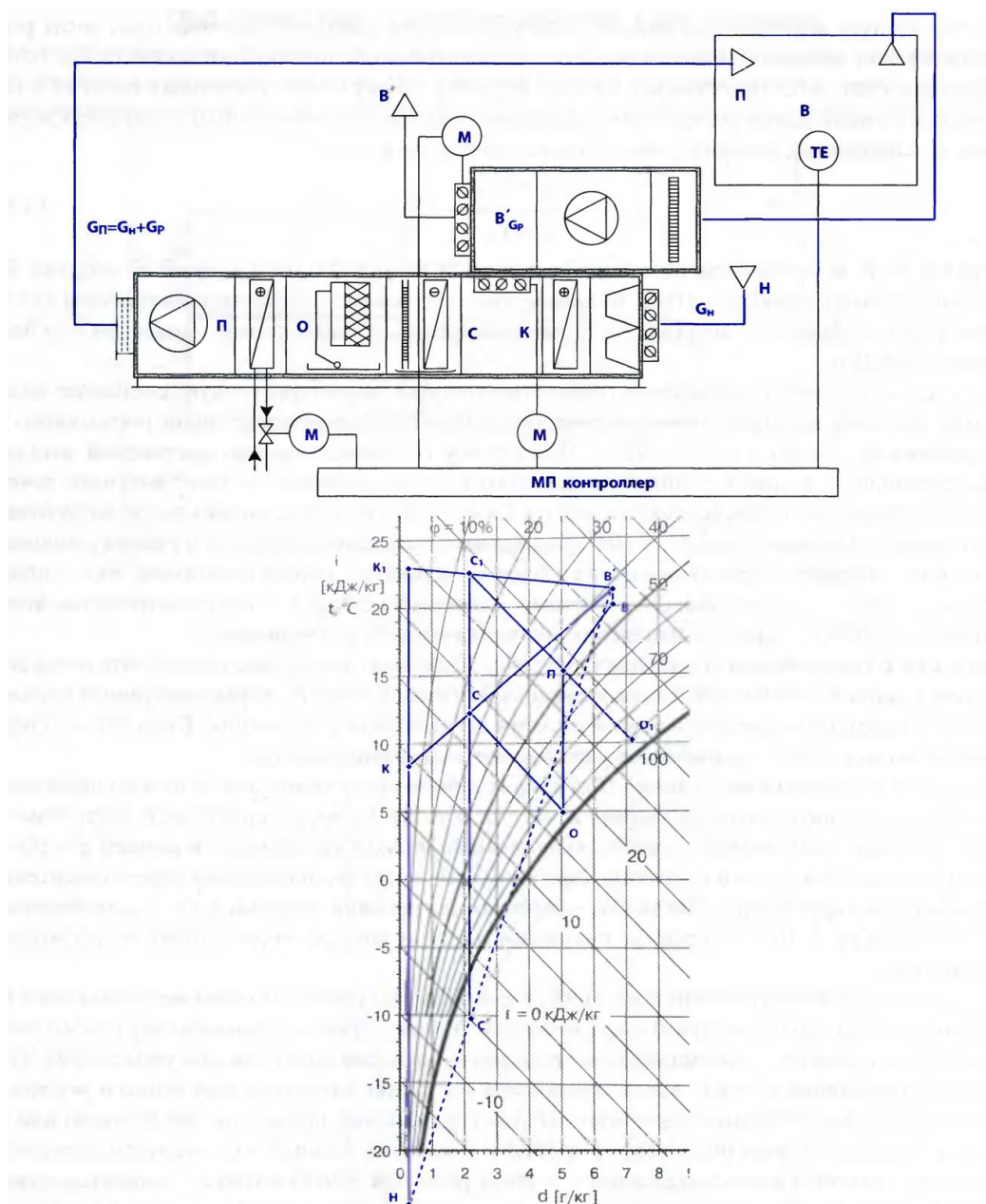


Рис.8.12. СКВ с одной рециркуляцией с подогревом наружного воздуха до смешивания с рециркуляционным воздухом в холодный период года

*а – схема компоновки оборудования; б – процессы обработки воздуха*

При тех же исходных данных расходы теплоты на нагревание воздуха оказываются одинаковыми независимо от того, где происходит смешение наружного и рециркуляционного воздуха: до или после воздухонагревателя первого подогрева.

### Пример № 1

Определить расход приточного воздуха и построить процесс обработки воздуха при прямом испарительном охлаждении в тёплый период года для зала собраний в г. Оренбурге. Параметры наружного воздуха: температура  $t_n = 29,4$  °С, энтальпия 52,4 кДж/кг. Параметры внутреннего воздуха: температура  $t_b = 25$  °С, относительная влажность воздуха  $\phi_b = 60$  %. Явная избыточная теплота:  $Q_{я}^л = 67800$  Вт; количество влаги:  $W^п = 25240$  г/ч; минимальный расход наружного воздуха  $G_n^{мин} = 25000$  кг/ч. Перемешивающая вентиляция  $k_t = 1$

#### Решение:

1. Наносим т. Н, характеризующую состояние наружного воздуха ( $t_n = 29,4$  °С,  $I_n = 52,4$  кДж/кг), определяем температуру мокрого термометра  $t_{мт} = 18,3$  °С и проводим линию постоянной энтальпии  $I_k = 52,4$  кДж/кг – процесс адиабатного охлаждения (рис. 8.13).

2. Вычисляем тепловлажностное отношение:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 67800 + 2540 \cdot 25,24}{25,24} = \frac{308189,6}{25,24} = 12210 \text{ кДж / кг} ;$$

3. Наносим точку В ( $t_b = 25$  °С,  $\phi_b = 60$  %), характеризующую состояние внутреннего воздуха, и В', и через последнюю проводим линию с угловым коэффициентом процесса в помещении  $\varepsilon = 12210$  кДж/кг и на пересечении её с линией постоянной энтальпии  $I_k = 52,4$  кДж/кг получаем точку П',

характеризующую состояние смеси воздуха, проходящего через байпас (точка Н), и потока воздуха, охлаждённого в блоке адиабатного увлажнения (точка О). Через точку П' проводим линию постоянного влагосодержания и на её пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку В, получаем точку П, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении. Параметры точек промежуточного состояния воздуха приведены в табл.8.1.

4. Расход приточного воздуха  $G_{\Pi}$  равен:

$$G_{\Pi} = \frac{308189,6}{(56,3 - 53,7)} = 118534,5 \text{ кг/ч.}$$

5. Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство:

$$G_o = 118534,5 \frac{12 - 8,9}{12,9 - 8,9} = 91864,2 \text{ кг/ч.}$$

6. Расход воды, для возмещения испарившейся в блоке адиабатного увлажнения, составит, кг/ч:

$$W = 91864,2(12,9 - 8,9) \cdot 10^{-3} = 367,5 \text{ кг/ч.}$$

Результаты построения на  $I-d$  диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рис.8.13.

Таблица 8.1.

**Параметры точек состояния воздуха при прямом испарительном охлаждении воздуха**

| Параметры воздуха       |        |                   | Н    | В    | П'   | П    | В'   | О    |
|-------------------------|--------|-------------------|------|------|------|------|------|------|
| Температура             | $t$    | °С                | 29,4 | 25,0 | 21,9 | 22,9 | 24,0 | 19,5 |
| Относительная влажность | $\phi$ | %                 | 34   | 60   | 71   | 67   | 64   | 89   |
| Влагосодержание         | $d$    | г/кг              | 8,9  | 12,2 | 12,0 | 12,0 | 12,2 | 12,9 |
| Энтальпия               | $I$    | кДж/кг            | 52,4 | 56,3 | 52,5 | 53,7 | 55,3 | 52,4 |
| Плотность               | $\rho$ | кг/м <sup>3</sup> | 1,13 | 1,15 | 1,16 | 1,16 | 1,15 | 1,17 |

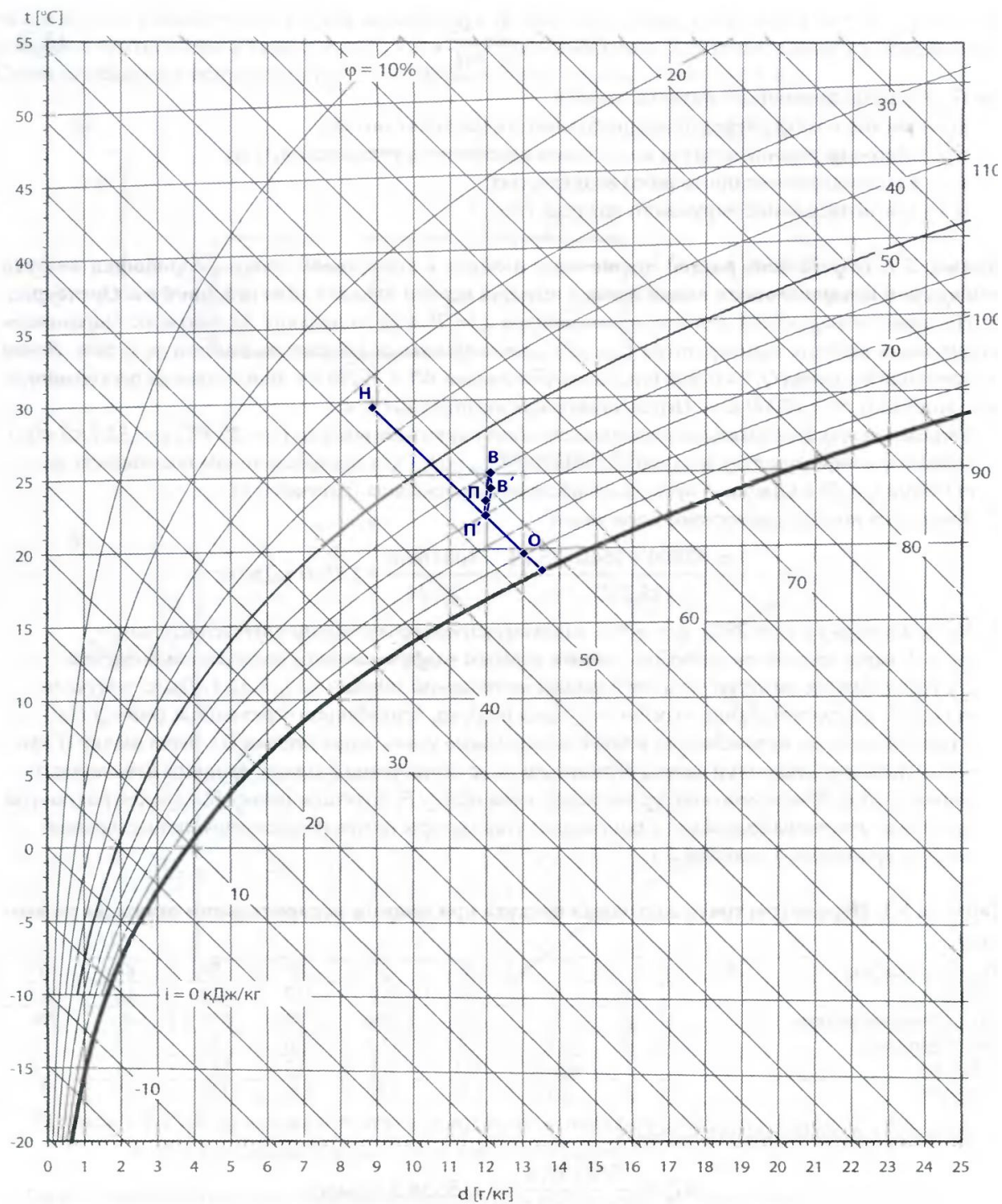


Рис.8.13. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямом испарительном охлаждении с байпасом

## 9. Тепловые сети

### 9.1 Расчет потребления тепловой энергии городом, районом, кварталом

Определение часовых и годовых расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение проводится для жилых и общественных зданий в соответствии с климатическими данными района строительства.

Определим данные значения на примере города Оха, с заселённостью 55908 человек.

#### Основные расчётные зависимости для жилых зданий:

1. Определение часового расхода теплоты на отопление отдельного здания  $Q_{от}$ , Вт, ведётся из условия теплового баланса здания:

$$Q_{от} = 1,1(Q_{н.о} + Q_{в} - Q_{вн}), \quad (9.1)$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты в местной системе отопления, т. е. 10 % запас на неучтенные потери;

а)  $Q_{н.о}$  – потери тепла через наружные ограждения здания, Вт:

$$Q_{н.о} = F_{ж} K_2 q_{н.о} (t_{вн} - t_{н.о}^p), \quad (9.2)$$

где  $F_{ж}$  – жилая площадь,  $m^2$ :

$$F_{ж} = N f_{ж}, \quad (9.3)$$

где  $f_{ж}$  – норма жилой площади, приходящаяся на одного человека. В расчетах принимать 12...18  $m^2/чел.$ ;  $N$  – количество жителей, для примера примем равным 55908.

$$F_{ж} = 55908 \cdot 18 = 1006344 m^2.$$

$K_2$  – объёмный коэффициент здания (зависит от этажности, года строительства, материала из которого построено здание),  $m^3/m^2$ :

Для **кирпичных** зданий старой постройки с высотой этажа 4 м  $K_2 = 7...8 m^3/m^2$ ; для **крупноблочных, крупнопанельных и кирпичных** зданий

строительства 1955-1970 гг. вследствие уменьшения высоты этажа до 2,7–2,8 м коэффициент  $K_2$  уменьшился до 5,2...6,2 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>. Для **зданий более поздней постройки** с большей площадью вспомогательных помещений квартир коэффициент  $K_2$  возрос до 6,2...7,3 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup> и имеет тенденцию к ещё большему увеличению в связи с дальнейшим улучшением благоустройством квартир. В расчётах принимаем  $K_2 = 6,2$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>.

$q_{н.о}$  – удельная отопительная характеристика здания, Вт/(м<sup>3</sup>·°C), (потери теплоты через наружные ограждения здания, отнесенные к его наружному объему и расчетной разности температуры):

$$q_{н.о} = 1,06 \left\{ \frac{P}{S} \left[ \frac{1}{R_{ст}} + d \left( \frac{1}{R_{ок}} - \frac{1}{R_{ст}} \right) \right] + \frac{1}{H} \left( \frac{1}{R_{ч}} \varphi_{ч} + \frac{1}{R_{пол}} \varphi_{пол} \right) \right\}, \quad (9.4)$$

где  $H$  – высота здания, для примера 21 м;  $P$  – периметр пола здания, для примера 183 м;  $S$  – площадь пола здания, для примера 954 м<sup>2</sup>;  $d$  – степень остекления (для жилых зданий  $d = 0,11...0,33$ ), 0,3;  $\varphi_{ч}, \varphi_{пол}$  – поправочные коэффициенты на расчетный перепад температуры для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений, 0,8 и 0,6 соответственно;  $R_{ст}, R_{ок}, R_{ч}, R_{пол}$  – расчётное сопротивление теплопередачи наружных стен, окон, чердачных перекрытий и перекрытий над подвалами из условия энергосбережения по СП 50.13330, м<sup>2</sup>·°C/Вт.

*Определение  $q_{н.о}$  из условий энергосбережения.*

Определяем приведенное сопротивление теплопередаче  $R$  ограждающих конструкций (окон, стен, пола, потолка) из условий энергосбережения по СП 50.13330. В первую очередь находим количество градусо-суток отопительного периода  $ГСОП$ , °C·сут.:

$$ГСОП = (t_{в} - t_{н.о}^{cp}) z_{от}, \quad (9.5)$$

где  $t_{в}$  – температура воздуха в помещении, 20 °C;  $t_{н.о}^{cp}$  – средняя температура отопительного периода, -7,3 °C;  $z_{от}$  – продолжительность отопительного периода, 266 сут.

$$ГСОП = (20 - (-7,3))266 = 7262 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{сут.}$$

По таблице 3 СП 50.13330 исходя из значения ГСОП находим базовые значения требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций:

$$\text{– стен: } R_{\text{ст}} = 3,94 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$\text{– окон: } R_{\text{ок}} = 0,66 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$\text{– чердачных перекрытий и перекрытий над подвалами: } R_{\text{ч}} = R_{\text{п}} = 5,17 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}.$$

$$\begin{aligned} q_{\text{н.о}} &= 1,06 \left\{ \frac{183}{954} \left[ \frac{1}{3,94} + 0,3 \left( \frac{1}{0,66} - \frac{1}{3,94} \right) \right] + \frac{1}{21} \left( \frac{1}{5,17} 0,8 + \frac{1}{5,17} 0,6 \right) \right\} = \\ &= 1,06 \{ 0,192 \cdot 0,632 + 0,013 \} = 0,142 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}}. \end{aligned}$$

$$Q_{\text{н.о}} = F_{\text{ж}} K_2 q_{\text{н.о}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}) = 1006344 \cdot 6,2 \cdot 0,142 (20 - (-29)) \approx 43,4 \text{ МВт.}$$

**б)**  $Q_{\text{в}}$  – расход теплоты на вентиляцию (инфильтрацию), Вт:

$$Q_{\text{в}} = F_{\text{ж}} q_{\text{в}}^{\text{ж}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}), \quad (9.6)$$

где  $q_{\text{в}}^{\text{ж}}$  – удельная вентиляционная характеристика здания, Вт/(м<sup>2</sup>·°C):

$$q_{\text{в}}^{\text{ж}} = l_{\text{уд}} C, \quad (9.7)$$

$l_{\text{уд}}$  – норма количества воздуха, поступающего на 1 м<sup>2</sup> жилой площади в 1 ч, 3 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч);  $C$  – удельная (секундная) объемная теплоемкость воздуха, 0,35 Вт/(м<sup>3</sup>·°C),

$$q_{\text{в}}^{\text{ж}} = 3 \cdot 0,35 = 1,05 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}),$$

$$Q_{\text{в}} = F_{\text{ж}} q_{\text{в}}^{\text{ж}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}) = 1006344 \cdot 1,05 (20 - (-29)) = 51,8 \text{ МВт.}$$

**в)**  $Q_{\text{вн}}$  – внутренние тепловыделения (от людей, осветительных приборов, электрических, бытовых приборов, газовых плит), Вт:



$$Q_{\text{вн}} = F_{\text{ж}} q'_{\text{вн}}, \quad (9.8)$$

где  $q'_{\text{вн}}$  – суммарные удельные тепловыделения, приходящиеся на 1 м<sup>2</sup> жилых помещений и кухнях, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q'_{\text{вн}} = q_{\text{вн}} \left( 1 + \frac{F_{\text{кух}}}{F_{\text{ж}}} \right), \quad (9.9)$$

где  $q_{\text{вн}}$  – удельные тепловыделения, приходящиеся на 1 м<sup>2</sup> в жилых помещениях, 21 Вт/м<sup>2</sup>;  $F_{\text{кух}}/F_{\text{ж}}$  – отношение площади кухонь к площади жилых помещений в квартирах, 0,25;

$$q'_{\text{вн}} = q_{\text{вн}} \left( 1 + \frac{F_{\text{кух}}}{F_{\text{ж}}} \right) = 21(1 + 0,25) = 26,25 \text{ Вт / м}^2;$$

$$Q_{\text{вн}} = F_{\text{ж}} q'_{\text{вн}} = 1006344 \cdot 26,25 = 26,4 \text{ МВт.}$$

$$Q_{\text{от}} = 1,1(Q_{\text{н.о}} + Q_{\text{в}} - Q_{\text{вн}}) = 1,1(43,4 + 51,8 + 26,4) = 133,8 \text{ МВт.}$$

2. Определение расхода теплоты на ГВС зимой  $Q_{\text{ГВС}}^3$ , Вт:

$$Q_{\text{ГВС}}^3 = \frac{Nq_{\text{сут}}^{\text{ср}} C_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{х}})(1 + \beta_{\text{г}})}{24}, \quad (9.10)$$

где  $q_{\text{сут}}^{\text{ср}}$  – расход горячей воды одним жителем в сутки отопительного сезона, 105 л/(сут.·чел.);  $C_{\text{в}}$  – удельная (секундная) теплоёмкость воды, 1,16 Вт/(кг·°C);

$t_{\text{г}}$  – средняя температура воды в водоразборных стояках системы горячего водоснабжения, 60 °C;  $t_{\text{х.з}}$  – температура холодной воды в водопроводе зимой, 5 °C;  $\beta_{\text{г}}$  – коэффициент, зависящий от протяженности и мощности системы ГВС, при наличии сетей после ЦТП и изолированных водоразборных стояках:  $\beta_{\text{г}} = 0,15 \dots 0,25$ ; при изолированных водоразборных стояках  $\beta_{\text{г}} = 0,3 \dots 0,35$ .

$$Q_{\text{ГВС}}^3 = \frac{Nq_{\text{сут}}^{\text{ср}} C_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{х}})(1 + \beta_{\text{г}})}{24} = \frac{55908 \cdot 105 \cdot 1,16(60 - 5)(1 + 0,2)}{24} = 18,7 \text{ МВт.}$$

3. Определение расхода теплоты на ГВС летом  $Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}}$ , Вт:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}} = Q_{\text{ГВС}}^3 \frac{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.л}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.з}}} \beta_{\text{л}}, \quad (9.11)$$

где  $t_{\text{х.л}}$  – температура холодной воды в водопроводе летом, 15 °С;  $\beta_{\text{л}}$  – коэффициент, учитывающий снижение летнего расхода теплоты на ГВС по отношению к зимнему расходу, при отсутствии более конкретных данных, 0,8, за исключением курортных и южных городов, для которых 1,2.

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}} = Q_{\text{ГВС}}^3 \frac{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.л}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.з}}} \beta_{\text{л}} = 18,7 \frac{60 - 5}{60 - 15} 0,8 = 12,2 \text{ МВт.}$$

*Основные расчетные зависимости для общественных зданий:*

1. Определение часового расхода теплоты на отопление  $Q_{\text{от}}^{\text{общ}}$ , Вт:

$$Q_{\text{от}}^{\text{общ}} = 1,1 V_{\text{н}}^{\text{общ}} q_{\text{от}}^{\text{общ}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}) (1 + \mu), \quad (9.12)$$

где  $V_{\text{н}}^{\text{общ}}$  – объем здания по наружному обмеру, м<sup>3</sup>:

$$V_{\text{н}}^{\text{общ}} = V_{\text{общ}} N, \quad (9.13)$$

где  $V_{\text{общ}}$  – удельный объем общественных зданий, отнесенный к одному жителю, зависит от крупности поселений и ориентировочно составляет в средних и больших городах 18 м<sup>3</sup>/чел.

$$V_{\text{н}}^{\text{общ}} = V_{\text{общ}} N = 18 \cdot 55908 = 1006344 \text{ м}^3.$$

$q_{\text{от}}^{\text{общ}}$  – удельный расход теплоты на отопление общественных зданий, 0,4...0,5 Вт/(м<sup>3</sup>·°С);  $\mu$  – коэффициент, учитывающий расход теплоты на подогрев инфильтрационного воздуха, который при отсутствии приточной вентиляции 0,1...0,2, в зданиях с приточной вентиляцией 0.

$$Q_{\text{от}}^{\text{общ}} = 1,1 V_{\text{н}}^{\text{общ}} q_{\text{от}}^{\text{общ}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}) (1 + \mu) = 1,1 \cdot 1006344 \cdot 0,45 \cdot (20 - (-29)) (1 + 0) = 24,4 \text{ МВт.}$$

2. Определение расхода теплоты на вентиляцию общественных зданий

$Q_{\text{в}}^{\text{общ}}$ , Вт:

$$Q_{\text{в}}^{\text{общ}} = V_{\text{н}}^{\text{общ}} q_{\text{в}}^{\text{общ}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}), \quad (9.14)$$

где  $q_b^{\text{общ}}$  – удельная вентиляционная характеристика общественных зданий, 0,25...0,35 Вт/(м<sup>3</sup>·°C).

$$Q_b^{\text{общ}} = V_n^{\text{общ}} q_b^{\text{общ}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^p) = 1006344 \cdot 0,27 (20 - (-29)) = 13,3 \text{ МВт.}$$

3. Определение расхода теплоты на горячее водоснабжение в общественных зданиях в зимний период,  $Q_{\text{ГВС}}^{\text{общ.з}}$ , Вт:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{общ.з}} = \frac{N q_{\text{сут.общ}}^{\text{ср}} C_v (t_{\text{г}} - t_{\text{х}}) (1 + \beta_{\text{г}})}{24}, \quad (9.15)$$

где  $q_{\text{сут.общ}}^{\text{ср}}$  – средний расход горячей воды для общественных зданий в городах, 25 л/(сут.·чел.).

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{общ.з}} = \frac{N q_{\text{сут.общ}}^{\text{ср}} C_v (t_{\text{г}} - t_{\text{х}}) (1 + \beta_{\text{г}})}{24} = \frac{55908 \cdot 25 \cdot 1,16 (60 - 5) (1 + 0,2)}{24} = 4,5 \text{ МВт.}$$

4. Определение расхода теплоты на горячее водоснабжение в общественном здании в летний период,  $Q_{\text{ГВС}}^{\text{общ.л}}$ , Вт:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{общ.л}} = Q_{\text{ГВС}}^{\text{общ.з}} \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{х.л}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{х.з}}} \beta_{\text{л}} = 4,5 \frac{60 - 15}{60 - 5} 0,8 = 2,95 \text{ МВт.}$$

Результаты, полученные в ходе расчёта, сводим в таблицу 9.1.

Таблица 9.1

### Расход теплоты городом

|                     | Расходы теплоты, МВт |               |                |       |
|---------------------|----------------------|---------------|----------------|-------|
|                     | На отопление         | На вентиляцию | На ГВС (зимой) | ВСЕГО |
| 1                   | 2                    | 3             | 4              | 5     |
| Жилые дома          | 133,8                | -             | 18,7           | 152,5 |
| Общественные здания | 24,4                 | 13,3          | 4,5            | 42,2  |
| Итого:              | 158,2                | 13,3          | 23,2           | 194,7 |

*Годовой расход тепла жилыми и общественными зданиями.*

1. Годовой расход теплоты на систему отопления,  $Q_{\text{от}}^{\text{год}}$ , МВт·ч/год:

$$Q_{\text{от}}^{\text{год}} = 24(Q_{\text{от}}^{\text{ж}} + Q_{\text{от}}^{\text{общ}}) \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{ср}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{р}}} z_{\text{от}} = 24(133,8 + 24,4) \frac{20 - (-7,3)}{20 - (-29)} 266 =$$

$$= 562\,686 \text{ МВт} \cdot \text{ч/год.} \quad (9.16)$$

2. Годовой расход теплоты на систему вентиляции,  $Q_{\text{от}}^{\text{в}}$ , МВт·ч/год:

$$Q_{\text{в}}^{\text{год}} = Z Q_{\text{в}}^{\text{общ}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{ср}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}^{\text{р}}} z_{\text{от}} = 16 \cdot 13,3 \frac{20 - (-7,3)}{20 - (-29)} 266 = 31\,537 \text{ МВт} \cdot \text{ч/год.} \quad (9.17)$$

3. Годовой расход теплоты на систему горячего водоснабжения,  $Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}}$ , МВт·ч/год:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} = \sum Q_{\text{ГВС}}^{\text{з}} 24 z_{\text{от}} + \sum Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}} (8400 - 24 z_{\text{от}}) =$$

$$= 23,2 \cdot 24 \cdot 266 + (12,2 + 2,95)(8400 - 24 \cdot 266) = 148\,109 + 30\,542 = 178\,651 \text{ МВт.} \quad (9.18)$$

Суммарный годовой расход тепла жилыми и общественными зданиями,

$Q_{\text{год}}^{\Sigma}$  :

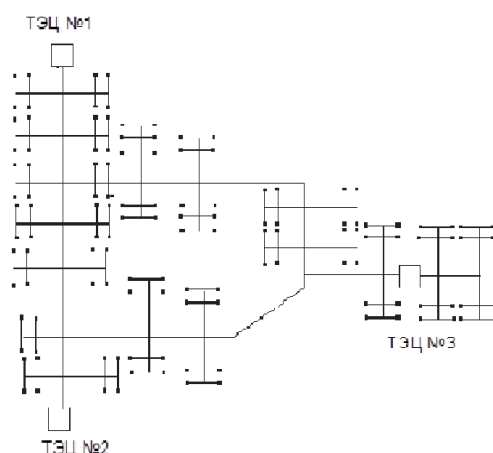
$$Q_{\text{год}}^{\Sigma} = Q_{\text{от}}^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} = 562\,686 + 31\,537 + 178\,651 = 772\,874 \text{ МВт} \cdot \text{ч/год.} \quad 9.19)$$

## 9.2 График отпуска теплоты системой централизованного теплоснабжения

### 9.2.1 Гидравлический расчёт тепловой сети

Водяные тепловые сети разделяют на магистральные и распределительные. По магистральным сетям теплоноситель подается от источников тепла в районы потребления. По распределительным сетям вода подается на ЦТП и ИТП и к абонентам. Непосредственно к магистральным сетям абоненты присоединяются очень редко. В узлах присоединения распределительных сетей к магистральным устанавливаются секционирующие камеры с задвижками. Секционирующие задвижки на магистральных сетях обычно устанавливаются через 2-3 км. Благодаря установке секционирующих задвижек уменьшаются потери воды при авариях ТС. Распределительные и магистральные ТС с диаметром меньше 700 мм делаются обычно тупиковыми. В случае аварий для большей части территории страны допустим перерыв в теплоснабжении зданий до 24 часов. Если же перерыв в теплоснабжении недопустим, необходимо предусматривать дублирование или закольцовку тепловой сети.

а)



б)

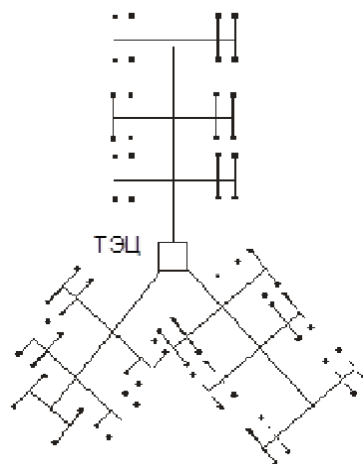


Рис. 9.1. Принципиальные схемы тепловой сети:

а – кольцевая тепловая сеть от трех ТЭЦ; б – радиальная тепловая сеть

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ путем соединения

их магистралей блокировочными связями. В этом случае получается кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками питания. Подобная схема имеет более высокую надежность, обеспечивает передачу резервирующих потоков воды при аварии на каком-либо участке сети. При диаметрах магистралей, отходящих от источника тепла 700 мм и менее, обычно применяют радиальную схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра трубы по мере удаления от источника и снижения присоединенной нагрузки. Такая сеть наиболее дешевая, но при аварии теплоснабжение абонентов прекращается.

#### *Основные расчетные зависимости.*

Одномерное установившееся движение жидкости в трубе описывается уравнением Бернулли.

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho},$$

где  $Z_1, Z_2$  – геометрическая высота оси трубы в сечениях 1 и 2;  $w_1$  и  $w_2$  – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2;  $p_1$  и  $p_2$  – давление жидкости на оси трубы в сечениях 1 и 2;  $\Delta p$  – падение давления на отрезке 1-2;  $g$  – ускорение свободного падения.

Уравнение Бернулли можно записать относительно напоров, разделив обе части на  $g$ .

Скорость жидкости в трубопроводах невелика, поэтому кинетической энергией потока можно пренебречь. Выражение  $H = p/rg$  называется пьезометрическим напором, а сумма высоты  $Z$  и пьезометрического напора называют полным напором.

$$H_0 = Z + \frac{p}{rg} = Z + H, \text{ м.} \quad (9.20)$$

Падение давления в трубе представляет собой сумму линейных потерь давления и потерь давления на местных гидравлических сопротивлениях:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}}, \text{ Па.} \quad (9.20)$$

В теплопроводах:

$$\Delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}} L, \text{ Па},$$

где  $R_{\text{л}}$  – удельное падение давления, т.е. падение давления единицы длины трубы, определяемое по формуле Дарси:

$$R = \lambda \frac{\rho w^2}{2d} = 0,812 \lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}. \quad (9.21)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda$  зависит от режима течения жидкости и абсолютной эквивалентной шероховатости стенок трубы  $k_{\text{э}}$ . согласно СП 124.13330.2012 в расчетах принимают следующие значения  $k_{\text{э}}$ :

- в паропроводах  $k_{\text{э}} = 0,2$  мм;
- в водяных сетях  $k_{\text{э}} = 0,5$  мм;
- в конденсатопроводах и системах ГВС  $k_{\text{э}} = 1$  мм.

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = 0,812 \zeta \frac{G^2}{\rho d^4}. \quad (9.22)$$

Значения коэффициента местного гидравлического сопротивления  $\zeta$  приводятся в справочниках. При гидравлических расчетах можно учитывать потери давления на местных сопротивлениях через эквивалентную длину:

$$l_{\text{экв}} = \frac{1}{\lambda} \zeta d. \quad (9.23)$$

Тогда:

$$\Delta p = R_{\text{л}} (l + l_{\text{экв}}) = R_{\text{л}} l (1 + \alpha), \quad (9.24)$$

где  $\alpha = l_{\text{экв}}/l$  – доля местных потерь давления.

*Порядок гидравлического расчета.*

Обычно при гидравлическом расчете задаются расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется найти диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов – предварительного и проверочного.

### **Предварительный расчет:**

1. Задаются долей местных падений давления  $\alpha = 0,3...0,6$ .
2. Оценивают удельные потери давления:

$$R_{\text{л}} = \frac{\Delta p}{2l(1+\alpha)} \quad (9.25)$$

Если падение давления на участке неизвестно, то задаются величиной  $R_{\text{л}} < 20...30 \text{ Па/м}$ .

3. Рассчитывают диаметр трубопровода из условия работы в турбулентном режиме из условия скорости теплоносителя в пределах  $1...2 \text{ м/с}$ . Для водяных тепловых сетей плотность принимают равной  $975 \text{ кг/м}^3$ .

### *Проверочный расчет.*

Для концевых участков следует проверить режим движения. Если окажется, что режим движения переходный, то, если есть возможность, нужно уменьшить диаметр трубы. Если это невозможно, то нужно вести расчет по формулам переходного режима.

1. Уточняются значения  $R_{\text{л}}$ ;
2. Уточняются типы местных сопротивлений и их эквивалентные длины. Задвижки устанавливаются на выходе и входе коллектора, в местах присоединения распределительных сетей к магистральным, ответвлений к потребителю и у потребителей. Если длина ответвления менее  $25 \text{ м}$ , то допускается устанавливать задвижку только у потребителя. Секционирующие задвижки устанавливаются через  $1 - 3 \text{ км}$ . Кроме задвижек возможны и другие местные сопротивления – повороты, изменения сечения, тройники, слияние и разветвление потока и т.д.

Для определения количества температурных компенсаторов длины участков делятся на допустимое расстояние между неподвижными опорами. Результат округляется до ближайшего целого числа. Если на участке есть повороты, то они могут быть использованы для самокомпенсации температурных удлинений. При этом количество компенсаторов уменьшается на число поворотов.



4. Определяются потери давления на участке:

$$\Delta p_{yч} = 2R_{л}(l + l_{с}), \text{ Па.} \quad (9.26)$$

При поверочном расчете удельные линейные потери давления рассчитываются отдельно для подающего и обратного трубопроводов для действительных расходов.

$$\Delta p_y^{np} = R_{л}^{np}(l + l_{м}), \quad (9.27)$$

$$\Delta p_y^{об} = R_{л}^{об}(l + l_{м}). \quad (9.28)$$

По окончании гидравлического расчета строится пьезометрический график.

### 9.3 Реконструкция и регулирование системы теплоснабжения.

#### 9.3.1 Пьезометрический график тепловой сети

На пьезометрическом графике в масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети. По этому графику легко определить напор и располагаемый напор в любой точке сети и абонентских системах.

За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень 1 – 1. Линия П<sub>1</sub> – П<sub>4</sub> – график напоров подающей линии. Линия О<sub>1</sub> – О<sub>4</sub> – график напоров обратной линии.  $H_{о1}$  – полный напор на обратном коллекторе источника;  $H_{сн}$  – напор сетевого насоса;  $H_{ст}$  – полный напор подпиточного насоса, или полный статический напор в тепловой сети;  $H_{к}$  – полный напор в т.К на нагнетательном патрубке сетевого насоса;  $\Delta H_{т}$  – потеря напора в теплоприготовительной установке;  $H_{п1}$  – полный напор на подающем коллекторе,  $H_{п1} = H_{к} - \Delta H_{т}$ . Располагаемый напор сетевой воды на коллекторе ТЭЦ  $H_1 = H_{п1} - H_{о1}$ . Напор в любой точке сети обозначается как  $H_{пi}$ ,  $H_{оi}$  – полные напоры в прямом и обратном трубопроводе. Если геодезическая высота в точке  $i$  есть  $Z_i$ , то пьезометрический напор в этой точке есть  $H_{пi} - Z_i$ ,

$H_{oi} - Z_i$  в прямом и обратном трубопроводах, соответственно. Располагаемый напор в точке  $i$  есть разность пьезометрических напоров в прямом и обратном трубопроводах –  $H_{pi} - H_{oi}$ . Располагаемый напор в ТС в узле присоединения абонента Д есть  $H_4 = H_{п4} - H_{о4}$ .

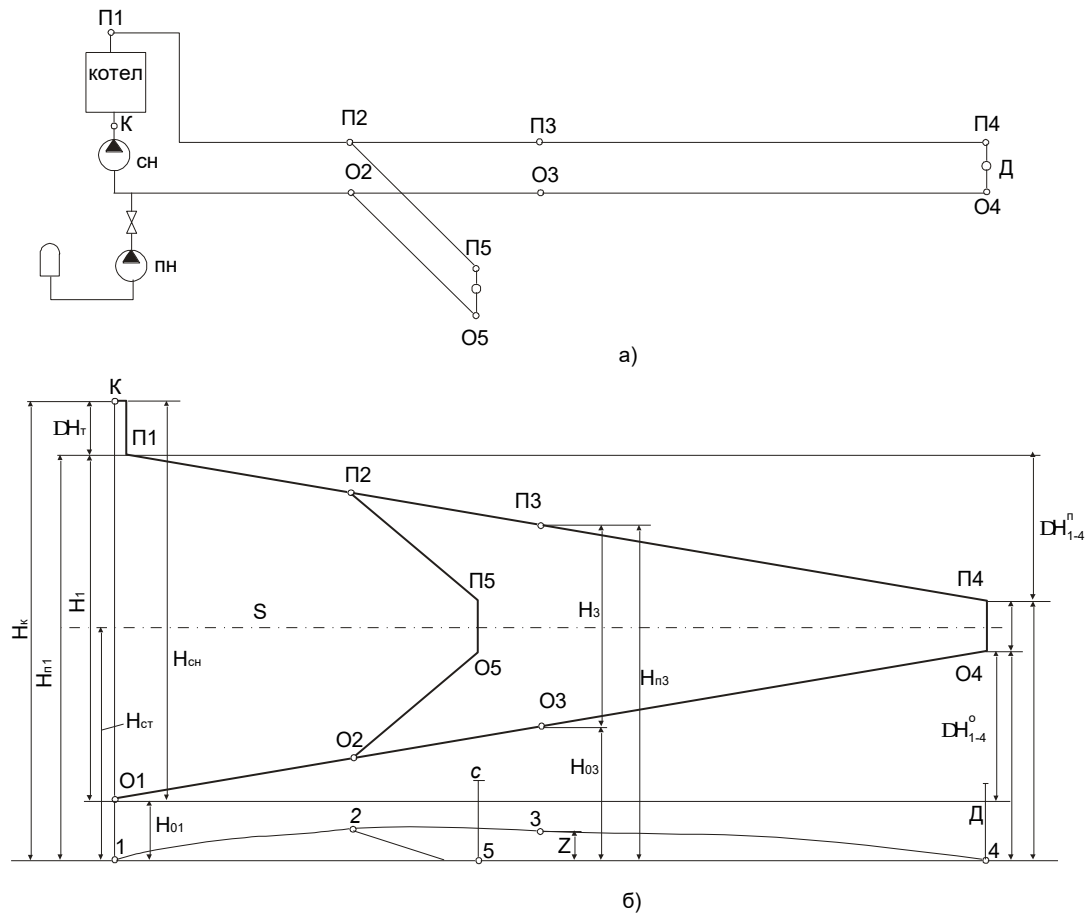


Рис. 9.2. Схема и пьезометрический график двухтрубной тепловой сети

Потеря напора в подающей линии на участке 1 – 4 есть  $\Delta H_{1-4}^n = H_{n1} - H_{n4}$ . Потеря напора в обратной линии на участке 1 – 4 есть  $\Delta H_{1-4}^o = H_{o4} - H_{o1}$ . При работе сетевого насоса напор  $H_{ст}$  подпиточного насоса регулируется регулятором давления до  $H_{o1}$ . При остановке сетевого насоса в сети устанавливается статический напор  $H_{ст}$ , развиваемый подпиточным насосом. При гидравлическом расчете паропровода можно не учитывать профиль паропровода из-за малой плотности пара. Потери напора у абонентов, например  $\Delta H_5 = H_{n5} - H_{o5}$  зависит от схемы присоединения абонента. При элеваторном смешении  $\Delta H_3 = 10...15$  м, при безэлеваторном

вводе –  $\Delta H_{\text{в}} = 2 \dots 5$  м, при наличии поверхностных подогревателей  $\Delta H_{\text{п}} = 5 \dots 10$  м, при насосном смещении  $\Delta H_{\text{нс}} = 2 \dots 4$  м.

Требования к режиму давления в тепловой сети:

1. в любой точке системы давление не должно превышать максимально допустимой величины. Трубопроводы системы теплоснабжения рассчитаны на 16 ата, трубопроводы местных систем – на давление 6-7 ата;
2. во избежание подсосов воздуха в любой точке системы давление должно быть не менее 1,5 атм. Кроме того, это условие необходимо для предупреждения кавитации насосов;
3. в любой точке системы давление должно быть не меньше давления насыщения при данной температуре во избежание вскипания воды.
- 4.

### 9.3.2 Пример гидравлического расчёта тепловой сети

На генплане города необходимо сделать трассировку тепловой сети, от источника тепла (ТЭЦ) до каждого микрорайона, стараясь выбрать наиболее экономичный вариант. Необходимо выбрать основную магистраль от источника до наиболее удаленного микрорайона, от основной магистрали проложить ответвления к другим микрорайонам.

Для начала расчета необходимо найти общий расход воды, поступающей от источника теплоты (ТЭЦ), который будет равен:

$$G = \frac{Q}{c \cdot (\tau_1^p - \tau_2^p)}, \text{ кг/ч} \quad (9.29)$$

где  $Q$  - общее количество теплоты, потребляемое городом;  $\tau_1^p$  - расчетная температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети;  $\tau_2^p$  - расчетная температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети;  $c$  – секундная удельная теплоемкость воды 1,163 Вт·ч/(кг °С):

$$G_{\text{города}} = \frac{Q}{c \cdot (\tau_1^p - \tau_2^p)} = \frac{2256,1}{1,163 \cdot (150 - 70)} = 27,7 \text{ кг/ч}.$$

Так же необходимо определить количество воды в каждом микрорайоне:

Потеря давления в подающей магистрали определяются:

$$\Delta P_{\text{уч}} = R_{\text{уд}} l_{\text{пр}}, \text{ Па}, \quad (9.30)$$

где  $\Delta P_{\text{уч}}$  - потери давления на участке тепловой сети, Па;  $R_{\text{уд}}$  - удельные потери давления на участке тепловой сети, Па/м;  $l_{\text{пр}}$  - приведенная длина участка тепловой сети, м  $l_{\text{пр}} = l + l_{\text{экв}}$ .

Цель гидравлического расчета:

- а) Определение диаметров труб тепловой сети.
- б) Определение потерь давления в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети.

При гидравлическом расчете водяных тепловых сетей, включая сети горячего водоснабжения, СП рекомендуют принимать следующие значения удельных потерь давления на трение:

- а) для основного расчетного направления от источника тепла до наиболее удаленного потребителя - 80 Па/м;
- б) для остальных участков - по располагаемому перепаду давления не более 300 Па/м.

Скорость движения воды в трубопроводах не должна превышать 3 м/с.

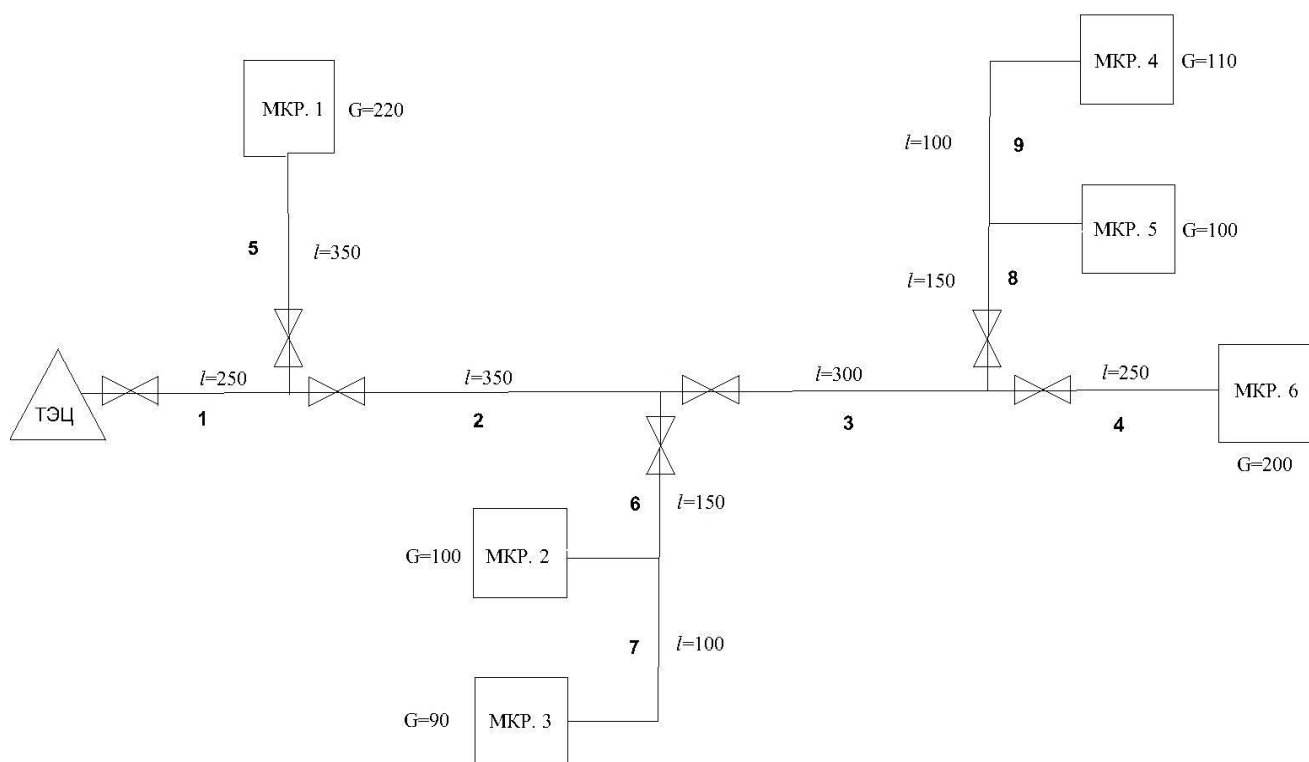


Рис. 9.3. Схема двухтрубной тепловой сети

1) Рассчитаем основную магистраль:

а) нумеруем все участки сначала основной магистрали, затем ответвлений от нее.

б) определяем расчетные расходы воды для всех участков простым суммированием расчетных расходов потребителей, двигаясь от абонентов против движения теплоносителя к источнику теплоснабжения.

в) по полученным расходам и принятым удельным потерям давления около 80 Па/м по номограмме подбираем диаметры  $d$  для всех участков (приложение 4 или 5).

г) результаты расчета записываем в таблицу, в которой для каждого участка проставляем расчетные расходы воды, длины, значения подобранных диаметров, скорости движения воды и удельные потери давления.

2) При расчете потерь давления в подающей магистрали необходимо учесть местные сопротивления тепловой сети (приложение 4,

таблицы 2, 3), к которым относятся: отводы, задвижки, компенсаторы, тройники при разделении или слиянии потоков.

В результате расчета тепловой сети (участки I – II – III-IV), находим потери давления в подающем трубопроводе тепловой сети. Потери давления в обратном трубопроводе считаем такими же (т.к. аналогичные местные сопротивления и трубы)

Скорость в трубопроводах тепловой сети не должна превышать 3 м/с.

Суммарные потери давления в подающей и обратной линии тепловой сети

составили 99,75 кПа.

3) Рассчитываем ответвления от магистрали:

Суммарные потери давления от источника теплоты до последнего потребителя по основной магистрали равны 99,75 кПа (см. таблицу 9.1), следовательно, для гидравлической устойчивости тепловой сети и равномерного распределения потока теплоносителя, суммарные потери давления от источника до последнего потребителя на ответвлениях должны быть 99,75 кПа с допустимой погрешностью 15 %. При превышении допустимой погрешности, необходимо предусмотреть установку диафрагмы или дроссельной шайбы.

Расчет ответвлений

### Ответвление 5

Необходимо найти удельные потери давления на участке 5:

$$R_{уд5} = \Delta P_{уч5} / l_{уч5} = 33863 + 29323 + 14082 / 350 = 220 \text{ Па/м.}$$

$\Delta P_{уч5}$  должны быть равны суммарным потерям давления на участках 2,3,4 (см. таблицу 9.1)

Суммарные потери давления на участке 1-5 должны быть равны 99,75 кПа.

По расходу воды на участке 5 —  $Q_5 = 220$  т/ч и удельным потерям  $R_{уд5} = 220$  Па/м выбираем диаметр трубы:

$d = 200$  мм, при этом реальные потери давления будут 209 кПа.

Суммарные потери давления на участке 1+5 составляют:

$$22491 + 76745 = 99240 \text{ Па} = 99,24 \text{ кПа}$$

$$\text{Невязка: } (99,75 - 99,24) \cdot 100 / 99,75 = 0,51 \%,$$

что соответствует допустимой невязке. Допустимая невязка - не более 15 %.

Таблица 9.2.

### Гидравлический расчет водяной тепловой сети

| № участка                     | Расход воды<br>G |       | Размеры труб, м                   |                                                              | Длина участка, м |                                                           |                                                  | скорость движения воды на<br>участке w, м/с | Потери<br>давления                  |                                     | Суммарные<br>потери от источ-<br>ника тепла |           |
|-------------------------------|------------------|-------|-----------------------------------|--------------------------------------------------------------|------------------|-----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------------|-----------|
|                               | т/ч              | кг/с  | условный<br>проход d <sub>y</sub> | наружный<br>диаметр<br>× толщина<br>стенки d <sub>n</sub> ×S | по плану l       | эквивалентная<br>местным<br>сопротивлениям l <sub>3</sub> | приведенная<br>l <sub>пр</sub> =l+l <sub>3</sub> |                                             | удельные на<br>трение<br>ΔP/l, Па/м | на участке<br>ΔP <sub>уч</sub> , Па | давления, кПа                               | напора, м |
| Основная магистраль           |                  |       |                                   |                                                              |                  |                                                           |                                                  |                                             |                                     |                                     |                                             |           |
| 1                             | 820              | 227,8 | 400                               | 426*6                                                        | 250              | 47,5                                                      | 297,5                                            | 1,77                                        | 75,6                                | 22491                               | 22,49                                       | 2,29      |
| 2                             | 600              | 166,7 | 350                               | 377*9                                                        | 350              | 45,6                                                      | 395,6                                            | 1,72                                        | 85,6                                | 33863                               | 56,35                                       | 5,75      |
| 3                             | 410              | 113,9 | 300                               | 325*8                                                        | 300              | 33,6                                                      | 333,6                                            | 1,59                                        | 87,9                                | 29323                               | 85,67                                       | 8,74      |
| 4                             | 200              | 55,5  | 250                               | 273*7                                                        | 250              | 15,7                                                      | 265,7                                            | 1,1                                         | 53                                  | 14082                               | 99,75                                       | 10,18     |
| Ответвление от магистрали 5   |                  |       |                                   |                                                              |                  |                                                           |                                                  |                                             |                                     |                                     |                                             |           |
| 5                             | 220              | 61,1  | 200                               | 219*6                                                        | 350              | 27,2                                                      | 377,2                                            | 1,9                                         | 209                                 | 76745                               | 99,24                                       |           |
| Ответвления от магистрали 6-7 |                  |       |                                   |                                                              |                  |                                                           |                                                  |                                             |                                     |                                     |                                             |           |
| 6                             | 100              | 27,8  | 175                               | 194*6                                                        | 150              | 18,98                                                     | 168,98                                           | 1,12                                        | 85                                  | 14363                               | 70,72                                       |           |
| 7                             | 90               | 25    | 150                               | 154*9,5                                                      | 100              | 11,97                                                     | 11,97                                            | 1,48                                        | 191                                 | 21383                               | 92,10                                       |           |
| Ответвления от магистрали 8-9 |                  |       |                                   |                                                              |                  |                                                           |                                                  |                                             |                                     |                                     |                                             |           |
| 8                             | 100              | 27,8  | 200                               | 219*6                                                        | 150              | 22,1                                                      | 172,1                                            | 0,86                                        | 43,1                                | 7417                                | 93,08                                       |           |
| 9                             | 110              | 30,5  | 200                               | 219*6                                                        | 100              | 17,85                                                     | 117,85                                           | 0,95                                        | 52,2                                | 6151                                | 99,23                                       |           |



### Ответвление 6-7

Ответвление 6-7 состоит из двух участков (участок 6 и участок 7).

Суммарные потери давления на участке 1-2-6-7 должны быть равны 99,75 кПа.

Необходимо найти удельные потери давления для ответвления 6-7:

$$R_{\text{уд } 6-7} = \Delta P_{\text{уч } 6-7} / l_{\text{уч } 6-7} = 43405 / 250 = 173,6 \text{ Па/м};$$

$$\Delta P_{\text{уч } 6-7} = \Delta P_{\text{уч } 3} + \Delta P_{\text{уч } 4} = 29323 + 14082 = 43405 \text{ Па}.$$

По расходу воды на участке 6 –  $G_6 = 100$  т/ч и удельным потерям  $R_{\text{уд } 6-7} = 173,6$  Па/м подбираем диаметр трубы:  $d = 175$  мм.

Суммарные потери давления на участке 1-2-6:

$$22491 + 33863 + 14363 = 70717 \text{ Па} = 70,7 \text{ кПа}.$$

По расходу воды на участке 7 –  $G_7 = 90$  т/ч и удельным потерям  $R_{\text{уд } 6-7} = 173,6$  Па/м подбираем диаметр трубы:  $d = 150$  мм.

Суммарные потери давления на участке 1-2-6-7:

$$22491 + 33863 + 14363 + 21383 = 92100 \text{ Па} = 92,1 \text{ кПа}.$$

$$\text{Невязка: } (99,75 - 92,1) \cdot 100 / 99,75 = 7,67 \%,$$

что соответствует допустимой невязке.

### Ответвление 8-9

Ответвление 8-9 состоит из двух участков (участок 8 и участок 9).

Суммарные потери давления на участке 1-2-3-8-9 должны быть равны 99,75 кПа.

Необходимо найти удельные потери давления для ответвления 8-9:

$$R_{\text{уд } 8-9} = \Delta P_{\text{уч } 8-9} / l_{\text{уч } 8-9} = 14082 / 250 = 56,3 \text{ Па/м};$$

$$\Delta P_{\text{уч } 8-9} = \Delta P_{\text{уч } 4} = 14082 \text{ Па}.$$

По расходу воды на участке 8 –  $G_6 = 100$  т/ч и удельным потерям  $R_{\text{уд } 6-7} = 56,3$  Па/м подбираем диаметр трубы:  $d = 200$  мм.

Суммарные потери давления на участке 1-2-3-8:

$$22491+33863+29323+7417,5 = 93080,5 \text{ Па} = 93,08 \text{ кПа}.$$

По расходу воды на участке 7 –  $G_7 = 90$  т/ч и удельным потерям  $R_{уд6-7} = 56,3$  Па/м подбираем диаметр трубы:  $d = 200$  мм.

Суммарные потери давления на участке 1-2-3-8-9:

$$22491+33863+29323,44+7417,5+6151,8 = 99230,3 \text{ Па} = 99,2 \text{ кПа}.$$

Невязка:  $(99,75 - 99,2) \cdot 100 / 99,75 = 0,55 \%$ , что соответствует допустимой невязке.

## 10. Источники теплоты

### 10.1 Выбор котельного оборудования для районных и крышных котельных

#### Пример №1

##### *Исходные данные:*

1. Каскад котлов Rendamax R40/120.
2. Камерная топка.
3. Газообразное топливо.
4. 108,5/18,7 кВт.
5. 80/60 °С.
6.  $t_{yx}$  = температура уходящих дымовых газов на выходе из котла, °С.
7.  $t_{yx}$  = температура «холодного» или подсасываемого воздуха, °С.
8. Давление воды максимальное/минимальное = 8/1,5 бар.

##### *Тепловая схема котельной.*

Тепловая схема – это графическое изображение основного и вспомогательного оборудования тепловых станций, объединяемое линиями трубопроводов. Принципиальная тепловая схема характеризует сущность основного технологического процесса преобразования энергии и использования в установке теплоты рабочего тела. Схема характеризует техническое совершенство и тепловую экономичность данной установки.

При составлении принципиальной тепловой схемы для надёжной и экономичной работы на основе нагрузок определяются тип установки, вид и параметры теплоносителя. Далее проводится выбор оборудования – котельных и других агрегатов, турбин; схемы подогрева питательной воды; способа и схемы подготовки воды для питания котельных агрегатов и для добавки в тепловые сети; схемы отпуска теплоты технологическим и бытовым потребителям; схемы сбора и очистки конденсата, возвращаемого от потребителей; схемы использования теплоты от продувки котлоагрегатов, выпара из деаэраторов и от других частей установки.

### ***Общее описание тепловой схемы.***

Потребителем теплоты котельной является жилой дом.

Согласно расчётам на проектирование тепловая нагрузка сети отопления и вентиляции составляет 103,3 кВт, сети ГВС – 3,35 кВт.

Установленная мощность котлов составляет 108,5 кВт.

Тепловой схемой котельной предусмотрено приготовление в котлах горячей воды с расчётной температурой **105 °С**, которая поддерживается постоянной на всех режимах эксплуатации котельной.

Тепловая схема котельной – **закрытая, четырёхтрубная**. Циркуляция воды по всем контурам принудительная, осуществляется при помощи насосов.

Обратная вода тепловой сети с  $t = 60\text{ °С}$  собирается в распределительный коллектор (гидропереходник), откуда при помощи насосов циркуляции подаются в котлы, где догреваются до  $t = 80\text{ °С}$ , а затем поступают в гидропереходник.

Регулирование отпуска тепла с коррекцией по температуре наружного воздуха производится за счёт перепуска сетевой воды мимо котлов с помощью трехходового смесителя. Учёт отпуска теплоты осуществляется теплосчетчиком.

Для приготовления подпиточной воды системы отопления применена установка химводоподготовки. Для поддержания давления в сети отопления на трубопроводе подпиточной воды установлен соленоидный клапан.

Приготовление горячей воды для нужд ГВС осуществляется в ёмкостных водоподогревателях фирмы.

Вода из сети ГВС поступает к водоподогревателям, где догревается до температуры 60 °С и насосами ГВС подаётся в сеть.

Греющая вода в подогреватели подаётся из гидропереходника с помощью насосов греющего контура. Регулирование температуры воды,

поступающей в сеть ГВС, осуществляется трехходовым смесителем за счет подмеса отработанного теплоносителя.

Восполнение расхода воды на ГВС предусмотрено из водопровода.

Система автоматики горелок поддерживает постоянную температуру воды на выходе котлов  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Давление в контуре котлов поддерживается на уровне  **$3,5\text{ кгс/см}^2$** .

Для улавливания стойких механических примесей и нормальной работы расходомеров в качестве грязевиков применяются сетчатый фильтры.

Тепловой схемой котельной предусмотрено:

1. автоматическое регулирование температуры прямой сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха за счёт перепуска сетевой воды мимо котлов с помощью трехходового смесителя;
2. автоматическое поддержание постоянной температуры горячей воды, отпускаемой в систему ГВС за счёт установки на трубопроводе греющей воды трехходового смесителя, осуществляющего подмес отработанного теплоносителя;
3. автоматическое поддержание постоянной температуры воды на выходе из котлов за счёт регулирования количества, подаваемого в горелки топлива;
4. автоматическое поддержание давления в обратном трубопроводе теплосети при помощи соленоидного клапана, установленного на трубопроводе подпитки;
5. автоматическое включение резервных насосов в случае аварийного отключения рабочего насоса.

***Исходные данные к расчёту тепловой схемы:***

$Q_{\text{оив}} = 103,3\text{ кВт}$  – нагрузка системы отопления и вентиляции;

$Q_{\text{гвс}} = 3,35\text{ кВт}$  – нагрузка системы ГВС;

$Q_{\text{к}} = 108,5\text{ кВт}$  – мощность котла;

$T_{11} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура прямой воды контура котлов;

$T_{21} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура обратной воды контура котлов;

$T_1 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура прямой воды системы отопления;

$T_2 = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура обратной воды системы отопления;

$T_3 = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура прямой воды системы ГВС;

$T_4 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура воды системы ХВС;

$c = 4,19\text{ кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{C}$  – теплоёмкость воды;

$\rho = 1000\text{ кг/м}^3$  – плотность воды;

$n = 1$  шт. кол-во каскадов.

### **Решение:**

1. *Определим расход воды в характерных точках тепловой схемы.*

*Расход воды через котёл:*

$$G_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{108,5}{4,19 \cdot 20} = 1,3\text{ кг/с}; \quad (10.1)$$

$$G'_{\text{к}} = G_{\text{к}} \cdot 3,6 = 1,3 \cdot 3,6 = 4,68\text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10.2)$$

где  $Q_{\text{к}}$  – полезная мощность котла, кВт;  $c_p$  – теплоёмкость воды, 4,19 кДж/(кг·C).

2. *Расход воды в контуре котлов:*

$$G_{\text{кот}} = n \cdot G_{\text{к}} = 1,3 \cdot 1 = 1,3\text{ кг/с}, \quad (10.3)$$

$$G'_{\text{кот}} = 3,6 \cdot G_{\text{кот}} = 3,6 \cdot 1,3 = 4,68\text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10.4)$$

где  $n$  – количество каскадов, шт.;  $G_{\text{кот}}$  – расход воды через каскад котлов, кг/с.

3. *Расход греющей воды на системы отопления и вентиляции:*

$$G_{\text{оив}} = \frac{Q_{\text{оив}}}{(T_{11} - T_{21}) \cdot c_p} = \frac{103,3}{(110 - 70) \cdot 4,19} = 0,62\text{ кг/с}; \quad (10.5)$$

$$G'_{\text{оив}} = G_{\text{оив}} \cdot 3,6 = 0,62 \cdot 3,6 = 2,23\text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10.6)$$

где  $Q_{\text{оив}}$  – среднечасовой расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию, кВт;  $T_{11}$  – расчётная температура прямой воды в контуре котлов, °С;  $T_{21}$  – расчётная температура обратной воды в контуре котлов, °С.

4. *Расход нагреваемой воды на теплообменники в системе отопления и вентиляции:*

$$G_{\text{оив.нагр}} = \frac{Q_{\text{оив}}}{(T_1 - T_2) \cdot c_p} = \frac{103,3}{(80 - 60) \cdot 4,19} = 1,23 \text{ кг/с}; \quad (10.7)$$

$$G'_{\text{оив.нагр}} = G_{\text{оив}} \cdot 3,6 = 1,23 \cdot 3,6 = 4,43 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (10.8)$$

5. *Расход греющей воды на теплообменники системы горячего водоснабжения:*

$$G_{\text{гвс.гр}} = \frac{Q_{\text{гвс}}}{(T_1 - T_2) \cdot c_p} = \frac{3,35}{(80 - 60) \cdot 4,19} = 0,04 \text{ кг/с}; \quad (10.9)$$

$$G'_{\text{гвс.гр}} = G_{\text{гвс.нагр}} \cdot 3,6 = 0,04 \cdot 3,6 = 0,14 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10.10)$$

где  $G'_{\text{гвс.гр}} = 0,14 \text{ м}^3/\text{ч}$  – расход греющей воды на 2 теплообменника системы горячего водоснабжения.

6. *Расход воды на систему горячего водоснабжения:*

$$G_{\text{гвс}} = \frac{1,3Q_{\text{гвс}}}{(T_3 - T_4)c_p} = \frac{1,3 \cdot 3,35}{(60 - 5) \cdot 4,19} = 0,019 \text{ кг/с}; \quad (10.11)$$

$$G'_{\text{гвс}} = G_{\text{гвс.нагр}} \cdot 3,6 = 0,019 \cdot 3,6 = 0,068 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10.12)$$

где  $Q_{\text{гвс}}$  – среднечасовой расход тепловой энергии на горячее водоснабжение, кВт;  $T_3$  – расчётная температура прямой воды системы горячего водоснабжения, °С;  $T_4$  – температура исходной воды, °С.

7. *Расход воды в циркуляционном трубопроводе системы горячего водоснабжения:*

$$G_{\text{гвс.ц}} = G_{\text{гвс}} \cdot 0,3 = 0,019 \cdot 0,3 = 0,0057 \text{ кг/с}; \quad (10.13)$$

$$G'_{\text{гвс.ц}} = G_{\text{гвс.ц}} \cdot 3,6 = 0,0057 \cdot 3,6 = 0,02 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10.14)$$

где  $G_{\text{гвс}}$  – расход воды на систему горячего водоснабжения, кг/с.

8. *Расход воды на подпитку:*

$$W_{\text{общ}} = 65 \cdot Q_{\text{к}} \cdot n \cdot 10^{-3} = 65 \cdot 108,5 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 7,05 \text{ м}^3, \quad (10.15)$$

где  $Q_{\text{к}}$  - полезная мощность котла, кВт;  $n$  – количество каскадов котлов, шт.;

$W_{\text{общ}}$  – общий объём воды в системе, м<sup>3</sup>.

9. Согласно СП 124.13330, расчётный расход воды для подпитки тепловых сетей следует принимать:

$$G'_{\text{подп.р}} = \frac{0,75}{100} W_{\text{общ}} = \frac{0,75}{100} \cdot 7,05 = 0,05 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (10.16)$$

$$G_{\text{подп.р}} = \frac{G'_{\text{подп.р}}}{3,6} = \frac{0,05}{3,6} = 0,014 \text{ кг/с}, \quad (10.17)$$

$W_{\text{общ}}$  – общий объём воды в системе, м<sup>3</sup>.

10. *Суммарный расход исходной воды на котельную:*

$$G_{\text{в}} = G_{\text{подп.р}} + G_{\text{гвс}} + G_{\text{хво}} = 0,019 + 0,05 = 0,069 \text{ кг/с}, \quad (10.18)$$

где  $G_{\text{подп.р}}$  – расчётный расход воды для подпитки тепловых сетей, кг/с;

$G_{\text{гвс}}$  – расход воды на систему горячего водоснабжения, кг/с.

11. *Объём расширительного мембранного бака.*

Расширительные баки предназначены для компенсации расширения воды в котле.

$$V_{\text{бак}} = \frac{0,035 \cdot W_{\text{отл}}}{1 - \left(\frac{P_i + 1}{P_f + 1}\right)} 10^3 = \frac{0,035 \cdot 0,08}{1 - \left(\frac{2+1}{6+1}\right)} 10^3 = 4,9 \text{ л}, \quad (10.19)$$

где  $W_{\text{котл}}$  – объём воды в котле, 0,08 м<sup>3</sup>;  $P_i$  – начальное давление воздуха в расширительной ёмкости, атм;  $P_f$  – максимальное рабочее давление воды, атм.

12. *Подбор насосов.*

Подбор насосов производится по  $G$  и  $P$ .



Количество устанавливаемых в котельной сетевых насосов должно быть более 2. При этом в случае неисправности одного из них, остальные должны компенсировать его работу:

$$G_{\text{сет}}^{\text{ср.режим}} = 4,68 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем насос Grundfos NB/NK 15-32 с диаметром рабочего колеса 32 мм.

Насос исходной воды:

$$G_{\text{исх.воды}} = 2,73 \text{ л/с} = 9,83 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$P_{\text{исх.воды}} = 0,6 \text{ МПа} = 600 \text{ кПа}.$$

## 11. Системы газоснабжения

### 11.1 Аэродинамический расход газопроводов низкого и высокого давления

В системах газоснабжения в зависимости от давления транспортируемого газа различают:

- газопроводы **высокого** давления **I категории** (рабочее давление газа свыше 0,6 до 1,2 МПа);
- газопроводы **высокого** давления **II категории** (рабочее давление газа свыше 0,3 до 0,6 МПа);
- газопроводы **среднего** давления (рабочее давление газа свыше 0,005 до 0,3 МПа);
- газопроводы **низкого** давления (рабочее давление газа ниже 0,005 МПа).

Газопроводы **низкого** давления служат для подачи газа к жилым домам, общественным зданиям и коммунально-бытовым предприятиям.

Газопроводы **среднего** давления через газорегуляторные пункты (ГРП) снабжают газом газопроводы низкого давления, а также промышленные и коммунально-бытовые предприятия.

По газопроводам **высокого** давления газ поступает в ГРП промышленных предприятий и газопроводы среднего давления.

Связь различных газопроводов различных давлений осуществляется через **ГРП**, если предусматривается последующая транспортировка газа по сети высокого, или среднего давления и газорегуляторную установку (**ГРУ**), если предполагается потребления газа непосредственно после установки (например, в котельной).

В зависимости от расположения газопроводы делятся на наружные (уличные, внутриквартальные, дворовые, междоусобные) и внутренние (расположенные внутри зданий и помещений), а также подземные (подводные) и надземные (надводные).

В зависимости от назначения в системе газоснабжения газопроводы подразделяются на распределительные, газопроводы-вводы, вводные, продувочные, сборные и межпоселковые.

В зависимости от материала труб газопроводы подразделяются на металлические (стальные, медные) и неметаллические (полиэтиленовые).

### **Пример № 1**

*Расчет газовой сети низкого давления.*

Основной целью расчета является определение оптимальных диаметров газопровода с поддержанием заданного перепада давления в газовой сети низкого давления.

Схема сети низкого давления представлена на рисунке 11.1.

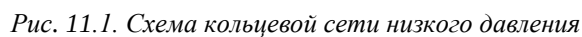


Рис. 11.1. Схема кольцевой сети низкого давления

**Решение:**

### **11.2 Выбор основного оборудования ГРП и ГРУ**

1. При известном расчётном расходе газообразного топлива города *определяется количество ГРП*, исходя из оптимального радиуса действия ( $R_{\text{опт}} = 800-1000$  м) и оптимальной производительности ( $Q_{\text{опт}} = 1500 \dots 2000$  м<sup>3</sup>/час) по формуле:

$$n = \frac{Q_p}{Q_{\text{опт}}}, \text{ шт}; \quad (11.1)$$

$$n = \frac{F}{2R_{\text{опт}}^2}, \quad (11.2)$$

где  $n$  – количество ГРП, шт.;  $Q_p$  – расчётный расход газа районом города, м<sup>3</sup>/ч;  $R$  – радиус действия ГРП,  $R = 800-1000$  м (для сети низкого давления);  $Q_{\text{опт}} = 1500 \dots 2000$  м<sup>3</sup>/ч – оптимальная производительность ГРП;  $F$  – газифицируемая площадь, включая площадь проездов.

$$n = \frac{11013+598+2211}{1500} = 2,6 \approx 3;$$

$$n = \frac{235 \cdot 10^4}{2 \cdot 800^2} = 1,8 \approx 2.$$

**Получается, что количество ГРП равно 3.**

#### **2. Определение расходов газа.**

Удельный расход газа определяется по кольцам (*рисунок 11.1*) в зависимости от отношения расхода газа кварталом на расчётную длину газопровода, охватывающий квартал по формуле:

$$Q_{\text{уд}} = \frac{Q_i}{\Sigma l_p}, \quad (11.3)$$

где  $Q_{\text{уд}}$  – удельный расход газа, м<sup>3</sup>/(ч·м);  $Q_i$  – расчётный расход газа  $i$ -го квартала, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_i = Q_{\text{уд}}^{\text{max}} \cdot N_i, \quad (11.4)$$

где  $Q_{уд}^{max}$  – удельный максимальный часовой расход газа на 1 человека,  $м^3/(ч \cdot чел)$ ;  $N_i$  – количество жителей  $i$ -го квартала;  $l_p$  – расчетная длина периметра квартала или длина питающего контура, м.

Результаты расчёта контуров на основе рисунка 11.1 и формул 11.3, 11.4 записываем в таблицу 11.1.

Таблица 11.1.

**Удельные путевые расходы для всех питающих контуров сети**

| Номер контура | Площадь, га | Численность населения $N$ , чел | Расход газа $Q_i$ , $м^3/час$ | Длина питательного контура $l$ , м | Удельный путевой расход $Q_{уд}$ , $м^3/(ч \cdot м)$ |
|---------------|-------------|---------------------------------|-------------------------------|------------------------------------|------------------------------------------------------|
| 1             | 2           | 3                               | 4                             | 5                                  | 6                                                    |
| А             | 6,3         | 1405                            | 101,16                        | 367                                | 0,276                                                |
| 1             | 13,68       | 3036                            | 218,59                        | 1782                               | 0,123                                                |
| 2             | 13,04       | 1448                            | 434,40                        | 1620                               | 0,268                                                |
| 3             | 6,59        | 732                             | 219,60                        | 1412                               | 0,156                                                |
| Б             | 8,4         | 1865                            | 134,28                        | 367                                | 0,366                                                |
| 4             | 8,98        | 1994                            | 143,57                        | 1827                               | 0,079                                                |
| 5             | 8,45        | 938                             | 281,40                        | 1630                               | 0,173                                                |
| 6             | 7,05        | 782                             | 234,60                        | 1539                               | 0,152                                                |
| В             | 4,82        | 2037                            | 87,59                         | 712                                | 0,123                                                |
| 7             | 8,5         | 3588                            | 154,28                        | 1789                               | 0,086                                                |
| 8             | 5,76        | 639                             | 191,70                        | 1549                               | 0,124                                                |
| Д             | 3,59        | 398                             | 119,40                        | 704                                | 0,170                                                |
| 9             | 10,42       | 4396                            | 189,03                        | 1895                               | 0,100                                                |
| 10            | 7,86        | 3318                            | 142,67                        | 1375                               | 0,104                                                |
| 11            | 7,86        | 3318                            | 142,67                        | 1431                               | 0,100                                                |
| 12            | 12,42       | 1379                            | 413,70                        | 1903                               | 0,217                                                |
| 13            | 9,76        | 4125                            | 177,38                        | 1696                               | 0,105                                                |
| Г             | 7,01        | 2960                            | 127,28                        | 1175                               | 0,108                                                |
| 14            | 9,19        | 1020                            | 306,00                        | 1646                               | 0,186                                                |

3. Путевой расход газа при одностороннем потреблении определяется по формуле:

$$Q_{п} = Q_{уд}^i \cdot l_p^i, \quad (11.5)$$

где  $Q_{уд}^i$  – удельный расход газа  $i$ -го квартала,  $м^3/(ч·м)$ ;  $l_p^i$  – расчетная длина участка газопровода, м.

4. Путевой расход газа на участке газопровода при двухстороннем потреблении газа определяется по формуле:

$$Q_{п} = (Q_{уд}^I + Q_{уд}^{II}) \cdot l_p, \quad (11.6)$$

где  $Q_{уд}^I$  и  $Q_{уд}^{II}$  – соответственно, удельные расходы I и 2 кварталов.

5. Транзитный расход газа начинают определять с концевого участка газопровода, где происходит слияние потоков газа по двум направлениям.

$$Q_{тр}^n = (Q_{п}^{n-1} + Q_{уд}^{n-1}), \quad (11.7)$$

где  $Q_{тр}^n$  – транзитный расход  $n$ -го участка газопровода,  $м^3/ч$ ;  $Q_{п}^{n-1}$  – путевой расход газа  $(n-1)$  участка,  $м^3/ч$ ;  $Q_{уд}^{n-1}$  – транзитный расход газа  $(n-1)$  участка,  $м^3/ч$ .

6. Эквивалентный или сосредоточенный расход газа на участке газопровода определяется по формуле:

$$Q_{э} = 0,55Q_{п}. \quad (11.8)$$

7. Расчётный расход газа на участке газопровода определяется по формуле:

$$Q_p = Q_{тр} + Q_{э}. \quad (11.9)$$

**Результаты расчёта участков формул 11.5-11.9 сводятся в таблицу 11.2.**

Таблица 11.2.

**Определение расчётных расходов газа для участков сети**

| Номер участка | Длина участка, м | Удельный путевой расход газа, $м^3/(ч·чел.)$ | Расход газа, $м^3/ч$ |             |         |       |
|---------------|------------------|----------------------------------------------|----------------------|-------------|---------|-------|
|               |                  |                                              | $Q_{п}$              | $0,55Q_{п}$ | $Q_{т}$ | $Q_p$ |
| 1             | 2                | 3                                            | 4                    | 5           | 6       | 7     |
| 2-1           | 524              | 0,123                                        | 64,45                | 35,45       | 0,00    | 35,45 |
| 5-1           | 367              | 0,399                                        | 146,43               | 80,54       | 0,00    | 80,54 |

| Номер участка | Длина участка, м | Удельный путевой расход газа, м <sup>3</sup> /(ч·чел.) | Расход газа, м <sup>3</sup> /ч |                    |                |                |
|---------------|------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------------|--------------------|----------------|----------------|
|               |                  |                                                        | Q <sub>п</sub>                 | 0,55Q <sub>п</sub> | Q <sub>т</sub> | Q <sub>р</sub> |
| 1             | 2                | 3                                                      | 4                              | 5                  | 6              | 7              |
| 2-3           | 443              | 0,268                                                  | 118,72                         | 65,30              | 20,00          | 85,30          |
| 6-2           | 367              | 0,391                                                  | 143,50                         | 78,92              | 183,17         | 262,09         |
| 3-4           | 177              | 0,156                                                  | 27,61                          | 15,19              | 0,00           | 15,19          |
| 7-3           | 367              | 0,424                                                  | 155,61                         | 85,58              | 7,61           | 93,19          |
| 8-4           | 443              | 0,156                                                  | 69,11                          | 38,01              | 0,00           | 38,01          |
| 6-5           | 524              | 0,202                                                  | 105,85                         | 58,22              | 309,75         | 367,97         |
| 6-7           | 443              | 0,441                                                  | 195,36                         | 107,45             | 567,35         | 674,80         |
| 7-8           | 425              | 0,308                                                  | 130,90                         | 72,00              | 124,89         | 196,89         |
| 5-9           | 367              | 0,445                                                  | 163,32                         | 89,82              | 0,00           | 89,82          |
| 6-10          | 370              | 0,252                                                  | 93,24                          | 51,28              | 112,31         | 163,59         |
| 7-11          | 370              | 0,325                                                  | 120,25                         | 66,14              | 35,70          | 101,84         |
| 8-12          | 367              | 0,152                                                  | 55,78                          | 30,68              | 0,00           | 30,68          |
| 10-9          | 567              | 0,165                                                  | 93,56                          | 51,46              | 0,00           | 51,46          |
| 10-11         | 448              | 0,297                                                  | 133,06                         | 73,18              | 35,69          | 108,87         |
| 11-12         | 377              | 0,322                                                  | 121,39                         | 66,77              | 0,00           | 66,77          |
| 14-9          | 327              | 0,209                                                  | 68,34                          | 37,59              | 0,00           | 37,59          |
| 14-15         | 268              | 0,19                                                   | 50,92                          | 28,01              | 439,30         | 467,31         |
| 15-16         | 298              | 0,186                                                  | 55,43                          | 30,49              | 217,58         | 248,07         |
| 16-10         | 327              | 0,21                                                   | 68,67                          | 37,77              | 150,00         | 187,77         |
| 16-17         | 448              | 0,341                                                  | 152,77                         | 84,02              | 46,14          | 130,16         |
| 17-11         | 327              | 0,294                                                  | 96,14                          | 52,88              | 50,00          | 102,88         |
| 14-13         | 385              | 0,223                                                  | 85,86                          | 47,22              | 77,70          | 124,92         |
| 13-18         | 477              | 0,1                                                    | 47,70                          | 26,24              | 30,00          | 56,24          |
| 14-19         | 419              | 0,204                                                  | 85,48                          | 47,01              | 108,33         | 155,34         |
| 15-20         | 419              | 0,204                                                  | 85,48                          | 47,01              | 80,81          | 127,82         |
| 21-16         | 419              | 0,317                                                  | 132,82                         | 73,05              | 200,00         | 273,05         |
| 22-17         | 443              | 0,217                                                  | 96,13                          | 52,87              | 100,00         | 152,87         |
| 19-18         | 614              | 0,205                                                  | 125,87                         | 69,23              | 8,12           | 77,35          |
| 20-19         | 268              | 0,212                                                  | 56,82                          | 31,25              | 133,99         | 165,24         |
| 21-20         | 294              | 0,208                                                  | 61,15                          | 33,63              | 110,00         | 143,63         |
| 21-22         | 592              | 0,403                                                  | 238,58                         | 131,22             | 265,32         | 396,54         |
| 18-23         | 363              | 0,105                                                  | 38,12                          | 20,96              | 0,00           | 20,96          |



| Номер участка | Длина участка, м | Удельный путевой расход газа, м <sup>3</sup> /(ч·чел.) | Расход газа, м <sup>3</sup> /ч |                    |                |                |
|---------------|------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------------|--------------------|----------------|----------------|
|               |                  |                                                        | Q <sub>п</sub>                 | 0,55Q <sub>п</sub> | Q <sub>т</sub> | Q <sub>р</sub> |
| 1             | 2                | 3                                                      | 4                              | 5                  | 6              | 7              |
| 24-23         | 415              | 0,105                                                  | 43,58                          | 23,97              | 0,00           | 23,97          |
| 19-24         | 304              | 0,213                                                  | 64,75                          | 35,61              | 43,58          | 79,19          |
| 21-25         | 304              | 0,294                                                  | 89,38                          | 49,16              | 70,31          | 119,47         |
| 25-26         | 378              | 0,186                                                  | 70,31                          | 38,67              | 0,00           | 38,67          |
| 22-26         | 372              | 0,186                                                  | 69,19                          | 38,06              | 0,00           | 38,06          |

**8.** Допустимые потери давления на местные сопротивления принимаются из расчёта 10 % от потерь на трение, т.е. с учётом потери давления в кольце не более 1000 Па, потери на трение должны быть не более:

$$\Delta P_o = \frac{1000}{1,1} = 910 \text{ Па.} \quad (11.10)$$

**9.** Удельные потери давления Па/м, определяются по формуле:

$$\frac{\Delta P_o}{l} = \frac{910}{\sum l}. \quad (11.11)$$

**Ориентировочные потери давления (формулы 11.10, 11.11) на участках сети сводим в таблицу 11.3.**

*Таблица 11.3.*

**Ориентировочные потери давления на участках сети**

| № ГРП | Основные направления | ∑l, м | 910/∑l, Па/м |
|-------|----------------------|-------|--------------|
| 1     | 2                    | 3     | 4            |
| 1     | 6-5-1                | 891   | 1,02         |
|       | 6-2-1                | 891   | 1,02         |
|       | 6-7-3-4              | 987   | 0,92         |
|       | 6-2-3-4              | 987   | 0,92         |
|       | 6-7-8-4              | 1311  | 0,69         |
|       | 6-5-9                | 891   | 1,02         |
|       | 6-10-9               | 937   | 0,97         |
|       | 6-10-11-12           | 1196  | 0,76         |
|       | 6-7-11-12            | 1190  | 0,76         |

|   |                   |      |      |
|---|-------------------|------|------|
|   | 6-7-8-12          | 1235 | 0,74 |
| 2 | 14-9              | 327  | 2,78 |
|   | 14-15-16-10-9     | 1460 | 0,62 |
|   | 14-15-16-17-11-12 | 1718 | 0,53 |
|   | 14-15-16-10-11-12 | 1718 | 0,53 |
|   | 14-13-18-23       | 1225 | 0,74 |
|   | 14-19-24-23       | 1138 | 0,80 |
|   | 14-19-18-23       | 1396 | 0,65 |
|   | 14-15-20-19-24-23 | 1674 | 0,54 |
|   | 14-15-20-19-18-23 | 1932 | 0,47 |
| 3 | 21-25-26          | 682  | 1,33 |
|   | 21-22-26          | 964  | 0,94 |
|   | 21-20-19-18-23    | 1543 | 0,59 |
|   | 21-20-19-24-23    | 1285 | 0,71 |
|   | 21-16-10-9        | 1313 | 0,69 |
|   | 21-16-10-11-12    | 1571 | 0,58 |
|   | 21-16-17-11-12    | 1571 | 0,58 |
|   | 21-22-17-11-12    | 1739 | 0,52 |

**10.** Диаметр трубопроводов подбираем исходя из ориентировочных потерь давления и расчётного расхода газа на участках, которые находим по номограмме (рисунок 11.2).

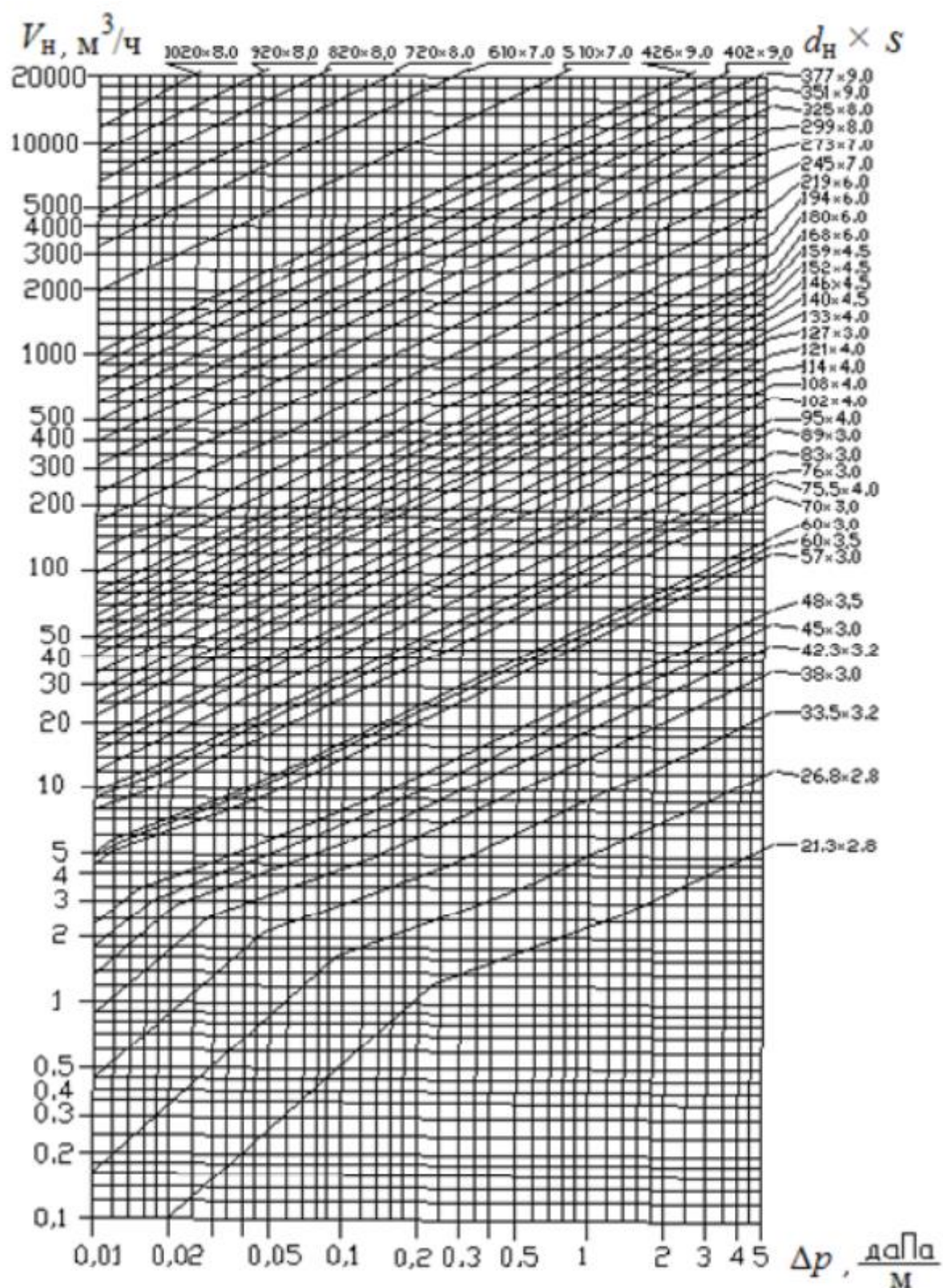


Рис.11.2. Номограмма для расчёта стальных газопроводов низкого давления (природный газ  $\rho = 0,73 \text{ кг/м}^3$  и  $v = 14,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ )

11. Потери давления на участке сети определяем по формуле:

$$\Delta P = \left( \frac{\Delta P}{l} \right) l, \text{ Па.} \quad (11.12)$$

**12.** Затем вычисляем ошибку при расчёте, которая не должна превышать 10 % по формуле:

$$\text{Ош} = \frac{\sum_k \Delta P}{0.5 \sum_k |\Delta P|} \cdot 100 \% \leq 10 \%$$

**Результаты расчёта сводим в таблицу 11.4.**

### **13. Гидравлическая увязка.**

Для окончательной гидравлической увязки используем следующие формулы:

Поправочный расход, м<sup>3</sup>/ч:

$$\Delta Q_k = \Delta Q_k^I + \Delta Q_k^{II}, \quad (11.13)$$

$\Delta Q_k^I$  – поправка первого порядка, м<sup>3</sup>/ч;

$$\Delta Q_k^I = - \frac{\sum_k \Delta P}{1,75 \sum_k \frac{\Delta P}{Q}}, \quad (11.14)$$

$\Delta Q_k^{II}$  – поправка второго порядка, м<sup>3</sup>/ч.

$$\Delta Q_k^{II} = - \frac{\sum_{с.к} \left( \frac{\Delta P_i}{Q_i} \right)}{\sum_k \frac{\Delta P}{Q}} \cdot \Delta Q_{с.к}^I. \quad (11.15)$$

Окончательный расчетный расход:

$$Q_{\text{нов.уч}} = Q + \Delta Q, \quad (11.16)$$

где  $\Delta Q = \Delta Q_k - Q_{с.к}$  – поправочный расход на участке, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{с.к}$  – поправочный расход соседнего кольца (прибавляется к расходу на участке с противоположным знаком) м<sup>3</sup>/ч.

По новому расчётному расходу и определенному диаметру в предварительном расчёте определяем потери давления газа на участках сети, а ошибку при расчёте определяем повторно.

Ввиду малого различия в расходах на участках при предварительном распределении и после итеративного пересчета новые потери давления на

участках рассчитываются аналитически пропорционально изменению отношения расхода газа в степени 1,8, т.е.  $(Q_p/Q)^{1,8}$ , где  $Q_p$  – новый расход газа;  $Q$  – расход газа, полученный при предварительном расчёте.

Таблица 11.4

## Гидравлический расчет кольцевой сети низкого давления

| Коль-<br>цо | Участки кольца |                   |         |               | Предварительное распределение расходов |                        |                 |                         | $\Delta Q'_k$<br>м³/ч | $\Delta Q''_k$<br>м³/ч | $Q_k$ ,<br>м³/ч | Окончательное распределение расходов |                 |                 |                 |                              |
|-------------|----------------|-------------------|---------|---------------|----------------------------------------|------------------------|-----------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------|--------------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------------------|
|             | Узлы           | Смежные<br>кольца | $l$ , м | $D_n \cdot S$ | $Q$ , м³/ч                             | $\Delta P/l$ ,<br>Па/м | $\Delta P$ , Па | $\Delta P/Q$<br>Па·ч/м³ |                       |                        |                 | $\Delta Q$ ,<br>м³/ч                 | $Q_p$ ,<br>м³/ч | $(Q_p/Q)^{1,8}$ | $\Delta P$ , Па | $1,1 \cdot \Delta P$ ,<br>Па |
|             | 2-1            | -                 | 524     | 76x3          | -35,45                                 | -1                     | -524            | 14,78                   | -2,46                 | 1,80                   | -0,66           | -0,66                                | -36,11          | 1,03            | -541,72         | 595,89                       |
| 1           | 5-1            | -                 | 367     | 108x4         | 80,54                                  | 0,9                    | 330,3           | 4,10                    |                       |                        |                 | -0,66                                | 79,88           | 0,99            | 325,44          | 357,98                       |
|             | 6-5            | 4                 | 524     | 159x4         | 367,97                                 | 1,9                    | 995,6           | 2,71                    |                       |                        |                 | -5,47                                | 362,50          | 0,97            | 969,10          | 1066,01                      |
|             | 6-2            | 2                 | 367     | 140x4,5       | -262,09                                | -1,9                   | -697,3          | 2,66                    |                       |                        |                 | -12,79                               | -274,88         | 1,09            | -759,72         | 835,70                       |
|             |                | Ош =              | 8,2     | %             |                                        |                        | 104,6           | 24,25                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -0,5            | %               |                              |
|             | 2-3            | -                 | 443     | 108x4         | 85,3                                   | 0,95                   | 420,85          | 4,93                    |                       |                        |                 | -12,13                               | 73,17           | 0,76            | 319,35          | 351,29                       |
| 2           | 7-3            | 3                 | 367     | 108x4         | -93,19                                 | -0,92                  | -337,64         | 3,62                    |                       |                        |                 | -9,70                                | -102,89         | 1,20            | -403,54         | 443,89                       |
|             | 6-7            | 5                 | 443     | 219x6         | -674,8                                 | -1,2                   | -531,6          | 0,79                    |                       |                        |                 | -2,94                                | -677,74         | 1,01            | -535,78         | 589,36                       |
|             | 6-2            | 1                 | 367     | 140x4,5       | 262,09                                 | 1,9                    | 697,3           | 2,66                    | -11,85                | -0,28                  | -12,13          | -12,79                               | 249,30          | 0,91            | 637,27          | 700,99                       |
|             |                | Ош =              | 25,0    | %             |                                        |                        | 248,91          | 12,01                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | 1,8             | %               |                              |
|             | 3-4            | -                 | 177     | 60x3,5        | 15,19                                  | 0,9                    | 159,3           | 10,49                   |                       |                        |                 | 2,42                                 | 17,61           | 1,31            | 207,91          | -228,70                      |
| 3           | 8-4            | -                 | 443     | 89x3          | -38,01                                 | -0,6                   | -265,8          | 6,99                    |                       |                        |                 | 2,42                                 | -35,59          | 0,89            | -236,09         | -259,70                      |
|             | 7-8            | 6                 | 425     | 159x4         | -196,89                                | -0,6                   | -255            | 1,30                    | 0,61                  | 1,81                   | 2,42            | 1,86                                 | -195,03         | 0,98            | -250,69         | 275,76                       |
|             | 7-3            | 2                 | 367     | 108x4         | 93,19                                  | 0,92                   | 337,64          | 3,62                    |                       |                        |                 | -9,70                                | 83,49           | 0,82            | 277,01          | -304,72                      |
|             |                | Ош =              | -4,7    | %             |                                        |                        | -23,86          | 22,40                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -0,4            | %               |                              |
|             | 6-5            | 1                 | 524     | 159x4         | -367,97                                | -1,9                   | -995,6          | 2,71                    |                       |                        |                 | -5,47                                | -373,44         | 1,03            | -1022,42        | 1124,66                      |
| 4           | 6-10           | 5                 | 370     | 114x4         | 163,59                                 | 2,5                    | 925             | 5,65                    |                       |                        |                 | 4,37                                 | 167,96          | 1,05            | 969,94          | -1066,94                     |
|             | 10-9           | 7                 | 567     | 88,5x4        | 51,46                                  | 1,2                    | 680,4           | 13,22                   | -4,52                 | -0,30                  | -4,81           | -4,85                                | 46,61           | 0,84            | 569,42          | 626,36                       |

| Коль-<br>цо | Участки кольца |                   |         |               | Предварительное распределение расходов |                        |                 |                         | $\Delta Q'_k$<br>м³/ч | $\Delta Q''_k$<br>м³/ч | $Q_k$ ,<br>м³/ч | Окончательное распределение расходов |                 |                 |                 |                              |
|-------------|----------------|-------------------|---------|---------------|----------------------------------------|------------------------|-----------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------|--------------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------------------|
|             | Узлы           | Смежные<br>кольца | $l$ , м | $D_n \cdot S$ | $Q$ , м³/ч                             | $\Delta P/l$ ,<br>Па/м | $\Delta P$ , Па | $\Delta P/Q$<br>Па·ч/м³ |                       |                        |                 | $\Delta Q$ ,<br>м³/ч                 | $Q_p$ ,<br>м³/ч | $(Q_p/Q)^{1,8}$ | $\Delta P$ , Па | $1,1 \cdot \Delta P$ ,<br>Па |
|             | 5-9            | -                 | 367     | 108x4         | -89,82                                 | -1,1                   | -403,7          | 4,49                    |                       |                        |                 | -4,81                                | -94,63          | 1,10            | -443,48         | 487,82                       |
|             |                | Ош =              | 13,7    | %             |                                        |                        | 206,1           | 26,08                   |                       |                        |                 |                                      | Ош=             | 4,9             | %               |                              |
|             | 6-7            | 2                 | 443     | 219x6         | 674,8                                  | 1,2                    | 531,6           | 0,79                    |                       |                        |                 | -2,94                                | 671,86          | 0,99            | 527,43          | 580,18                       |
| 5           | 7-11           | 6                 | 480     | 108x4         | 101,84                                 | 1,3                    | 624             | 6,13                    |                       |                        |                 | 8,62                                 | 110,46          | 1,16            | 722,22          | 794,45                       |
|             | 10-11          | 8                 | 440     | 88,5x4        | -108,87                                | -1,2                   | -528            | 4,85                    | 9,76                  | -0,57                  | 9,18            | 8,97                                 | -99,90          | 0,86            | -452,27         | 497,50                       |
|             | 6-10           | 4                 | 370     | 114x4         | -163,59                                | -2,5                   | -925            | 5,65                    |                       |                        |                 | 4,37                                 | -159,22         | 0,95            | -881,01         | 969,11                       |
|             |                | Ош =              | -22,8   | %             |                                        |                        | -297,4          | 17,42                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -6,5            | %               |                              |
|             | 7-8            | 3                 | 425     | 159x4         | 196,89                                 | 0,6                    | 255             | 1,30                    |                       |                        |                 | 1,86                                 | 198,75          | 1,02            | 259,34          | 285,28                       |
| 6           | 8-12           | -                 | 367     | 70x3          | 30,68                                  | 1,3                    | 477,1           | 15,55                   | 1,78                  | -2,35                  | -0,57           | -0,57                                | 30,11           | 0,97            | 461,35          | -507,48                      |
|             | 11-12          | -                 | 377     | 114x4         | -66,77                                 | -0,5                   | -188,5          | 2,82                    |                       |                        |                 | -0,57                                | -67,34          | 1,02            | -191,39         | -210,53                      |
|             | 7-11           | 5                 | 480     | 108x4         | -101,84                                | -1,3                   | -624            | 6,13                    |                       |                        |                 | 8,62                                 | -93,22          | 0,85            | -532,21         | 585,43                       |
|             |                | Ош =              | -10,4   | %             |                                        |                        | -80,4           | 25,80                   |                       |                        |                 |                                      | Ош=             | -0,4            | %               |                              |
|             | 10-9           | 4                 | 567     | 88,5x4        | -51,46                                 | -1,2                   | -680,4          | 13,22                   |                       |                        |                 | -4,85                                | -56,31          | 1,18            | -800,07         | 880,08                       |
| 7           | 16-10          | 8                 | 327     | 159x4         | -187,77                                | -0,55                  | -179,85         | 0,96                    |                       |                        |                 | -0,24                                | -188,01         | 1,00            | -180,27         | 198,30                       |
|             | 15-16          | 11                | 298     | 159x4         | -248,07                                | -0,9                   | -268,2          | 1,08                    | -3,08                 | 3,05                   | -0,03           | 3,72                                 | -244,35         | 0,97            | -261,00         | -287,10                      |
|             | 14-15          | 10                | 268     | 273x7         | -467,31                                | -0,6                   | -160,8          | 0,34                    |                       |                        |                 | -4,16                                | -471,47         | 1,02            | -163,38         | -179,72                      |
|             | 14-9           | -                 | 327     | 60x3          | 37,59                                  | 4,2                    | 1373,4          | 36,54                   |                       |                        |                 | -0,03                                | 37,56           | 1,00            | 1371,21         | 1508,33                      |
|             |                | Ош =              | 6,3     | %             |                                        |                        | 84,15           | 15,60                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -2,4            | %               |                              |
|             | 10-11          | 5                 | 440     | 88,5x4        | 108,87                                 | 1,2                    | 528             | 4,85                    |                       |                        |                 | 8,97                                 | 117,84          | 1,15            | 608,90          | -669,79                      |
| 8           | 17-11          | -                 | 327     | 133x4         | -102,88                                | -0,45                  | -147,15         | 1,43                    |                       |                        |                 | -0,21                                | -103,09         | 1,00            | -147,69         | 162,46                       |

| Коль-<br>цо | Участки кольца |                   |         |               | Предварительное распределение расходов |                        |                 |                         | $\Delta Q'_k$<br>м³/ч | $\Delta Q''_k$<br>м³/ч | $Q_k$ ,<br>м³/ч | Окончательное распределение расходов |                 |                 |                 |                              |
|-------------|----------------|-------------------|---------|---------------|----------------------------------------|------------------------|-----------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------|--------------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------------------|
|             | Узлы           | Смежные<br>кольца | $l$ , м | $D_n \cdot S$ | $Q$ , м³/ч                             | $\Delta P/l$ ,<br>Па/м | $\Delta P$ , Па | $\Delta P/Q$<br>Па·ч/м³ |                       |                        |                 | $\Delta Q$ ,<br>м³/ч                 | $Q_p$ ,<br>м³/ч | $(Q_p/Q)^{1,8}$ | $\Delta P$ , Па | $1,1 \cdot \Delta P$ ,<br>Па |
|             | 16-17          | 12                | 448     | 114x4         | -130,16                                | -1,6                   | -716,8          | 5,51                    | 7,00                  | -7,21                  | -0,21           | 5,31                                 | -124,85         | 0,93            | -665,04         | -731,55                      |
|             | 16-10          | 7                 | 327     | 159x4         | 187,77                                 | 0,55                   | 179,85          | 0,96                    |                       |                        |                 | -0,24                                | 187,53          | 1,00            | 179,43          | 197,37                       |
|             |                | Ош =              | -19,9   | %             |                                        |                        | -156,1          | 12,75                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -3,0            | %               |                              |
|             | 14-13          | -                 | 385     | 133x4         | -124,92                                | -0,7                   | -269,5          | 2,16                    |                       |                        |                 | 3,31                                 | -121,61         | 0,95            | -256,77         | 282,44                       |
| 9           | 14-19          | 10                | 419     | 140x4,5       | 155,34                                 | 0,75                   | 314,25          | 2,02                    |                       |                        |                 | -0,81                                | 154,53          | 0,99            | 311,30          | -342,43                      |
|             | 19-18          | 13                | 614     | 114x4         | 77,35                                  | 0,65                   | 399,1           | 5,16                    | 3,76                  | -0,45                  | 3,31            | 4,81                                 | 82,16           | 1,11            | 444,91          | 489,40                       |
|             | 13-18          | -                 | 477     | 89x3          | -56,24                                 | -1,2                   | -572,4          | 10,18                   |                       |                        |                 | 3,31                                 | -52,93          | 0,90            | -513,12         | -564,43                      |
|             |                | Ош =              | -16,5   | %             |                                        |                        | -128,55         | 19,52                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -1,8            | %               |                              |
|             | 14-15          | 7                 | 268     | 273x7         | 467,31                                 | 0,6                    | 160,8           | 0,34                    |                       |                        |                 | -4,16                                | 463,15          | 0,98            | 158,23          | -174,06                      |
| 10          | 15-20          | 11                | 419     | 159x4         | 127,82                                 | 0,3                    | 125,7           | 0,98                    |                       |                        |                 | -0,37                                | 127,45          | 0,99            | 125,05          | -137,55                      |
|             | 20-19          | -                 | 268     | 159x4         | 165,24                                 | 0,45                   | 120,6           | 0,73                    | -1,12                 | -3,01                  | -4,13           | -4,13                                | 161,11          | 0,96            | 115,23          | 126,76                       |
|             | 14-19          | 9                 | 419     | 133x4         | -155,34                                | -0,95                  | -398,05         | 2,56                    |                       |                        |                 | -0,81                                | -156,15         | 1,01            | -401,80         | -441,98                      |
|             |                | Ош =              | 2,2     | %             |                                        |                        | 9,05            | 4,62                    |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -0,8            | %               |                              |
|             | 15-16          | 7                 | 298     | 159x4         | 248,07                                 | 0,9                    | 268,2           | 1,08                    |                       |                        |                 | 3,72                                 | 251,79          | 1,03            | 275,49          | -303,04                      |
| 11          | 21-16          | 12                | 419     | 159x4         | -273,05                                | -0,95                  | -398,05         | 1,46                    |                       |                        |                 | 9,27                                 | -263,78         | 0,94            | -374,05         | 411,45                       |
|             | 21-20          | -                 | 298     | 140x4,5       | 143,63                                 | 0,7                    | 208,6           | 1,45                    | 5,39                  | -1,64                  | 3,76            | 3,76                                 | 147,39          | 1,05            | 218,52          | 240,37                       |
|             | 15-20          | 10                | 419     | 159x4         | -127,82                                | -0,3                   | -125,7          | 0,98                    |                       |                        |                 | -0,37                                | -128,19         | 1,01            | -126,36         | -138,99                      |
|             |                | Ош =              | -9,4    | %             |                                        |                        | -46,95          | 4,97                    |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -1,3            | %               |                              |
|             | 16-17          | 8                 | 448     | 114x4         | 130,16                                 | 1,6                    | 716,8           | 5,51                    |                       |                        |                 | 5,31                                 | 135,47          | 1,07            | 770,27          | -847,30                      |
| 12          | 22-17          | -                 | 443     | 114x4         | -152,87                                | -2,2                   | -974,6          | 6,38                    |                       |                        |                 | 5,52                                 | -147,35         | 0,94            | -912,19         | 1003,41                      |



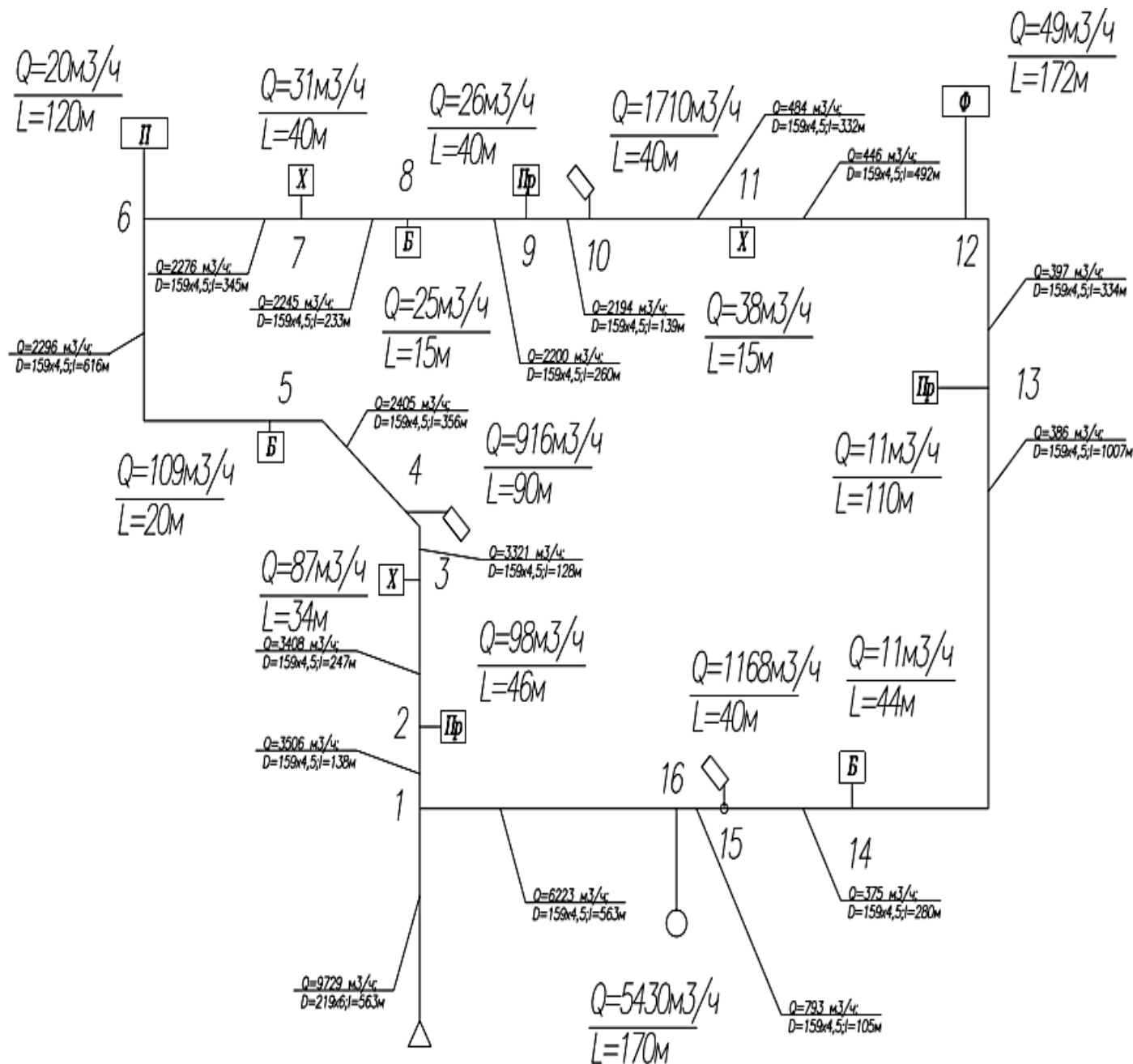
| Коль-<br>цо | Участки кольца |                   |         |               | Предварительное распределение расходов |                        |                 |                         | $\Delta Q'_k$<br>м³/ч | $\Delta Q''_k$<br>м³/ч | $Q_k$ ,<br>м³/ч | Окончательное распределение расходов |                 |                 |                 |                              |
|-------------|----------------|-------------------|---------|---------------|----------------------------------------|------------------------|-----------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------|--------------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------------------|
|             | Узлы           | Смежные<br>кольца | $l$ , м | $D_n \cdot S$ | $Q$ , м³/ч                             | $\Delta P/l$ ,<br>Па/м | $\Delta P$ , Па | $\Delta P/Q$<br>Па·ч/м³ |                       |                        |                 | $\Delta Q$ ,<br>м³/ч                 | $Q_p$ ,<br>м³/ч | $(Q_p/Q)^{1,8}$ | $\Delta P$ , Па | $1,1 \cdot \Delta P$ ,<br>Па |
|             | 21-22          | 14                | 592     | 219x6         | -396,54                                | -0,6                   | -355,2          | 0,90                    | 8,63                  | -3,11                  | 5,52            | 2,89                                 | -393,65         | 0,99            | -350,55         | -385,60                      |
|             | 21-16          | 11                | 419     | 159x4         | 273,05                                 | 0,95                   | 398,05          | 1,46                    |                       |                        |                 | 9,27                                 | 282,32          | 1,06            | 422,71          | 464,99                       |
|             |                | Ош =              | -17,6   | %             |                                        |                        | -214,95         | 14,24                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -5,7            | %               |                              |
|             | 19-18          | 9                 | 614     | 114x4         | -77,35                                 | -0,65                  | -399,1          | 5,16                    |                       |                        |                 | 4,81                                 | -72,54          | 0,89            | -355,52         | 391,07                       |
| 13          | 19-24          | -                 | 304     | 108x4         | 79,19                                  | 0,7                    | 212,8           | 2,69                    |                       |                        |                 | 1,50                                 | 80,69           | 1,03            | 220,10          | -242,11                      |
|             | 24-23          | -                 | 415     | 70x3          | 23,97                                  | 0,7                    | 290,5           | 12,12                   | 2,14                  | -0,64                  | 1,50            | 1,50                                 | 25,47           | 1,12            | 324,01          | 356,41                       |
|             | 18-23          | -                 | 363     | 70x3          | -20,96                                 | -0,6                   | -217,8          | 10,39                   |                       |                        |                 | 1,50                                 | -19,46          | 0,87            | -190,57         | -209,63                      |
|             |                | Ош =              | -20,3   | %             |                                        |                        | -113,6          | 30,36                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -0,4            | %               |                              |
|             | 21-22          | 12                | 592     | 219x6         | 396,54                                 | 0,6                    | 355,2           | 0,90                    |                       |                        |                 | 2,89                                 | 399,43          | 1,01            | 359,88          | -395,87                      |
| 14          | 22-26          | -                 | 372     | 76x3          | 38,06                                  | 1,5                    | 558             | 14,66                   |                       |                        |                 | -2,62                                | 35,44           | 0,88            | 490,68          | -539,75                      |
|             | 25-26          | -                 | 378     | 76x3          | -38,67                                 | -1,5                   | -567            | 14,66                   | -2,38                 | -0,24                  | -2,62           | -2,62                                | -41,29          | 1,13            | -638,11         | -701,93                      |
|             | 21-25          | -                 | 304     | 133x4         | -119,47                                | -0,7                   | -212,8          | 1,78                    |                       |                        |                 | -2,62                                | -122,09         | 1,04            | -221,29         | -243,41                      |
|             |                | Ош =              | 15,8    | %             |                                        |                        | 133,4           | 32,00                   |                       |                        |                 |                                      | Ош =            | -1,0            | %               |                              |

## Пример № 2

*Гидравлический расчёта магистральных газопроводов высокого или среднего давления (ГВД и ГСД).*

На генплане района города намечают прокладку газопроводов высокого или среднего давления. Трассировка газопроводов производится таким образом, чтобы длина ответвлений от кольцевого газопровода была минимальной (не более 200 м для повышения надёжности газовых сетей). К газопроводу высокого или среднего давления присоединяются все промышленные предприятия, бани, прачечные, хлебозаводы, районные или квартальные котельные, ТЭЦ и газорегуляторные пункты (ГРП).

Схема сети высокого давления представлена на рисунке 11.3.



Условные обозначения:

- — теплостанция
- △ — газораспределительная станция
- ◇ — газорегуляторный пункт
- Φ — фарфоровая промышленность
- П — пищевая промышленность
- Х — хлебзавод
- Пр — прачечная
- Б — баня

Рис. 11.3. Расчетная схема ГВД

Гидравлический расчёт магистральных газопроводов производится для двух аварийных и нормального режимов потребления газа.

Начальное давление газа принимается равно 700 кПа. Конечное давление газа при максимальной нагрузке газовой сети должно обеспечивать нормальную работу регулятора давления газа, принимаем 250 кПа. Сначала на расчётной схеме ГВД или ГСД намечается нормальный режим, когда поток газа движется по полукольцам.

### **Расчет:**

1. Определение аварийного расхода газа производится по формуле:

$$Q_{ав} = 0,59 \sum_{i=1}^n (Q_i \cdot k_{об,i}), \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.17)$$

где  $Q_{ав}$  – аварийный расход газа по магистральному кольцевому газопроводу,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$Q_i$  – расход  $i$ -потребителей газа,  $\text{м}^3/\text{ч}$  (**определяем в соответствии с рисунком 11.3**);

$K_{об,i}$  – коэффициент обеспеченности  $i$ -го потребителя газа.

Коэффициент обеспеченности газом при аварийных ситуациях для бытовых потребителей (ГРП) можно принять в пределах от 0,6 до 0,85;

- для отопительно-производственных котельных от 0 до 0,75;
- в зависимости от наличия резервного топлива;
- для промышленных предприятий от 0,5 до 0,9.

$$Q_{ав} = 0,59 \cdot 0,7 (98 + 87 + 916 + 109 + 20 + 31 + 25 + 26 + 1710 + 38 + 49 + 11 + 11 + 1168 + 5430) = 4230 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. Среднеквадратичную потерю давления газа по кольцу определяем по формуле:

$$A_{ср} = \frac{P_n^2 - P_k^2}{\Sigma l_p}, \quad (11.18)$$

где  $P_n$ ,  $P_k$  – соответственно, начальное и конечное давление газа, кПа;  $l_p$  – расчётная длина кольцевого газопровода, м.

$$A_{cp} = \frac{700^2 - 250^2}{5437 \cdot 1,1} = 71,5 \text{ кПа}^2/\text{м}.$$

3. Расчётная длина участков магистрального газопровода принимается с учётом 10 % потерь давления газа в местных сопротивлениях по формуле:

$$l_p = 1,1 \cdot l_\phi, \quad (11.19)$$

где  $l_\phi$  – фактическая длина участка газопровода, м.

По номограмме для гидравлического расчёта газопроводов высокого или среднего давления по  $Q_{ав}$  и  $A_{cp}$  определяем предварительные диаметры кольцевого газопровода. Желательно по кольцу иметь один диаметр, максимум два.

Первый аварийный режим, когда отключён головной участок магистрального газопровода слева от источника газоснабжения (ГРС), второй аварийный режим - когда отключён участок газопровода справа от ГРС.

Диаметрами газопроводов задаёмся предварительно выбранными и по номограмме для гидравлического расчёта высокого или среднего давлений в зависимости от расчётного расхода газа и диаметра определяем фактическую квадратичную потерю давления газа на участках газопровода, чтобы давление газа у последнего потребителя не было ниже минимально допустимого предела ( $P_k + 50$  кПа).

4. Конечное давление газа на участке определяется по формуле:

$$P_k = \sqrt{P_n^2 - A_{cp} \cdot l_p} \geq 250 \text{ кПа}, \quad (11.20)$$

где  $P_n$  – начальное давление газа на участке, кПа;  $A_{cp}$  – среднеквадратичная потеря давления газа,  $\text{кПа}^2/\text{м}$ ;  $l_p$  – расчётная длина участка газопровода, м.

Конечное давление газа для данного участка газопровода равно начальному давлению газа следующего участка.

**Результаты расчётов сведены в таблицу 11.5.**

При расчёте аварийных и нормального режимов движения потока газа диаметры на участках газопровода должны быть одинаковыми.

*5. Расчёт потокораспределения при нормальном гидравлическом режиме работы сети высокого или среднего давления.*

Задаём предварительную точку схода. Находим расчетные расходы на всех участках, суммируя по каждой ветви кольца узловые расходы. Определяем удельные потери давления на участках по номограмме. Находим среднеквадратичные потери давления на каждом из участков.

#### **Расчеты сводим в таблицу 11.6.**

В результате расчета кольца, исходя из предварительного распределения потоков, определяем невязку в кольце по формуле:

$$\frac{\sum (P_n^2 - P_k^2)}{0,5 \cdot \sum |(P_n^2 - P_k^2)|} \cdot 100 \% \leq 10 \%. \quad (11.21)$$

6. Невязка по давлению при расчете нормального режима не должна превышать 10 %, если данное условие не соблюдается, то вводим круговой поправочный расход, м<sup>3</sup>/ч:

$$\Delta Q_k = - \frac{\sum (P_n^2 - P_k^2)}{2 \cdot \sum \left( \frac{P_n^2 - P_k^2}{Q} \right)}, \quad (11.22)$$

$$\Delta Q_k = - \frac{11789}{2 \cdot 28,18} = -209 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Затем вычитаем круговой поправочный расход с перегруженной ветви и прибавляем к расходам на противоположной ветви тот же круговой поправочный расход.

При известном диаметре и новых расходах определяем потери давления на каждом участке. После чего определяем ошибку заново.

На участке газопровода от ГРС до разветвления по полукольцам должен быть равен сумме расходов газа по полукольцам, без учёта коэффициента обеспеченности.

#### *7. Расчет ответвлений.*

Расчет ответвлений начинается с нормального режима. По номограмме для гидравлического расчета газопроводов высокого давления (рисунок 11.4) для известного расхода газа и среднеквадратичной потери давления на участке находим ближайший диаметр газопровода. Начальное давление газа на участке ответвления принимается равным конечному давлению газа на участке для аварийных и нормального режимов движения потоков газообразного топлива.

**Расчетные данные вносим в таблицу 11.7.**

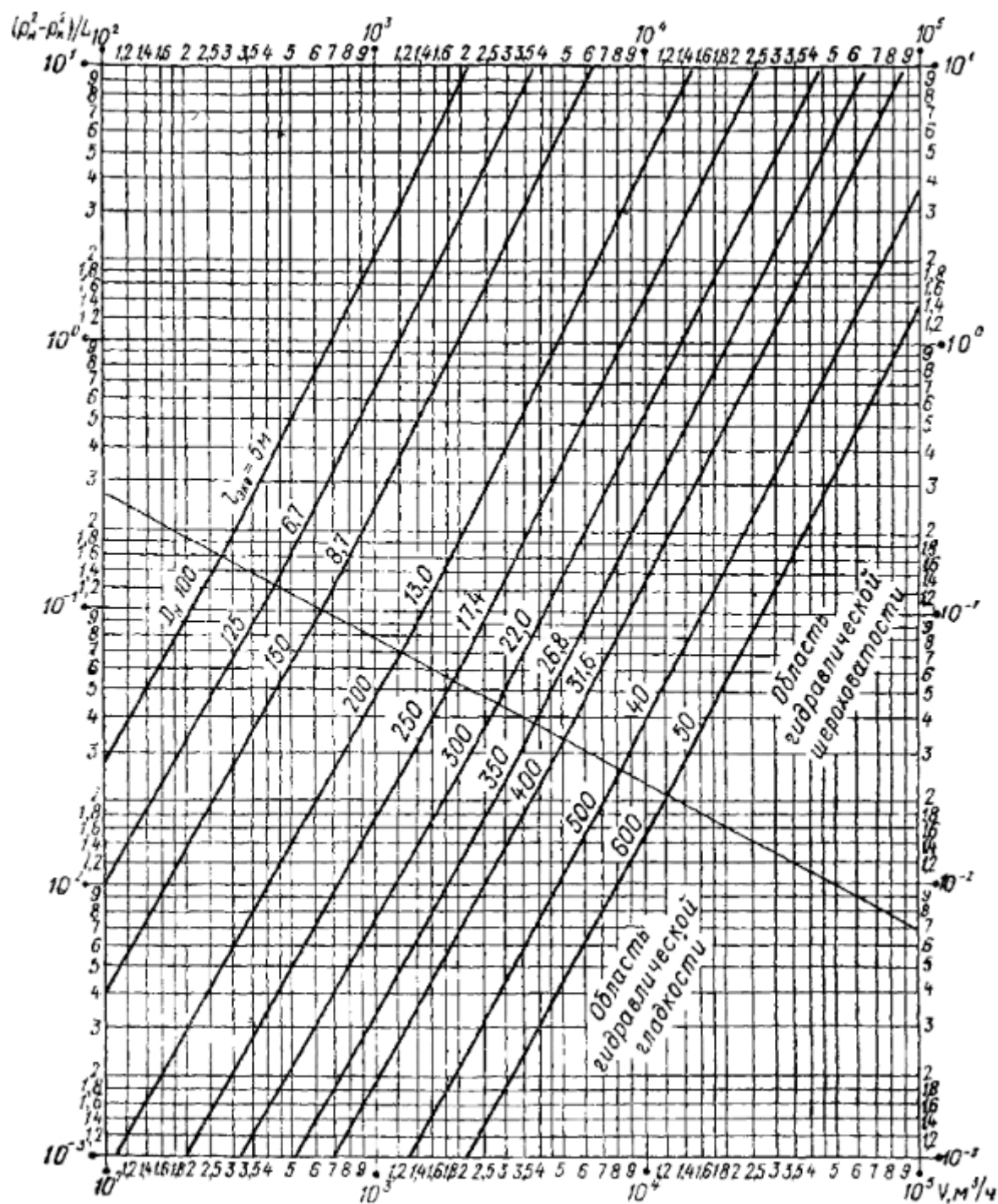


Рис. 11.4. Номограмма для расчёта стальных газопроводов высокого давления (природный газ  $\rho = 0,73 \text{ кг/м}^3$   
 $u v = 14,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ )



Таблица 11.5

### Результаты гидравлического расчета аварийных режимов сети высокого давления

| Отказал участок 1-2 |                |           |                           |                                              |                                       | Отказал участок 1-16 |                |           |                           |                                              |                                       |
|---------------------|----------------|-----------|---------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------|----------------|-----------|---------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------------|
| Показатели участка  |                |           |                           | $(P_H^2 - P_K^2)/L$ ,<br>кПа <sup>2</sup> /м | $P_H^2 - P_K^2$ ,<br>кПа <sup>2</sup> | Показатели участка   |                |           |                           | $(P_H^2 - P_K^2)/L$ ,<br>кПа <sup>2</sup> /м | $P_H^2 - P_K^2$ ,<br>кПа <sup>2</sup> |
| $N$                 | $d_H \times S$ | $L_y$ , м | $Q_y$ , м <sup>3</sup> /ч |                                              |                                       | $N$                  | $d_H \times S$ | $L_y$ , м | $Q_y$ , м <sup>3</sup> /ч |                                              |                                       |
| 1                   | 2              | 3         | 4                         | 5                                            | 6                                     | 7                    | 8              | 9         | 10                        | 11                                           | 12                                    |
| 2-3                 | 159х4,5        | 247       | 69                        | 0                                            | 0                                     | 15-16                | 159х4,5        | 105       | 3801                      | 32,5                                         | 3412,5                                |
| 3-4                 | 159х4,5        | 128       | 130                       | 0                                            | 0                                     | 14-15                | 159х4,5        | 280       | 4977                      | 39,5                                         | 11060                                 |
| 4-5                 | 159х4,5        | 356       | 771                       | 1,4                                          | 498,4                                 | 13-14                | 159х4,5        | 1007      | 4985                      | 40                                           | 40280                                 |
| 5-6                 | 159х4,5        | 616       | 847                       | 2                                            | 1232                                  | 12-13                | 159х4,5        | 334       | 4992                      | 40,5                                         | 13527                                 |
| 6-7                 | 159х4,5        | 345       | 861                       | 2,1                                          | 724,5                                 | 11-12                | 159х4,5        | 492       | 5027                      | 41                                           | 20172                                 |
| 7-8                 | 159х4,5        | 233       | 883                       | 2,2                                          | 512,6                                 | 10-11                | 159х4,5        | 332       | 5053                      | 41,5                                         | 13778                                 |
| 8-9                 | 159х4,5        | 260       | 900                       | 2,3                                          | 598                                   | 9-10                 | 159х4,5        | 139       | 6250                      | 83                                           | 11537                                 |
| 9-10                | 159х4,5        | 139       | 918                       | 2,4                                          | 333,6                                 | 8-9                  | 159х4,5        | 260       | 6269                      | 83,5                                         | 21710                                 |
| 10-11               | 159х4,5        | 332       | 2115                      | 13                                           | 4316                                  | 7-8                  | 159х4,5        | 233       | 6286                      | 84                                           | 19572                                 |
| 11-12               | 159х4,5        | 492       | 2142                      | 13,2                                         | 6494,4                                | 6-7                  | 159х4,5        | 345       | 6308                      | 84,5                                         | 29152,5                               |
| 12-13               | 159х4,5        | 334       | 2176                      | 13,4                                         | 4475,6                                | 5-6                  | 159х4,5        | 616       | 6322                      | 85                                           | 52360                                 |
| 13-14               | 159х4,5        | 1007      | 2184                      | 13,6                                         | 13695,2                               | 4-5                  | 159х4,5        | 356       | 6398                      | 85,5                                         | 30438                                 |
| 14-15               | 159х4,5        | 280       | 2192                      | 13,8                                         | 3864                                  | 3-4                  | 159х4,5        | 128       | 7039                      | 130                                          | 16640                                 |
| 15-16               | 159х4,5        | 105       | 3368                      | 26                                           | 2730                                  | 2-3                  | 159х4,5        | 247       | 7100                      | 131                                          | 32357                                 |
| 16-1                | 159х4,5        | 563       | 7169                      | 120                                          | 67560                                 | 1-2                  | 159х4,5        | 138       | 7169                      | 132                                          | 18216                                 |
|                     |                | 5437      |                           |                                              | 107034                                |                      |                |           |                           |                                              | 334212                                |

Таблица 11.6.

### Потокораспределение при нормальном гидравлическом режиме

| Показатели участка |                |                  | Предварительное распределение |                                             |                                |                                  | Окончательное распределение расходов |                                             |                                |                      |
|--------------------|----------------|------------------|-------------------------------|---------------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------------|--------------------------------|----------------------|
| $N$                | $d_n \times S$ | $L_y, \text{ м}$ | $Q_y, \text{ м}^3/\text{ч}$   | $(P_n^2 - P_k^2)/L, \text{ кПа}^2/\text{м}$ | $P_n^2 - P_k^2, \text{ кПа}^2$ | $(P_n^2 - P_k^2)/Q_y, \text{ ч}$ | $Q_y, \text{ м}^3/\text{ч}$          | $(P_n^2 - P_k^2)/L, \text{ кПа}^2/\text{м}$ | $P_n^2 - P_k^2, \text{ кПа}^2$ | $1,1(P_n^2 - P_k^2)$ |
| 1                  | 2              | 3                | 4                             | 5                                           | 6                              | 7                                | 8                                    | 9                                           | 10                             | 11                   |
| 16-1               | 159x4,5        | 563              | -6014                         | 72                                          | -40536                         | 6,74                             | -6223                                | 75                                          | -42225                         | -46447,5             |
| 15-16              | 159x4,5        | 105              | -584                          | 0,7                                         | -73,5                          | 0,13                             | -793                                 | 1,6                                         | -168                           | -184,8               |
| 14-15              | 159x4,5        | 280              | 584                           | 0,7                                         | 196                            | 0,34                             | 375                                  | 0,4                                         | 112                            | 123,2                |
| 13-14              | 159x4,5        | 1007             | 595                           | 0,8                                         | 805,6                          | 1,35                             | 386                                  | 0,4                                         | 402,8                          | 443,08               |
| 12-13              | 159x4,5        | 334              | 606                           | 0,8                                         | 267,2                          | 0,44                             | 397                                  | 0,5                                         | 167                            | 183,7                |
| 11-12              | 159x4,5        | 492              | 655                           | 0,9                                         | 442,8                          | 0,68                             | 446                                  | 0,5                                         | 246                            | 270,6                |
| 10-11              | 159x4,5        | 332              | 693                           | 1,1                                         | 365,2                          | 0,53                             | 484                                  | 0,5                                         | 166                            | 182,6                |
| 9-10               | 159x4,5        | 139              | 2403                          | 16                                          | 2224                           | 0,93                             | 2194                                 | 13,8                                        | 1918,2                         | 2110,02              |
| 8-9                | 159x4,5        | 260              | 2429                          | 16,2                                        | 4212                           | 1,73                             | 2220                                 | 14                                          |                                | 0                    |
| 7-8                | 159x4,5        | 233              | 2454                          | 16,4                                        | 3821,2                         | 1,56                             | 2245                                 | 14,2                                        | 3308,6                         | 3639,46              |
| 6-7                | 159x4,5        | 345              | 2485                          | 16,8                                        | 5796                           | 2,33                             | 2276                                 | 14,4                                        | 4968                           | 5464,8               |
| 5-6                | 159x4,5        | 616              | 2505                          | 17                                          | 10472                          | 4,18                             | 2296                                 | 14,6                                        | 8993,6                         | 9892,96              |
| 4-5                | 159x4,5        | 356              | 2614                          | 18                                          | 6408                           | 2,45                             | 2405                                 | 16                                          | 5696                           | 6265,6               |
| 3-4                | 159x4,5        | 128              | 3530                          | 32,5                                        | 4160                           | 1,18                             | 3321                                 | 26                                          | 3328                           | 3660,8               |
| 2-3                | 159x4,5        | 247              | 3617                          | 34                                          | 8398                           | 2,32                             | 3408                                 | 26,2                                        | 6471,4                         | 7118,54              |
| 1-2                | 159x4,5        | 138              | 3715                          | 35                                          | 4830                           | 1,30                             | 3506                                 | 27                                          | 3726                           | 4098,6               |
|                    |                | Ош=25%           |                               |                                             | 11788,5                        | 28,18                            |                                      | Ош=7,1%                                     | -2889,4                        |                      |

Таблица 11.7.

### Расчет ответвлений сети среднего/высокого давления

| $N$ участка          | $Q_{\text{отв}}, \text{ м}^3/\text{ч}$ | $L_{\text{отв}}, \text{ м}$ | $d_{\text{н}} \times S$ | $(P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2)/L$ | $P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2$ | $P_{\text{н.отв}}, \text{ кПа}$ | $P_{\text{к.отв}}, \text{ кПа}$ |
|----------------------|----------------------------------------|-----------------------------|-------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| 1                    | 2                                      | 3                           | 4                       | 5                                     | 6                                 | 7                               | 8                               |
| Отказал участок 1-16 |                                        |                             |                         |                                       |                                   |                                 |                                 |
| 2-2                  | 98                                     | 46                          | -                       | -                                     | -                                 | 698                             | -                               |
| 3-3                  | 87                                     | 34                          | -                       | -                                     | -                                 | 690                             | -                               |
| 4-4                  | 916                                    | 90                          | -                       | -                                     | -                                 | 660                             | -                               |
| 5-5                  | 109                                    | 20                          | -                       | -                                     | -                                 | 649                             | -                               |
| 6-6                  | 20                                     | 120                         | -                       | -                                     | -                                 | 634                             | -                               |
| 7-7                  | 31                                     | 40                          | -                       | -                                     | -                                 | 623                             | -                               |
| 8-8                  | 25                                     | 15                          | -                       | -                                     | -                                 | 613                             | -                               |
| 9-9                  | 26                                     | 40                          | -                       | -                                     | -                                 | 595                             | -                               |
| 10-10                | 1710                                   | 40                          | -                       | -                                     | -                                 | 579                             | -                               |
| 11-11                | 38                                     | 15                          | -                       | -                                     | -                                 | 553                             | -                               |
| 12-12                | 49                                     | 172                         | -                       | -                                     | -                                 | 503                             | -                               |
| 13-13                | 11                                     | 110                         | -                       | -                                     | -                                 | 472                             | -                               |
| 14-14                | 11                                     | 44                          | -                       | -                                     | -                                 | 454                             | -                               |
| 15-15                | 1168                                   | 40                          | 57x3                    | 1000,0                                | 40000                             | 417                             | 366                             |
| 16-16                | 5430                                   | 170                         | 108x4                   | 500,0                                 | 131763                            | 395                             | 266                             |
| Отказал участок 1-2  |                                        |                             |                         |                                       |                                   |                                 |                                 |
| 16-16                | 5430                                   | 170                         | -                       | -                                     | -                                 | 700                             | -                               |

| $N$ участка | $Q_{\text{отв}}, \text{ м}^3/\text{ч}$ | $L_{\text{отв}}, \text{ м}$ | $d_{\text{н}} \times S$ | $(P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2)/L$ | $P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2$ | $P_{\text{н.отв}}, \text{ кПа}$ | $P_{\text{к.отв}}, \text{ кПа}$ |
|-------------|----------------------------------------|-----------------------------|-------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| 1           | 2                                      | 3                           | 4                       | 5                                     | 6                                 | 7                               | 8                               |
| 15-15       | 1168                                   | 40                          | -                       | -                                     | -                                 | 700                             | -                               |
| 14-14       | 11                                     | 44                          | 38x3                    | 1,4                                   | 62                                | 700                             | 700                             |
| 13-13       | 11                                     | 110                         | 38x3                    | 1,4                                   | 154                               | 699                             | 699                             |
| 12-12       | 49                                     | 172                         | 38x3                    | 30,0                                  | 5160                              | 698                             | 695                             |
| 11-11       | 38                                     | 15                          | 38x3                    | 28,0                                  | 420                               | 698                             | 698                             |
| 10-10       | 1710                                   | 40                          | 57x3                    | 2500,0                                | 100000                            | 697                             | 622                             |
| 9-9         | 26                                     | 40                          | 38x3                    | 22,5                                  | 900                               | 697                             | 697                             |
| 8-8         | 25                                     | 15                          | 38x3                    | 22,5                                  | 338                               | 694                             | 694                             |
| 7-7         | 31                                     | 40                          | 38x3                    | 25,0                                  | 1000                              | 689                             | 689                             |
| 6-6         | 20                                     | 120                         | 38x3                    | 21,0                                  | 2520                              | 686                             | 684                             |
| 5-5         | 109                                    | 20                          | 38x3                    | 120,0                                 | 2400                              | 676                             | 674                             |
| 4-4         | 916                                    | 90                          | 57x3                    | 700,0                                 | 63000                             | 673                             | 625                             |
| 3-3         | 87                                     | 34                          | 38x3                    | 110,0                                 | 3740                              | 671                             | 668                             |
| 2-2         | 98                                     | 46                          | 38x3                    | 115,0                                 | 5290                              | 619                             | 615                             |