

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ**  
**МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до практичних занять**

з дисципліни

**«ОПАЛЕННЯ»**

*(для студентів 3 курсу денної і 4 курсу заочної форм навчання  
за напрямом підготовки 6.060101 «Будівництво», спеціальності  
«Міське будівництво і господарство», спеціалізації «Технічне  
обслуговування, ремонт та реконструкція будівель»)*

**Харків**  
**ХНАМГ**  
**2011**

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Опалення» (для студентів 3 курсу денної і 4 курсу заочної форм навчання за напрямом підготовки 6.060101 «Будівництво», спеціальності «Міське будівництво і господарство», спеціалізації «Технічне обслуговування, ремонт та реконструкція будівель») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: В. І. Абелешов. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 83 с.

Укладач: В. І. Абелешов

Рецензент: к.т.н., доц. кафедри теплохолодопостачання О. О. Алексахін

Методичні вказівки побудовані за вимогами кредитно-модульної системи організації навчального процесу.

Затверджено на засіданні кафедри теплохолодопостачання,  
протокол № 1 від 21 вересня 2010 р.

## ЗМІСТ

Практичне заняття № 1. Проектування теплоізоляційної оболонки будівель за теплотехнічними показниками її елементів.....	4
Практичне заняття № 2. Проектування теплоізоляційної оболонки будівель за тепловими витратами будівлі на опалення.....	16
Практичне заняття № 3. Розрахунок втрат теплоти через огорожувальні конструкції будівлі.....	22
Практичне заняття № 4. Радіатори опалення.....	29
Практичне заняття № 5. Конструювання систем опалення. Використання радіаторних термостатичних клапанів.....	38
Практичне заняття № 6. Тепловий розрахунок систем водяного опалення.....	45
Практичне заняття № 7. Гідравлічний розрахунок систем водяного опалення.....	56
Практичне заняття № 8. Обладнання теплових пунктів, добір обладнання індивідуальних теплових пунктів. Добір водоструменевого елеватору. Реконструкція систем опалення. Квартирні системи опалення.....	69
Список використаних джерел.....	83

Метою практичних занять із дисципліни «Опалення» є забезпечення єдиного комплексного підходу, системності й послідовності при одержанні потрібного обсягу знань і вмінь згідно з освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» із відповідної спеціальності; закріплення теоретичних знань із дисципліни; набуття практичних умінь і навичок із використання цих знань у галузі опалювальної техніки; оволодіння сучасними методами проектування, монтажу та технічної експлуатації систем опалення; формування професійних умінь і навичок для прийняття самостійних рішень під час конкретної роботи в реальних умовах, виховання потреби системного оновлення своїх знань і їхнього творчого застосування на практиці.

Примітка. Усі посилання на додатки приведені у [6].

### **Практичне заняття № 1. Проектування теплоізоляційної оболонки будівель за теплотехнічними показниками її елементів**

Головними етапами проектування теплоізоляційної оболонки будівель за теплотехнічними показниками її елементів є наступні:

1. Визначення географічного місцезнаходження будівлі (варіанти завдань наведено в додатку 2).
2. Визначення температурної зони місцевості, у якій розташована будівля, за картою – схемою температурних зон України (додаток 1).
3. Визначення призначення будівлі (житлова, громадська, промислова); прийом житлової будівлі.
4. Визначення кількості поверхів будівлі (варіанти завдань наведено в додатку 3).
5. Визначення характеристик зовнішніх огорожувальних конструкцій будівлі (варіанти завдань наведено в додатку 4).
6. Визначення мінімально допустимих значень опору теплопередачі непрозорих огорожувальних конструкцій, світлопрозорих огорожувальних конструкцій і дверей житлових і громадських будівель  $R_{q \text{ min}}$ ,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . Мінімально допустимі значення опору теплопередачі є нормативними показниками, що залежать від призначення будівлі, виду зовнішніх

огороджувальних конструкцій (зовнішні стіни, перекриття, вікна, двері), кількості поверхів будівлі (додаток 5), а для промислових будівель – від тепловологісного режиму приміщень в опалювальний період, теплової інерції огороджувальних конструкцій (додаток 6).

Мінімально допустиме значення  $R_{q \min}$ , опору теплопередачі непрозорих огороджувальних конструкцій, світлопрозорих огороджувальних конструкцій, дверей і воріт промислових (сільськогосподарських) будівель установлюється згідно з додатком 6 залежно від температурної зони експлуатації будинку, що приймається за додатком 1, тепловологісного режиму внутрішнього середовища, що визначають за додатками 8, 9, і теплової інерції огороджувальних конструкцій  $D$ , що розраховується за формулою:

$$D = \sum_{i=1}^n R_i s_{i p},$$

де  $R_i$  – термічний опір  $i$ -го шару конструкції, що розраховується за

формулою: 
$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_{i p}},$$

де  $\delta_i$  – товщина  $i$ -го шару конструкції, м;  $\lambda_{i p}$  – теплопровідність матеріалу  $i$ -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації Вт/(м•К);  $s_{i p}$  – коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу  $i$ -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, Вт/(м<sup>2</sup>•К);  $n$  – кількість шарів у конструкції за напрямком теплового потоку.

Примітка. Формула  $D = \sum_{i=1}^n R_i s_{i p}$ , наведена для багатошарової конструкції, що складається з однорідних шарів. Якщо шари складаються з різних матеріалів, то для конструкції чи її частини, що розраховується, треба враховувати середні термічні опори в межах товщини  $\delta_i$  (за формулою  $R_i = \delta_i / \lambda_{cp p}$ , де  $\lambda_{cp p}$  – середнє за площею значення теплопровідності в розрахункових умовах) і середні коефіцієнти теплосасвоєння (за формулою:

$$s_{cp} = \frac{\sum_{n=1}^n s_n F_n}{\sum_{n=1}^n F_n}, \text{ де } s_1, s_2, \dots, s_n, \text{ – коефіцієнти теплосасвоєння окремих матеріалів}$$

шару, Вт/(м<sup>2</sup>•К); F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>,...,F<sub>n</sub> – площі, що займають окремі матеріали по поверхні шару, м<sup>2</sup>; n – кількість шарів).

Приймаємо значення R<sub>q min</sub> для: зовнішніх стін; покриття й перекриття неопалюваних горищ; перекриття над проїздами та холодними підвалами, що межують із холодним повітрям; перекриття над неопалюваними підвалами, що розташовані вище рівня землі; перекриття над неопалюваними підвалами, що розташовані нижче рівня землі; вікон; балконних дверей; вітрин; вітражів; світлопрозорих фасадів; ухідних дверей до багатоквартирних житлових будівель і громадських будівель; ухідних дверей до малоповерхових будівель і квартир, розташованих на перших поверхах багатоповерхових будівель; ухідних дверей до квартир, розташованих вище першого поверху.

У світі є тенденція до підвищення мінімально допустимих значень опору теплопередачі огорожувальних конструкцій будівель R<sub>q min</sub>, м<sup>2</sup>•К/Вт. Межею підвищення R<sub>q min</sub> для зовнішніх стін і перекриття є значення 7 м<sup>2</sup>•К/Вт.

7. Визначення розрахункового значення температури внутрішнього повітря t<sub>в</sub>, °С, залежно від призначення будівлі. Для приміщень житлових і громадських будівель встановлюють за нормами (додаток 7), а для промислових будівель із урахуванням технологічних вимог.

8. Визначення розрахункового значення відносної вологості внутрішнього повітря φ<sub>в</sub>, %, залежно від призначення будівлі (додаток 8).

9. Визначення вологісного режиму приміщень (сухий, нормальний, вологий, мокрий) залежно від значення відносної вологості внутрішнього повітря φ<sub>в</sub>, % за його розрахункової температури (додаток 9).

10. Визначення розрахункових умов експлуатації матеріалу в огорожувальних конструкціях будівлі (А чи Б) залежно від розрахункового вологісного режиму приміщення та конструктивного рішення огороження (додаток 10).

11. Виконання ескізів зовнішніх огорожувальних конструкцій із найменуванням матеріалів конструктивних шарів. При цьому слід ураховувати наступні товщини будівельних конструкцій: цегляна кладка завтовшки 250, 380, 510, 640 мм; керамзитобетонні панелі завтовшки 280, 320, 360 мм; залізобетонні панелі завтовшки 150, 220 мм; блоки з комірчастого бетону завтовшки 200, 250, 300мм.

12. Визначення розрахункових значень теплофізичних характеристик будівельних матеріалів і конструкцій усіх конструктивних шарів зовнішніх огорожувальних конструкцій для розрахункових вологісних умов експлуатації матеріалу в огорожувальних конструкціях будівлі (А чи Б): густина, питома теплоємність, теплопровідність, розрахунковий уміст вологи за масою в умовах прийнятої експлуатації, коефіцієнт теплосасвоєння, коефіцієнт паропроникності (додаток 11).

13. Визначення розрахункових значень коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої  $\alpha_{в}$ , Вт/(м<sup>2</sup>•К) і зовнішньої  $\alpha_{з}$ , Вт/(м<sup>2</sup>•К), поверхонь зовнішніх огорожувальних конструкцій. Вони визначаються за нормативними документами і залежать від пори року, напрямку теплового потоку, типу зовнішніх огорожувальних конструкцій (додаток 12).

Теплообмін між поверхнею огорожувальної конструкції і повітрям здійснюється шляхом конвекції і випромінювання, що дозволяє використовувати сумарний коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = \alpha_{к} + \alpha_{л}$ , Вт/(м<sup>2</sup>•К), де  $\alpha_{к}$  – коефіцієнт теплообміну шляхом конвекції Вт/(м<sup>2</sup>•К),  $\alpha_{л}$  – коефіцієнт теплообміну шляхом випромінювання Вт/(м<sup>2</sup>•К). Таке спрощення законів теплообміну справедливе у випадку незначної різниці температур між поверхнею конструкції і зовнішнім середовищем. Для холодної пори року  $\alpha_{з} = 6 - 23$  Вт/(м<sup>2</sup>•К). Більш точно коефіцієнт теплообміну на зовнішній поверхні зовнішнього огороження будівлі визначається за формулою  $\alpha_{з} = \alpha_{к} + \alpha_{л}$ ,

де  $\alpha_{к} = 5,8 + 4,1 \cdot v_{вітру}$ , де  $v_{вітру}$  – швидкість вітру, м/с;  $\alpha_{л} = 4,9$  Вт/(м<sup>2</sup>•К).

Для холодної пори року  $\alpha_{в} = 7,6 - 9,9$  Вт/(м<sup>2</sup>•К). Більш точно коефіцієнт теплообміну на внутрішній поверхні зовнішнього огороження будівлі

визначається за формулою  $\alpha_B = \alpha_K + \alpha_L$ , де  $\alpha_K = 1,66 \cdot \sqrt[3]{\Delta T}$ ,  $\alpha_L = 1,4 - 4,6$ ; де  $\Delta T$  – різниця температур між внутрішньою поверхнею зовнішнього огородження будівлі й повітрям приміщення.

14. Розрахункове визначення наведеного опору теплопередачі,  $R_{\Sigma пр}$ ,  $m^2 \cdot K / Вт$  огорожувальних конструкцій.

Наведений опір теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій – опір теплопередачі,  $R_{\Sigma}$   $m^2 \cdot K / Вт$ ) розраховується за формулою:

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_3} = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_{ip}} + \frac{1}{\alpha_3},$$

де  $\alpha_B$ ,  $\alpha_3$  – коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої і зовнішньої поверхонь огорожувальної конструкції  $Вт / (m^2 \cdot K)$ , які приймаються згідно з додатком 12;  $R_i$  – термічний опір  $i$ -го шару конструкції  $m^2 \cdot K / Вт$ ;  $\lambda_{ip}$  – теплопровідність матеріалу  $i$ -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації (згідно з додатком 11)  $Вт / (m \cdot K)$ .

Наведений опір теплопередачі світлопрозорих огорожувальних конструкцій розраховується за формулою:

$$R_{пр} = \frac{F_{cn} + \sum_{i=1}^n F_i}{\frac{F_{cn}}{R_{\Sigma cn}} + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_{\Sigma i}} + \sum_{j=1}^m k_j L_j},$$

де  $R_{\Sigma cn}$  – наведений опір теплопередачі світлопрозорої ділянки, що приймається залежно від характеристик скління (склопакетів) – відстані між шарами скла, виду газонаповнення та ступеня чорноти поверхні скла згідно з додатком 13;  $F_{cn}$  – площа світлопрозорої частини,  $m^2$ ;  $R_{\Sigma i}$ ,  $F_i$  – опір теплопередачі та площа  $i$ -го непрозорого елемента;  $n$  – кількість непрозорих елементів конструкції з визначеними значеннями  $R_{\Sigma i}$ ,  $F_i$ ;  $k_j$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі,  $Вт / (m \cdot K)$   $j$ -го конструктивного непрозорого елемента світлопрозорої конструкції, що визначаються на підставі розрахунків двомірних (тримірних) температурних полів;  $L_j$  – лінійний розмір  $j$ -го конструктивного



непрозорого елемента світлопрозорої конструкції,  $m$ ;  $m$  – кількість непрозорих елементів конструкції, для яких необхідно визначати  $k_j$ .

Приведений опір теплопередачі,  $R_{\Sigma пр}$   $m^2 \cdot K / Вт$ , світлопрозорої огорожувальної конструкції визначається згідно з додатком 13.

Допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і наведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції  $\Delta t_{cr}$ ,  $^{\circ}C$ , встановлюється залежно від призначення будівлі та виду огорожувальної конструкції згідно з додатком 14.

Мінімально допустиме значення  $R_{q \min}$  опору теплопередачі внутрішніх міжквартирних конструкцій, що розмежують приміщення з розрахунковими температурами повітря, які відрізняються більше ніж, на  $3^{\circ}C$  (стіни, перекриття), і приміщень із поквартирним регулюванням споживання теплоти визначають за формулою: 
$$R_{q \min} = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{\Delta t_{cr} \alpha_{в1}},$$

де  $t_{в1}$ ,  $t_{в2}$  – розрахункові температури повітря в приміщеннях  $^{\circ}C$ , що приймаються згідно з додатками 7, 8 або розраховуються (дивитися далі);  $\Delta t_{cr}$  – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і наведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції,  $^{\circ}C$ ;  $\alpha_{в1}$  – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні конструкцій,  $Вт / (m^2 \cdot K)$ , що приймається згідно з додатком 12.

15. Визначення температурного перепаду  $\Delta t_{пр}$  для огорожувальних конструкцій розраховується залежно від їхнього коефіцієнту скління. Температурний перепад  $\Delta t_{пр}$  для огорожувальних конструкцій із коефіцієнтом скління не більше 0,18 розраховується тільки для непрозорої частини огороження за формулою:  $t_{пр} = t_{в} - \phi_{пр}$ ,

де  $t_{в \text{ пр}}$  – наведена температура внутрішньої поверхні  $^{\circ}C$  термічнонеоднорідної непрозорої конструкції, що розраховується за розрахункового значення температури внутрішнього повітря  $t_{в}$ , прийнятому залежно від призначення будівлі, і розрахунковому значенні температури

зовнішнього повітря,  $t_3$ , прийнятому залежно від температурної зони експлуатації будівлі, за формулою:

$$\tau_{впнр} = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{\tau}_{вi} \cdot F_i}{F_{\Sigma}}$$

Для огорожувальних конструкцій із коефіцієнтом скління 0,18 і більше температурний перепад  $\Delta t_{пнр}$  розраховується за формулою:

$$\Delta t_{пнр} = t_в - \frac{\tau_{внпнр} \cdot F_н + \tau_{всппнр} \cdot F_{сп}}{F_{\Sigma}},$$

де  $\tau_{внпнр}$ ,  $F_н$  – наведена температура внутрішньої поверхні  $^{\circ}\text{C}$  та площа  $\text{м}^2$  непрозорої частини огорожувальної конструкції;  $F_{сп}$  – площа світлопрозорої частини,  $\text{м}^2$ ;  $\tau_{всппнр}$  – наведена температура внутрішньої поверхні  $^{\circ}\text{C}$  світлопрозорої частини огорожувальної конструкції, що розраховується за

формулою:

$$\tau_{всппнр} = \frac{\tau_{сп} F_{сп} + \sum_{j=1}^j \tau_j F_j}{F_{\Sigma}},$$

де  $\tau_{сп}$ ,  $F_{сп}$  – середня температура внутрішньої поверхні  $^{\circ}\text{C}$  та площа  $\text{м}^2$  склопакету чи скла;  $\tau_j$ ,  $F_j$  – середня температура внутрішньої поверхні  $^{\circ}\text{C}$  та площа  $\text{м}^2$   $j$ -го конструктивного непрозорого елемента (імпосту, стулок, рами, дистанційних рамок склопакету, ригелів, стійок тощо) світлопрозорої конструкції, відповідно.

16. Мінімально допустима температура внутрішньої поверхні  $t_{\min}$  непрозорих огорожувальних конструкцій у зонах теплопровідних включень, у кутах і відкосах віконних і дверних прорізів за розрахункового значення температури зовнішнього повітря, прийнятого залежно від температурної зони експлуатації будинку згідно з додатком 15, повинна бути не менше температури точки роси  $t_p$  за розрахунковими значеннями температури й відносної вологості внутрішнього повітря, які приймаються залежно від призначення будівлі згідно з додатком 8.

Мінімальна температура на внутрішній поверхні  $t_{\min}$  світлопрозорих огорожувальних конструкцій житлових і громадських будинків, включаючи стулки, коробки, імпости й зони дистанційних рамок, за розрахункового значення температури зовнішнього повітря, прийнятого згідно з додатком 8, повинна бути не менше  $4^{\circ}\text{C}$ , а для непрозорих елементів – не менше температури точки роси  $t_p$  за розрахунковими значеннями температури й відносної вологості внутрішнього повітря, для виробничих будівель – не менше  $0^{\circ}\text{C}$  за розрахунковим значенням температури внутрішнього повітря, прийнятими залежно від призначення будинку згідно з додатком 8.

Температура внутрішньої поверхні термічно неоднорідної огорожувальної конструкції в зонах теплопровідних уключень, у кутах, відкосах віконних і дверних прорізів, температура внутрішньої поверхні світлопрозорих огорожувальних конструкцій у зонах стулки, коробки, імпостів, дистанційних рамок  $\tau_{\text{в min}}$  визначається за розрахунками двомірних або тримірних температурних полів.

17. Для зовнішніх огорожувальних конструкцій опалюваних будівель та споруд і внутрішніх міжквартирних конструкцій, що розділяють приміщення, температури повітря в яких відрізняються на  $3^{\circ}\text{C}$  та більше, обов'язкове виконання умов:  $R_{\Sigma \text{ пр}} \geq R_{q \text{ min}}$ ,  $\Delta t_{\text{пр}} \leq \Delta t_{\text{сг}}$ ,  $\tau_{\text{в min}} > t_{\min}$ ,

де  $R_{\Sigma \text{ пр}}$  – наведений опір теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій визначається опір теплопередачі), приведений опір теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_{q \text{ min}}$  – мінімально допустиме значення опору теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції, мінімальне значення опору теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $\Delta t_{\text{пр}}$  – температурний перепад між температурою внутрішнього повітря і наведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{сг}}$  – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього

повітря й наведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\tau_{\text{в min}}$  – мінімальне значення температури внутрішньої поверхні в зонах теплопровідних включень в огорожувальній конструкції  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{min}}$  – мінімально допустиме значення температури внутрішньої поверхні за розрахункових значень температур внутрішнього й зовнішнього повітря  $^{\circ}\text{C}$ .

Виконання умов за наведеними формулами для огорожувальної конструкції, що проектується чи досліджується, перевіряється за результатами визначення теплотехнічних показників огорожувальних конструкцій акредитованими лабораторіями або за результатами розрахунків теплотехнічних показників конструкцій методами математичного моделювання теплових процесів та за наведеми вище розрахунками.

18. Метою проектування теплоізоляційної оболонки будівлі є визначення наведеного опору теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій визначається опір теплопередачі), наведеного опору теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції  $R_{\Sigma\text{пр}} \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$ , а також товщини шару утеплювача огороження, за якого в помешканнях будівлі забезпечується заданий температурний режим із урахуванням потрібних економічних показників.

Треба розрахувати термічний опір теплопередачі  $R_{\Sigma\text{п}}$  зовнішньої стіни та товщину утеплювача; горищного перекриття та товщину утеплювача; перекриття над неопалюваним підвалом та товщину утеплювача; світових отворів; вікон і балконних дверей; ухідних дверей.

Виконують ескізи огорожувальних конструкцій із найменуванням матеріалів конструктивних шарів.

*Теплотехнічний розрахунок зовнішньої стінової огорожувальної  
конструкції будівлі*

Конструкцію зовнішньої стіни приймають за варіантами додатку 4.

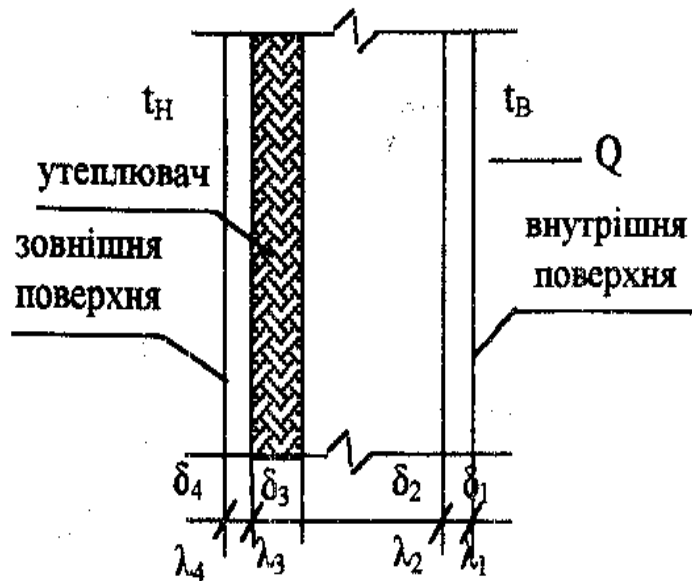


Рис. 1. – Конструкція зовнішньої стіни

Послідовність розрахунку

Термічний опір конструкції зовнішньої стіни знаходять за формулою

$$R_{\Sigma n} = R_b + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_n,$$

де  $R_3 = \delta_3/\lambda_3$ ,  $R_3$  – термічний опір необхідного шару утеплювача заданого типу  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ;  $\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу утеплювача  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ ;  $\delta_3$  – необхідна товщина утеплювача м.

$$R_3 = R_{\Sigma n} - (R_b + R_1 + R_2 + R_4 + R_n),$$

де  $R_b$  – опір тепловіддачі на внутрішній поверхні стіни  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ,  $R_b = 1/\alpha_b$ , де  $\alpha_b$  – коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні стіни, приймають за додатком 12;  $\alpha_b = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ ,  $R_n$  – опір тепловіддачі на зовнішній поверхні стіни,  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ .

$R_n = 1/\alpha_n$ , де  $\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні стіни для зимових умов, приймають за додатком 12;  $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ .

Термічні опори шарів стіни, включаючи шар утеплювача, визначають наступним чином:  $R_1 = \delta_1/\lambda_1$ ;  $R_2 = \delta_2/\lambda_2$ ;  $R_4 = \delta_4/\lambda_4$ , де  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\delta_4$  – товщини

конструктивних шарів стіни  $m$ ;  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_4$  – коефіцієнти теплопровідності конструктивних шарів стіни  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ .

Опір теплопередачі огорожувальної конструкції  $R_{\Sigma П}$  житлових і громадських будівель обираємо за нормативним значенням опору теплопередачі  $R_{q \min}$  для відповідної температурної зони України (додаток 5) для міста проектування за завданням. Приймаємо  $R_{\Sigma П} = R_{q \min}$ .

Для розрахунку приймаємо стандартний розмір стіни: цегляна кладка завтовшки 250, 380, 510, 640 мм; керамзитобетонні панелі завтовшки 280, 320, 360 мм; залізобетонні панелі завтовшки 150, 220 мм; блоки з комірчастого бетону завтовшки 200, 250, 300 мм.

$$R_{\Sigma П} = R_{q \min} = R_B + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_H = 1/\alpha_B + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3 + \delta_4/\lambda_4 + 1/\alpha_H.$$

$$\text{Звідки } R_3 = R_{q \min} - (R_B + R_1 + R_2 + R_4 + R_H).$$

Товщина шару утеплювача  $\delta_3$ , тоді  $\delta_3 = R_3 \cdot \lambda_3$ . Збільшуємо розрахункове значення товщини шару утеплювача до найбільшого ближнього нормативного типорозміру теплоізоляційних виробів заданого типу.

#### *Теплотехнічний розрахунок горищного перекриття*

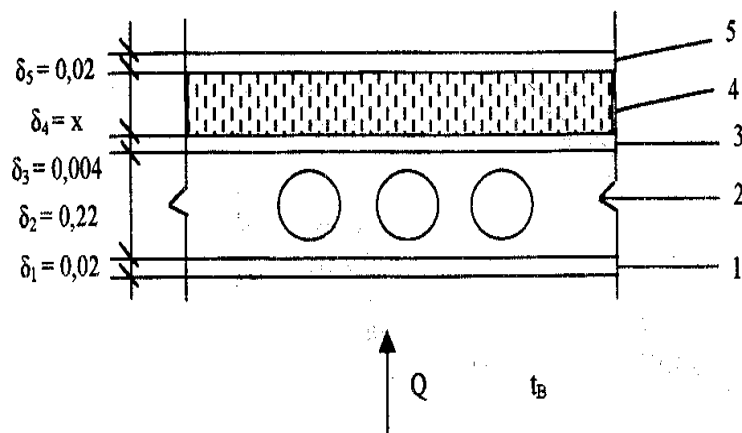


Рис. 2. – Конструкція горищного перекриття: 1 шар – внутрішній вапняно-піщаний розчин,  $\delta_1 = 0,02$  м; 2 шар – залізобетонна пустотна плита,  $\delta_2 = 0,22$  м; 3 шар – руберойд,  $\delta_3 = 0,004$  м; 4 шар – утеплювач заданого типу; товщина утеплювача невідома, тобто  $\delta_4 = x$  м; 5 шар – цементно-піщаний розчин,  $\delta_5 = 0,02$  м.

## Послідовність розрахунку

За додатком 11 визначаємо коефіцієнти теплопровідності  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$  матеріалів конструкції, відповідно до умов експлуатації А або Б.

Термічний опір конструкції знаходимо за формулою:

$$R_{\Sigma\Pi} = R_B + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_H,$$

звідки  $R_4 = R_{\Sigma\Pi} - (R_B + R_1 + R_2 + R_3 + R_5 + R_H)$ .

$R_B$  – опір тепловіддачі на внутрішній поверхні  $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$ .

$R_B = 1/\alpha_B$ , де  $\alpha_B$  – коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні, приймають за додатком 12;  $\alpha_B = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ ,

$R_H$  – опір тепловіддачі на зовнішній поверхні  $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$ ,

$R_H = 1/\alpha_H$ , де  $\alpha_H$  – коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні для зимових умов, приймають за додатком 12;  $\alpha_H = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ .

Термічні опори шарів конструкції, включаючи шар утеплювача визначають наступним чином:

$$R_1 = \delta_1/\lambda_1; R_2 = \delta_2/\lambda_2; R_3 = \delta_3/\lambda_3; R_4 = \delta_4/\lambda_4; R_5 = \delta_5/\lambda_5,$$

де  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5$  – товщини конструктивних шарів стіни м;  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$  – коефіцієнти теплопровідності конструктивних шарів конструкції  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ .

Опір теплопередачі огорожувальної конструкції  $R_{\Sigma\Pi}$  житлових і громадських будівель обираємо за нормативним значенням опору теплопередачі  $R_{q \text{ min}}$  для відповідної температурної зони України (додаток 5) для міста проектування за завданням.

Приймаємо  $R_{\Sigma\Pi} = R_{q \text{ min}}$ .

$$\begin{aligned} R_{\Sigma\Pi} = R_{q \text{ min}} &= R_B + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_H = \\ &= 1/\alpha_B + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3 + \delta_4/\lambda_4 + \delta_5/\lambda_5 + 1/\alpha_H. \end{aligned}$$

Звідки  $R_4 = R_{q \text{ min}} - (R_B + R_1 + R_2 + R_3 + R_5 + R_H)$ .

Товщина шару утеплювача  $\delta_4$ , тоді  $\delta_4 = R_4 \cdot \lambda_4$ . Збільшуємо розрахункове значення товщини шару утеплювача до найбільшого ближнього нормативного типорозміру теплоізоляційних виробів заданого типу.

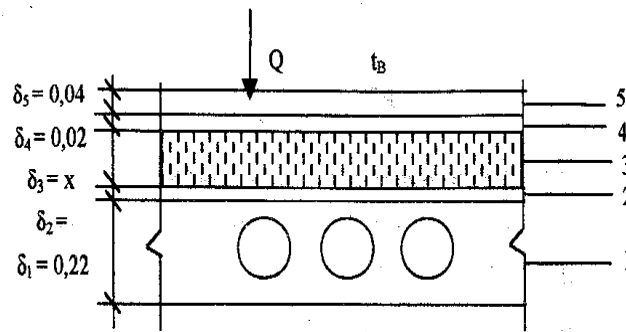


Рис. 3. – Конструкція перекриття над неопалюваним підвалом: 1 шар – залізобетонна пустотна плита  $\delta_1 = 0,22$  м; 2 шар – руберойд  $\delta_2 = 0,004$  м; 3 шар – утеплювач заданого типу, товщина утеплювача невідома, тобто  $\delta_3 = x$  м; 4 шар – цементно-піщаний розчин,  $\delta_4 = 0,02$  м; 5 шар – паркетна підлога (дуб, береза)  $\delta_5 = 0,04$  м, якщо підлога з лінолеуму, то  $\delta_5 = 0,05$  м.

Методика розрахунку аналогічна наведеному вище розрахунку орищного перекриття.

Потрібний опір теплопередачі  $R_{q \min}$  заповнень світлових отворів (вікна, балконні двері) приймаємо для відповідної температурної зони України (додаток 5) для міста проектування за завданням. Потім за додатком 13 обираємо конструкцію світлових отворів і виписуємо наведений опір відповідно до умови  $R_{\Sigma \text{пр}} \geq R_{q \min}$ .

### **Практичне заняття № 2. Проектування теплоізоляційної оболонки будівель за тепловими витратами будівлі на опалення**

Питомі тепловитрати на опалення будівель повинні відповідати умові:

$$q_{\text{буд}} \leq E_{\text{max}},$$

де  $q_{\text{буд}}$  – розрахункові або фактичні питомі тепловитрати,  $E_{\text{max}}$  – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будівлі за опалювальний період  $\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$  або  $\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$ , що встановлюється згідно з додатками 16, 17 залежно від призначення будівлі, кількості поверхів та температурної зони експлуатації будівлі.

Виконання умови  $q_{\text{буд}} \leq E_{\text{max}}$  для будівлі, що проектується або експлуатується, перевіряється на підставі результатів енергетичного аудиту



будівлі, або з використанням математичних моделей теплового режиму будівлі, а також за результатами розрахунків.

Головними етапами розрахункового визначення питомих тепловитрат на опалення будівлі є наступні:

1. Визначення  $\xi$  – коефіцієнту, що враховує додаткові тепловтрати, пов'язані з орієнтацією огорожень за сторонами світу, наявністю кутових приміщень, надходженням холодного повітря через входи до будівлі; для житлових будівель  $\xi = 1,13$ , для інших будівель  $\xi = 1,1$ .

2. Визначення  $F_{\text{нп}}$ ,  $F_{\text{с}}$ ,  $F_{\text{д}}$ ,  $F_{\text{пк}}$ ,  $F_{\text{ц}}$  – площі відповідно стін (непрозорих частин), світлопрозорих конструкцій (вікон, ліхтарів), зовнішніх дверей і воріт, покриттів (горищних перекриттів), цокольних перекриттів, огорожень ґрунту  $\text{м}^2$ .

3. Визначення  $R_{\Sigma\text{пр нп}}$ ,  $R_{\Sigma\text{пр сп}}$ ,  $R_{\Sigma\text{пр д}}$ ,  $R_{\Sigma\text{пр пок}}$ ,  $R_{\Sigma\text{пр ц}}$  – наведених опорів теплопередачі стін, світлопрозорих конструкцій (вікон, ліхтарів), зовнішніх дверей і воріт, покриттів (горищних перекриттів), цокольних перекриттів  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ; підлог ґрунту – із урахуванням їхнього поділу на зони зі значенням опору теплопередачі.

4. Визначення  $F_{\Sigma}$  – унутрішньої загальної площі огорожувальних конструкцій частини будівлі, що опалюється з урахуванням покриття (перекриття) верхнього поверху й перекриття підлоги нижнього опалювального приміщення  $\text{м}^2$ .

5. Визначення  $k_{\Sigma\text{пр}}$  – наведеного коефіцієнту теплопередачі теплоізоляційної оболонки будівлі  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , що визначається за формулою:

$$k_{\Sigma\text{пр}} = \xi \cdot (F_{\text{нп}}/R_{\Sigma\text{пр нп}} + F_{\text{с}}/R_{\Sigma\text{пр сп}} + F_{\text{д}}/R_{\Sigma\text{пр д}} + F_{\text{пк}}/R_{\Sigma\text{пр пок}} + F_{\text{ц}}/R_{\Sigma\text{пр ц}}) / F_{\Sigma}.$$

6. Визначення коефіцієнту  $\chi_2 = 0,278$ .

7. Визначення питомої теплоємності повітря  $c = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

8. Визначення  $n_{\text{об}}$  – середньої кратності повітрообміну будівлі за опалювальний період, 1/годину, що визначається експериментально або приймається за нормами проектування будівель: для приміщень житлових будівель – за вимогами ДБН В.2.2-15-2005 (дивитися додаток 7); для приміщень

громадських будівель – за вимогами ДБН В.2.2-15-2005; для інших будівель – згідно вимог СНиП 2.04.05 та відповідних норм.

9. Визначення  $\nu_v$  – коефіцієнту зниження об'єму повітря у будівлі, яким ураховується наявність внутрішніх огорожувальних конструкцій; за відсутності точних даних приймається  $\nu_v = 0,85$ .

10. Визначення  $t_b$ , °С – розрахункової температури внутрішнього повітря приміщень будівель за додатком 8.

11. Визначення  $t_{оп з}$ , °С – середньої температури зовнішнього повітря за опалювальний період за СНиП 2.01.01.

12. Визначення  $\gamma_z$  – середньої густини повітря, що поступає до приміщення за рахунок інфільтрації та вентиляції кг/м<sup>3</sup> за формулою:

$$\gamma_z = 353/[273 + 0,5 \cdot (t_b + t_{оп з})].$$

13. Визначення  $\eta$  – коефіцієнту обліку впливу зустрічного теплового потоку в огорожувальних конструкціях, що приймається рівним: 0,7 для стиків панелей стін, а також багатостулкових вікон; 0,8 для двостулкових вікон і балконних дверей; 1,0 для одностулкових вікон і балконних дверей; за цього коефіцієнт  $\eta$  приймається за найбільшим значенням, єдиним для всієї будівлі.

14. Визначення  $V_h$  – опалювального об'єму будівлі м<sup>3</sup> згідно з положеннями ДБН В.2.2-15, ДБН В.2.2-9, СНиП 2.04.05.

Опалювана площа будівлі визначається як площа поверхів (у тому числі й мансардного, опалювального цокольного й підвального) будівлі, яка вимірюється в межах унутрішніх поверхонь зовнішніх стін, що включає площу, яку займають перегородки й унутрішні стіни. При цьому площа сходових клітин і ліфтових шахт уключається до площі поверху.

До опалюваної площі будівлі не уключаються площі теплих горищ і підвалів, неопалюваних технічних поверхів, підвалу (підпілля), холодних неопалюваних веранд, неопалюваних сходових клітин, а також холодного горища або його частини, не зайнятої мансардою.

Для підземних автостоянок опалюваний об'єм обмежується перекриттям над автостоянкою.

Під час визначення площі мансардного поверху враховується площа з висотою до похилої стелі 1,2 м за нахилу 30° до обрїю; 0,8 м – за 45° – 60°; за 60° і більше – площа вимірюється до плінтусу.

Площа житлових приміщень будівлі визначається як сума площ усіх спільних кімнат (вітальень) і спалень.

Загальна площа зовнішніх стін (із урахуванням віконних і дверних прорізів) визначається як добуток периметру зовнішніх стін за внутрішньою поверхнею на внутрішню висоту будівлі, що вимірюється від поверхні підлоги першого поверху до поверхні стелі останнього поверху з урахуванням площі віконних і дверних відкосів глибиною від унутрішньої поверхні стіни до внутрішньої поверхні віконного або дверного блоку.

Сумарна площа вікон визначається за розмірами прорізів у світлі.

Площа зовнішніх стін (непрозорої частини) визначається як різниця загальної площі зовнішніх стін і площі вікон і зовнішніх дверей.

Площа горизонтальних зовнішніх огорожувальних конструкцій (покриття, горищного й цокольного перекриття) визначається як площа поверху будівлі (у межах внутрішніх поверхонь зовнішніх стін).

За похилих поверхонь стель останнього поверху площа покриття, горищного перекриття визначається як площа внутрішньої поверхні стелі.

15. Визначення  $k_{\text{інф}}$  – умовного коефіцієнту теплопередачі огорожувальних конструкцій будівлі Вт/(м<sup>2</sup>•К), що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції, визначається за формулою:

$$k_{\text{інф}} = \chi_2 \cdot c \cdot n_{\text{об}} \cdot v_v \cdot V_h \cdot \gamma_3 \cdot \eta / F_{\Sigma}$$

16. Визначення  $K_{\text{буд}}$  – загального коефіцієнту теплопередачі теплоізоляційної оболонки будівлі Вт/(м<sup>2</sup>•К) за формулою:

$$K_{\text{буд}} = k_{\Sigma\text{пр}} + k_{\text{інф}}$$

17. Визначення  $D_d$  – кількості градусо-дїб опалювального періоду, що визначається залежно від температурної зони експлуатації будівлі, що приймається згідно з додатком 1. Для I температурної зони приймається  $D_d = 3750^{\circ}\text{C}\cdot\text{дїб}$ , для II температурної зони приймається  $D_d = 3250^{\circ}\text{C}\cdot\text{дїб}$ , для III

температурної зони приймається  $D_d = 2750^{\circ}\text{C}\cdot\text{діб}$ , для IV температурної зони приймається  $D_d = 2250^{\circ}\text{C}\cdot\text{діб}$ .

18. Визначення розмірного коефіцієнту  $\chi_1 = 0,024$ .

19. Визначення  $Q_k$  – загальних тепловтрат будівлі через огорожувальну оболонку будівлі кВт•годин за формулою:

$$Q_k = \chi_1 \cdot K_{\text{буд}} \cdot D_d \cdot F_{\Sigma}$$

20. Визначення  $Q_{\text{вн п}}$  – побутових теплових надходжень протягом опалювального періоду кВт за СНиП 2.04.05.

Для житлових будівель величину побутових теплових надходжень протягом опалювального періоду кВт урахувують із розрахунку 0,01 кВт на  $1 \text{ м}^2$  загальної площі.

21. Визначення  $\zeta_{\text{в}}$ ,  $\zeta_{\text{з л}}$  – коефіцієнтів, що урахувують затінення світлового прорізу відповідно вікон і zenітних ліхтарів непрозорими елементами заповнення, що приймаються за додатком 18.

22. Визначення  $\varepsilon_{\text{в}}$ ,  $\varepsilon_{\text{з л}}$  – коефіцієнтів відносного проникнення сонячної радіації відповідно для світлопропускаючих заповнень вікон і zenітних ліхтарів, що приймаються за паспортними даними відповідних світлопрозорих конструкцій або за додатком 18; мансардні вікна з кутом нахилу заповнень до обр'ю  $45^{\circ}$  і більше варто уважати за вертикальні вікна, із кутом нахилу менше  $45^{\circ}$  – zenітними ліхтарями.

23. Визначення  $F_{\text{Пн}}$ ,  $F_{\text{С}}$ ,  $F_{\text{Пд}}$ ,  $F_{\text{З}}$  – площі світлових прорізів фасадів будівлі, відповідно орієнтованих за чотирма напрямками світу  $\text{м}^2$ .

24. Визначення  $F_{\text{л}}$  – площі світлових прорізів zenітних ліхтарів будівлі  $\text{м}^2$ .

25. Визначення  $I_{\text{Пн}}$ ,  $I_{\text{С}}$ ,  $I_{\text{Пд}}$ ,  $I_{\text{З}}$  – середніх величин сонячної радіації за опалювальний період, що поступає на вертикальні поверхні за дійсних умов хмарності, відповідно орієнтованих за чотирма фасадами будівлі кВт•годин/ $\text{м}^2$  (для проміжних орієнтирів фасадів будівель, що відрізняються від напрямків на Пн, Пд, З, С, (ПнЗ, ПнС, ПдЗ, і ПдС) величину сонячної радіації треба визначати за інтерполяцією).

26. Визначення  $I_r$  – середньої величини сонячної радіації за опалювальний період на горизонтальну поверхню за дійсних умов хмарності кВт•годин/м<sup>2</sup>.

27. Визначення  $Q_s$  – теплових надходжень через вікна від сонячної радіації протягом опалювального періоду кВт•годин для чотирьох фасадів будівель, орієнтованих за чотирма сторонами світу – північ (Пн), схід (С), південь (Пд) і захід (З) або за проміжними напрямками (північно-захід (ПнЗ), північно-схід (ПнС), південо-схід (ПдС) і південо-захід (ПдЗ) за формулою:

$$Q_s = \zeta_{\text{в}} \cdot \varepsilon_{\text{в}} \cdot (F_{\text{Пн}} \cdot I_{\text{Пн}} + F_{\text{С}} \cdot I_{\text{С}} + F_{\text{Пд}} \cdot I_{\text{Пд}} + F_{\text{З}} \cdot I_{\text{З}}) + \zeta_{\text{з.л}} \cdot \varepsilon_{\text{з.л}} \cdot F_{\text{л}} \cdot I_r.$$

28. Визначення  $\nu$  – коефіцієнту, що враховує здатність огорожувальних конструкцій приміщень будівель акумулювати або віддавати теплоту за періодичного теплового режиму, за положеннями ДБН В.2.5-24; за відсутності точних даних слід приймати  $\nu = 0,8$ .

29. Визначення  $\zeta$  – коефіцієнту авторегулювання подавання теплоти до систем опалення; рекомендовані значення:  $\zeta = 1,0$  – в однотрубній системі з термостатами та з пофасадним авторегулюванням на індивідуальні теплові пункти (ІТП) або поквартирним горизонтальним розведенням;  $\zeta = 0,95$  – у двохтрубній системі опалення з термостатами та з центральним авторегулюванням на ІТП;  $\zeta = 0,9$  – в однотрубній системі з термостатами та з центральним авторегулюванням на ІТП, а також у двотрубній системі опалення з термостатами і без авторегулювання на ІТП;  $\zeta = 0,85$  – в однотрубній системі опалення з термостатами і без авторегулювання на ІТП;  $\zeta = 0,7$  – у системі без термостатів і з центральним авторегулюванням на ІТП з коригуванням за температурою внутрішнього повітря;  $\zeta = 0,5$  – у системі без термостатів та без авторегулювання на ІТП (регулювання центральне в ІТП або котельні).

30. Визначення  $\beta_n$  – коефіцієнту, що враховує додаткове споживання теплоти системою опалення, пов'язане з дискретністю номінального теплового потоку номенклатурного ряду опалювальних приладів і додатковими тепловтратами через ділянки огорожень за радіаторами, тепловтратами

трубопроводів, що проходять через неопалювані приміщення: для багатосекційних та інших протяжних будівель  $\beta_h = 1,13$ , для будівель баштового типу  $\beta_h = 1,11$ .

31. Визначення розрахункових витрат теплової енергії  $Q_{\text{рік}}$  за формулою:

$$Q_{\text{рік}} = [Q_k - (Q_{\text{вн п}} + Q_s) \cdot v \cdot \zeta] \cdot \beta_h.$$

32. Визначення  $F_h, V_h$  – опалювальної площі або об'єму будівлі  $\text{м}^2$  або  $\text{м}^3$ .

33. Визначення розрахункового значення питомих тепловитрат на опалення будівлі за опалювальний період  $q_{\text{буд}}$   $\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$  або  $\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$  за формулою:

$$q_{\text{буд}} = Q_{\text{рік}} / F_h \text{ або } q_{\text{буд}} = Q_{\text{рік}} / V_h,$$

де  $Q_{\text{рік}}$  – витрати теплової енергії на опалення будівлі протягом опалювального періоду року  $\text{кВт} \cdot \text{годин}$ , що визначається на підставі результатів енергетичного аудиту будівлі або за результатами розрахунків.

За виконання умови  $q_{\text{буд}} \leq E_{\text{max}}$  допускається застосування окремих конструктивних елементів теплоізоляційної оболонки зі зниженими значеннями опору теплопередачі – до рівня 75% від  $R_{q \text{ min}}$  для непрозорих частин зовнішніх стін і до рівня 80% від  $R_{q \text{ min}}$  для інших огорожувальних конструкцій відповідно до умови за формулою  $R_{\Sigma \text{ пр}} \geq R_{q \text{ min}}$ , при обов'язковому виконанні умов для цих елементів теплоізоляційної оболонки за формулами:

$$\Delta t_{\text{пр}} \leq \Delta t_{\text{ср}}, \text{ та } \tau_{\text{в min}} > t_{\text{min}}.$$

### **Практичне заняття № 3. Розрахунок втрат теплоти через огорожувальні конструкції будівлі**

Тепловий режим приміщень будівель залежно від їхнього призначення може бути постійним чи змінним. Для найбільшої кількості будівель (житлових, промислових, адміністративних із безперервним режимом роботи, дитячих закладів, лікарень, готелей та інших) характерний постійний тепловий режим, який потребує цілодобового підтримання протягом усього опалювального періоду установлених нормативними документами температур повітря у приміщеннях, що забезпечується здебільшого роботою систем

опалення. При вирішенні питання про необхідність улаштування системи опалення та визначенні її потужності складають тепловий баланс окремо для кожного приміщення, який становить зіставлення теплових утрат (витрат теплоти) і надходжень теплоти за максимального дефіциту теплоти в розрахунковому режимі функціонування системи опалення будівлі. Зведенням усіх складових теплових втрат і надходжень теплоти до теплового балансу приміщень визначається дефіцит чи надлишок теплоти. Дефіцит теплоти, що визначається перевищенням теплових утрат над надходженнями теплоти, указує на необхідність улаштування системи опалення у приміщенні, потужність якої і складає величину  $Q$ . Розрахункова теплова потужність системи опалення, кВт, визначається за формулою:

$$Q = (Q_1 \cdot b_1 \cdot b_2 - Q_3) + Q_2,$$

де  $Q_1$  – розрахункові теплові втрати будівлі, кВт.

Розрахункові втрати теплоти  $Q_1$ , кВт, визначаються за формулою:

$$Q_1 = Q_a + Q_b,$$

де  $Q_a$  – втрати теплоти, кВт через огорожувальні конструкції;  $Q_b$  – втрати теплоти, кВт на нагрівання інфільтраційного повітря; величини  $Q_a$  та  $Q_b$  розраховуються для кожного опалювального приміщення.

Втрати теплоти приміщеннями через огорожувальні конструкції наземних будівель визначають шляхом підсумовування утрат теплоти через окремі зовнішні огороження й утрат теплоти через внутрішні огороження, якщо температура повітря в сусідніх приміщеннях нижче чи вище температури в даному приміщенні більше, ніж на  $3^\circ\text{C}$ .

Тепловий потік  $Q_a$ , кВт, розраховується для кожної огорожувальної конструкції приміщення (стіни, підлоги, стелі, вікна, балконної двері) за формулою:

$$Q_a = (1/R) \cdot A \cdot (t_b - t_n) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot 10^{-3},$$

де  $A$  – площа огорожувальної конструкції,  $\text{m}^2$ ;  $R$  – опір теплопередачі огорожувальної конструкції,  $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ ;  $t_b$  і  $t_n$  – відповідно розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря,  $^\circ\text{C}$  (додатки 7, 8 і 19).

$\Sigma\beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5$  – додаткові утрати теплоти в частинах від основних утрат, що враховуються для зовнішніх вертикальних і нахилених огорожувальних конструкцій будівлі, визначаються за додатком 20;  $\beta_1$  – додаткові утрати теплоти, орієнтовані на огороження в частинах від основних теплових втрат крізь ці огороження відносно сторін горизонту в будівлях будь-якого типу для усіх зовнішніх вертикальних і похилих огорожень (стіни, двері, світові отвори) спрямованих на: північ, північний схід, схід, північний захід  $\beta_1 = 0,1$  (10%); захід і південний схід  $\beta_1 = 0,05$  (5%); південь, південний захід  $\beta_1 = 0$ ;  $\beta_2$  – додаткові утрати теплоти на провітрюваність приміщень із двома і більше зовнішніми стінами; у житлових приміщеннях  $t_B$  збільшується на  $2^\circ\text{C}$ , в інших приміщеннях  $\beta_2 = 0,05$  (5%);  $\beta_3$  – додаткові утрати теплоти на розрахункову температуру зовнішнього повітря, приймаються для неопалювальних підлог першого поверху над холодними підпіллями при  $t_H = -40^\circ\text{C}$  і нижче  $\beta_3 = 0,05$  (5%);  $\beta_4$  – додаткові утрати теплоти на нагрівання зовнішнього холодного повітря, що проникає у вхідні вестибулі (східцеві клітки) будівель через зовнішні двері за відсутності повітряно-теплових завіс та одному тамбурі;  $\beta_5$  – додаткові утрати теплоти на висоту приміщень; приймаються на кожний наступний метр висоти стіни понад 4 метри в розмірі 2%, але не більше 15%.

Втрати теплоти  $Q_B$ , кВт розраховуються для кожного опалюваного приміщення, що має хоча б одне вікно в зовнішніх стінах, виходячи з необхідності забезпечення підігріву опалювальними приладами зовнішнього повітря в обсязі одноразового повітрообміну на годину за формулою:

$$Q_B = 0,337 \cdot A_n \cdot h \cdot (t_B - t_H) \cdot 10^{-3},$$

де  $A_n$  – площа підлоги приміщення,  $\text{m}^2$ ;  $h$  – висота приміщення від підлоги до стелі, м, але не більше 3 метрів; 0,337 – коефіцієнт,  $\text{kВт}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ .

Утрати теплоти на інфільтрацію в будівлях можуть складати 30 – 40% і вище за основні теплові утрати. Утрати теплоти на підігрів повітря, що інфільтрується, у приміщеннях житлових і громадських будівель за природної витяжної вентиляції, яке не компенсується підігрітим припливним повітрям,



слід приймати рівним більшому зі значень. Сумарна витрата повітря, що інфільтрується, залежить від виду й характеру нещільностей у зовнішніх огороженнях. Для приміщень громадських будівель із вікнами, що герметично зачиняються, рекомендується приймати  $Q_B = 0$  за умови, що в них безперервно протягом робочого часу працюватиме система припливної вентиляції підігрітим повітрям. Теплові утрати приміщень підсумовуються для будівлі в цілому, включаючи теплові втрати східцевих кліток. Теплові утрати східцевих кліток визначають не за окремими поверхами, а разом за всією висотою кліток. Для східцевих кліток додавання до висоти не приймають.

Утрати теплоти  $Q_B$ , кВт на нагрівання зовнішнього повітря, проникаючого у вхідні вестибулі (східцеві клітки) будівель через зовнішні двері за відсутності повітряно-теплових завіс та одному вхідному тамбурі, розраховують за формулою:  $Q_B = 0,7 \cdot (H + 0,8 \cdot p) \cdot (t_B - t_H) \cdot 10^{-3}$ ,

де  $H$  – висота будівлі, м від низу вхідної двері до перекриття східцевої клітки;  $p$  – кількість людей, що знаходяться у будівлі.

Додавання на надходження холодного повітря крізь уходи за відсутності повітряно-теплових завіс за їхнього короткочасного відкривання приймають: за двох ухідних тамбурах (три двері) величину  $Q_B$  слід приймати з коефіцієнтом 0,6; для подвійних дверей з тамбурами з коефіцієнтом 1,0; для подвійних дверей без тамбуру з коефіцієнтом 1,4; для одинарних дверей із коефіцієнтом 2,0. Додаткові теплові утрати не враховують для запасних чи літніх дверей і воріт. Розрахунок теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що проникає крізь двері опалюваних незадимлюваних східцевих кліток із поверховими виходами на лоджії слід вести за вищенаведеною формулою при  $p = 0$ , прийнявши для кожного поверху значення  $H$ , рівне відстані, м, від низу двері розрахункового поверху до перекриття східцевої клітки. Для вхідних вестибюлей будівель із повітряно-тепловими завісами величину  $Q_B$  слід не враховувати.

Витрати теплоти на нагрівання зовнішнього інфільтраційного повітря у приміщеннях житлових і громадських будівель за природної витяжної

вентиляції, які не компенсуються підігрітим припливним повітрям, можуть визначатися за формулою:  $Q_B = 0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_B - t_H) \cdot k$ ,

де:  $L$  – об’ємна витрата повітря, що видаляється й не компенсується підігрітим припливним повітрям,  $L = 3 \text{ м}^3/(\text{годину} \cdot \text{м}^2)$  для житлових приміщень і кухонь;  $c$  – питома теплоємність повітря, дорівнює  $1 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\rho$  – щільність повітря у приміщенні,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , визначається та формулою;  $k$  – коефіцієнт обліку впливу зістрічного теплового потоку в конструкціях,  $k = 0,7$  – для стиків панелей стін і вікон із трійним переплетенням,  $k = 0,8$  – для вікон і балконних дверей із окремим переплетенням,  $k = 1,0$  – для одинарних вікон, вікон і балконних дверей зі спареним переплетенням і відкритих отворів.

$b_1$  – коефіцієнт обліку додаткового теплового потоку встановлених опалювальних приладів за рахунок округлення більш розрахункової величини, він залежить від типу опалювального приладу і приймається за додатком 21.

$b_2$  – коефіцієнт обліку додаткових втрат теплоти ділянками зовнішніх стін за опалювальними приладами, розташованих біля них за відсутності теплозахисних екранів, приймається за додатком 22.

$Q_2$  – утрати теплоти, кВт, трубопроводами, що проходять в неопалювальних приміщеннях, слід визначати з урахуванням ефективності теплоізоляційної конструкції. Товщина теплоізоляційного шару трубопроводів повинна забезпечувати лінійну щільність теплового потоку не вище нормованого значення. Утрати теплоти  $Q_2$  не повинні перевищувати 4% від величини теплових втрат  $Q_1$ . Гранично допустиме значення  $Q_{2\text{max}}$  слід визначати за формулою:  $Q_{2\text{max}} = \sum L \cdot q \cdot 10^{-3}$ , де  $L$  – довжини ділянок теплоізолюваних трубопроводів різних діаметрів, м;  $q$  – нормована лінійна щільність теплового потоку, Вт/м, приймається для теплоізолюваних трубопроводів згідно з додатком 23.

Мають ураховуватися додаткові надходження теплоти у приміщення.

$Q_3$  – для житлових будівель тепловий потік, кВт, що регулярно надходить від побутових джерел теплоти (освітлення, обладнання і людей) до кімнат і кухні, ураховується в цілому на систему опалення будівлі. Для житлових

будинків величину  $Q_3$  слід ураховувати з розрахунку 0,01 кВт на 1 м<sup>2</sup> загальної площі. Тобто  $Q_3 = 0,01 \cdot F$ , де  $F$  – загальна площа будинку, м<sup>2</sup>.

Надходження теплоти від людей складаються з явної теплоти, що виділяється людиною в навколишнє середовище шляхом конвекції і випромінювання, і захованої теплоти, що віддається разом із вологою, що випаровується. Кількість теплоти, що виділяється людиною в навколишнє середовище, залежить від статі, віку та статури людини, інтенсивності фізичної та розумової праці, метеорологічних параметрів повітря у приміщенні і температури оточуючих людину речей, його одягу. Чим більше фізичне навантаження людини під час виконання роботи, тим більшим буде виділення теплоти. Зміни метеорологічних параметрів більшою мірою впливають на структуру виділення теплоти, і меншою – на об'єм повних виділень теплоти. Надходження теплоти від штучного освітлення. Уся електрична енергія, що витрачається на освітлення, переходить у теплоту. Надходження теплоти від нагрітих поверхонь обладнання, що знаходяться у приміщенні, здійснюється конвекцією та випромінюванням. Надходження теплоти через будівельні огороження. Теплота сонячної радіації надходить до приміщення через скляні поверхні та непрозорі огороження. Кількість теплоти сонячної радіації, що надходить до приміщення через скляні поверхні, і кількість теплоти, що надходить до приміщення через непрозорі огороження, визначається розрахунком. Надходження теплоти від сонячної радіації враховуються в тепловому балансі для перехідного і літнього періодів року за зовнішньої температури повітря 10°C і вище. За теплотехнічного розрахунку в будівлях, крім вище указаних теплових втрат, може бути урахована ще низка витрат теплоти, основними з яких є витрати теплоти на підігрів холодних матеріалів, що надходять до приміщення, засобів транспорту, на випаровування вологи.

Порядок розрахунку утрат теплоти наступний. Усі приміщення за годинниковою стрілкою нумерують на планах будівлі цифрами: на 1 поверсі з лівого кута – 101, 102, ; на другому поверсі – 201, 202, ; тощо. Східцеві клітки позначають СК. Розрахунок теплових утрат оформлюють таблицею. Назви огорожень позначають наступним чином: з. ст. – зовнішня стіна; вк. – вікно;

ст. – стеля; пд. – підлога; бд. – балконні двері; п. дв. – подвійні двері східцевої клітки.

Таблиця. Розрахунок теплових утрат

Номер приміщення	Призначення приміщення	Унутрішня температура, $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Огороджувальні конструкції				Різниця температур, $t_{г}, ^\circ\text{C}$	Термічний опір огорожувальної конструкції, $R, \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$	Коефіцієнт теплопередачі, $1/R, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	Додаткові утрати теплоти		$Q_{в}, \text{Вт}$	$Q_{с}, \text{Вт}$	$Q_{т} = Q_{в} + Q_{с}, \text{Вт}$
			Позначення	Орієнтація	Розміри, м	Площа, $A, \text{м}^2$				$\Sigma\beta$	$1+\Sigma\beta$			
Перший поверх														
101	Житлова кімната	20	з. ст. з. ст. вк підл	Захід Північ Північ	4,61×3,25 3,61×3,25 1,5×1,5 4,1×3,1	14,98 11,73 2,25 12,71	43	2,8 2,8 0,5 2,8	0,36 0,36 2 0,36					
102	Житлова кімната	20	з. ст. з. ст. вк підл	Захід Північ Північ	4,61×3,25 4,61×3,25 1,5×1,5 4,1×3,1	14,98 11,73 2,25 2,71	43	2,8 2,8 0,5 2,8	0,36 0,36 2 0,36					
Другий та інші поверхи														
201														

Розрахункові площі  $A$  огорожувальних конструкцій визначають за планами та розрізами будівель і споруд наступним чином:

1. Площі вікон, дверей і ліхтарів вимірюють за найменшим будівельним отвором.

2. Площі стель і підлог визначають між вісями унутрішніх стін і внутрішньої поверхні зовнішньої стіни.

Опір теплопередачі підлог, що лежать безпосередньо на ґрунті, залежить від конструкції та розташування підлоги. Площу зон підлоги, що лежить на ґрунті чи на лагах, для проведення розрахунку утрат теплоти визначають із умовною розбивкою на зони завширшки 2 метри, паралельними зовнішнім стінам, які складають чотири зони розрахунку. Зони нумерують, починаючи від зовнішньої стіни. Визначаючи площу першої зони, ділянку підлоги розмірами 2х2 метри, що прилягає до зовнішнього кута, ураховують двічі. Під час розрахунку теплових утрат підвальних приміщень за висоту надземної частини зовнішніх стін приймають відстані від поверхні землі до поверхні підлоги першого поверху. Підземні частини зовнішніх стін розглядають як підлоги на ґрунті. Поділ на зони (смуги завширшки 2 метри) починають від рівня землі,

продовжують донизу за внутрішньою поверхнею до стику підземної частини стіни з підлогою і далі до поверхні підлоги. При цьому з площі першої зони вилучають для окремого розрахунку площу зовнішніх стін і вікон, що виходять до приямок.

3. Площі зовнішніх стін вимірюють:

а) у плані – за зовнішнім периметром між зовнішнім кутом і вісями унутрішніх стін;

б) за висотою: на першому поверсі (залежно від конструкції підлоги) – чи від зовнішньої поверхні підлоги на ґрунті, або від поверхні підготовки під конструкції на лагах; або від нижньої поверхні перекриття над неопалюваним підвальним приміщенням до чистої підлоги другого поверху; на середніх поверхах – від поверхні підлоги до поверхні підлоги наступного поверху; на верхньому поверсі – від поверхні підлоги до верху конструкції горищного перекриття за наявності горища з урахуванням товщини утеплювача і за розміром від рівня підлоги до перетину внутрішньої поверхні зовнішньої стіни з верхньою площиною покриття за відсутності горища.

4. Якщо необхідно визначити теплові втрати крізь внутрішні огороження, їхні площі визначають за розмірами від унутрішніх поверхонь зовнішніх стін до вісей унутрішніх стін чи між вісями унутрішніх стін.

#### **Практичне заняття № 4. Радіатори опалення**

Радіатори опалення повинні не тільки віддавати достатню кількість теплоти, але й пасувати приміщенню. Саме тому виробники радіаторів почали постачати більш привабливі за конструкцією прилади. Модні радіатори становлять гру форм і кольорів, особливо для ванних кімнат.

Останнім часом посилилася тенденція до виробництва пластинчастих радіаторів опалення, що поступово замінюють секційні сталеві та чавунні радіатори. Найбільш поширеною формою пластинчастих радіаторів є спаровані вертикальні пластини, між якими протікає гаряча вода, і розташований між ними конвектор. Конвектор підвищує теплову продуктивність, не збільшуючи при цьому видимої поверхні радіатора.

Нині з міркувань гігієни почали відмовлятися від убудованих конвекторів, тому що на таких потайних металевих стрічках швидко

накопичується пил і бруд, видалення яких завдає великих труднощів, але легко підхоплюються потоком повітря і разносяться приміщенням.

У галузі виробництва пластинчастих радіаторів виділяються наступні тенденції: бокова та верхня панелі мають стандартне виконання; сучасному технічному рівню відповідають пофарбовані у промислових умовах радіатори, що не лише постачаються запакованими на місце монтажу, а й монтуються запакованими, упаковку знімають із них лише перед закінченням усіх робіт; перевага надається плоским радіаторам із гладкою фронтальною видимою поверхнею порівнянно з радіаторами з профільованою видимою поверхнею.

Сучасні системи опалення розраховані на температуру 95/70°C.

Через підвищення вимог до теплоізоляції будівель пропонується подальше зниження налагоджувальних температур для систем опалення.

За умов подальшого поліпшення теплоізоляції вікон і зовнішніх стін, у майбутньому слід було б знизити температурні параметри теплоносія до 55/40°C.

Переваги, які можна отримати, підібравши відповідні опалювальні прилади очевидні: підвищення комфорту в опалюваних приміщеннях завдяки збільшенню частки віддачі теплоти шляхом випромінювання за рахунок віддачі теплоти шляхом конвекції; через зменшення руху повітря у приміщенні, унаслідок нижчої температури поверхні радіатора зменшується перенесення пилу; система опалення має резерв потужності, якщо витрати теплоти виявляться вищими за розрахункові або якщо треба буде швидко підвищити температуру у приміщенні.

У будівлях із ефективною теплоізоляцією може відпасти потреба у дворядних чи трирядних опалювальних приладах, які досі установлювалися з метою забезпечення комфортного температурного режиму. Для того ж їх не обов'язково установлювати на традиційному місці біля вікна, а можна розташовувати за дверима чи використовувати як елемент інтер'єру для розподілу приміщення.

Переваги панельних радіаторів порівняно з іншими типами опалювальних приладів: сконструйовані для роботи в сучасних енергоощадних автоматизованих закритих системах опалення; виготовлені з холоднокатаної

сталі товщиною 1,25 мм; мають однорядне, дворядне та трирядне виконання з конвективними ребрами або без них; діапазон номінальних потужностей і конструктивні рішення надають можливість установлювати радіатори у приміщеннях із різними вимогами до теплового комфорту й у будь-якому місці; можна установлювати як в індивідуальних, так і в централізованих однокотлових і двокотлових системах опалення з примусовою і з природною циркуляцією теплоносія; швидко реагують на дію термостатів та імпульси інших систем керування завдяки малій ємності води; можна використовувати в системах опалення зі сталевих, мідних, пластмасових і металопластикових труб, у закритих системах із мембранним розширювальним баком.

#### Сталеві радіатори фірми «KERMI» («Кермі») (ФРН)

1) Сталеві компактні панельні типів: 10 (однорядні, без конвектору, без облицювання), 11 (однорядні, один конвектор, із облицюванням), 22 (дворядні, два конвектори, із облицюванням), 33 (трирядні, три конвектори, із облицюванням). Умови експлуатації: максимальна робоча температура 110°C, максимальний робочий тиск 1 МПа, контрольний тиск 1,3 МПа. Приєднання: унутрішня різьба 4×G 1/2" (серія радіаторів без убудованого вентиля), зовнішня різьба 2×G 3/4" (серія радіаторів із убудованим вентилям). Монтажна висота, мм: 300, 400, 500, 600, 900 (серія профільних радіаторів); 305, 405, 505, 605, 905 (серія площинних радіаторів). Монтажна довжина, мм: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2300, 2600, 3000 (серія профільних радіаторів); 305 – 3005 (серія площинних радіаторів). Монтажна глибина, мм: серія профільних радіаторів – 46 (тип 10), 59 (тип 11), 64 (тип 12), 100 (тип 22), 155 (тип 33); серія площинних радіаторів – 48 (тип 10), 61 (тип 11), 66 (тип 12), 102 (тип 22), 157 (тип 33).

Ці прилади мають верхню кришку й бокові екрани, високоякісне двошарове лакове покриття, нанесення лаку методом катафорезного занурювання й електростатичного запилення. Вони відрізняються високою питомою тепловою потужністю, легкістю монтажу, сучасним дизайном.

2) Сталеві радіатори кількох програм у різних виконаннях, що можуть виконувати функцію сушарок для рушників: Studio – Program (виконання Credo

– Techno, Visto, Kermi Vigo), Classic – Program (виконання Credo – Duo, Credo – Swing, Credo – Light, Credo, Centro, Credo – Twist, Credo – Uno, Basic).

Радіатори типів Credo – Techno і Credo – Techno – IR є приладами опалення й одночасно елементами дизайну. Вентиль, вбудований у подавальний трубопровід, на заводі попередньо регулюється потрібним рівнем теплової потужності приладу. Уся приєднувальна частина повністю прикрита перфорованим екраном зі шліфованої високоякісної сталі, що слугує елементом дизайну. Отвори декоративного екрану одночасно можуть використовуватися для підвішування різноманітних речей. Прилади можна використовувати у житлових і ванних приміщеннях. Радіатор типу Credo – Techno – IR із використанням інфрачервоного випромінювання в термостатичному перемикачі для автоматичного комплексного регулювання нагріву в окремих приміщеннях. Прилад має інфрачервоний приймач, сервопривод, трубчастий електричний нагрівач, таймер для перемикача термостату.

Радіатори типу Credo – Duo мають високу теплову потужність за рахунок подвійної конструкції круглих труб діаметром 24 мм. Металевий екран прикриває задні вертикальні труби й усю приєднувальну частину, таким чином, виконує функцію елемента оформлення.

Радіатори типів Credo – Swing, Credo – Light, Credo – Twist призначені для ванної кімнати, мають вертикальний овальний профіль із плавно вигнутих круглих труб діаметром 16 мм.

Радіатори типів Credo – Swing – V, Credo – Swing – V – IR, Credo – Light – V, Credo – Light – V – IR, Credo – Twist – V призначені для ванної кімнати, їхній дизайн аналогічний типу Credo – Light, вони мають убудовану вертикальну арматуру та вентиль, який на заводі попередньо регулюється за потрібним рівнем теплової потужності приладу. Радіатори типу Credo призначені для ванної кімнати, мають вертикальний профіль у вигляді трапеції з плавновигнутими горизонтальними круглими трубами. Радіатори типів Credo – V і Credo – V – IR призначені для ванної кімнати, їхній дизайн аналогічний типу Credo, вони мають убудовану вертикальну арматуру та вентиль, який на заводі попередньо регулюється на потрібний рівень теплової потужності приладу, уся приєднувальна частина прикрита екраном. Радіатори типів Centro і



Basic, призначені для ванної кімнати, мають вертикальний профіль прямокутного перерізу з прямими горизонтальними круглими трубами.

Усі типи радіаторів KERMI призначені для підключення до систем водяного опалення з температурою теплоносія 90°C чи 110°C, можливий додатковий режим електричного нагріву за допомогою умонтованого трубчастого електричного нагрівача. Але після встановлення радіатору додатково установити трубчастий електричний нагрівач неможливо, тому що через перехідний елемент необхідне інше підключення. Кріплення усіх типів радіаторів KERMI виконується на задній стінці за допомогою профілів, прилад можна вирівнювати за горизонталлю та вертикаллю, відстань до стіни можна змінювати за допомогою болта підвіски.

Приєднання: типів Credo – Techno, Credo – Duo, Credo – Light – V, Credo – V – подавальна/зворотна труба G 3/4" (зовнішня різьба) у центрі до низу, відстань від утулки 50 мм, у серійному виконанні подавальна труба та вентиль знаходяться зліва; типів Credo – Light, Credo, Centro, Basic – подавальна/зворотна труба G 1/2" (унутрішня різьба) до низу.

Зливання води в усіх типах радіаторів KERMI – G 1/2" (унутрішня різьба) знизу, а видалення повітря – G 1/2" (унутрішня різьба) уверх.

Деякі технічні характеристики радіаторів KERMI наведено в додатку 24.

Радіатори сталеві панельні калориферного типу «DEKATHERM» фірми «Герц» (Австрія) виготовляють із боковим (k) і нижнім (vk) приєднанням до трубопроводів систем опалення наступних типів: однорядний без конверторної пластини типу 10LV, розмірами від 400×600 мм, потужністю від 326 Вт; однорядний із одною конверторною пластиною типу 11K, розмірами від 400×600 мм, потужністю від 483 Вт; дворядний без конверторної пластини типу 20K, розмірами від 400×600 мм, потужністю від 576 Вт; дворядний із одною конверторною пластиною типу 21K, розмірами від 400×600 мм, потужністю від 661 Вт; дворядний із двома конверторними пластинами типу 22K, розмірами від 400×600 мм, потужністю від 909 Вт; трирядний із трьома конверторними пластинами типу 33K, розмірами від 500×500 мм, потужністю від 1394 Вт.

Алюмінієві радіатори виготовлені з чистого алюмінію за передовими технологіям, мають наступні переваги: ефективність, надійність, висока

стійкість до корозії, немагнітність, висока віддача теплоти, незначна вага, легкість транспортування та монтажу, секційне збирання, висока міцність, значний робочий тиск, термін експлуатації більше 30 років, естетичність.

Завдяки фізико-хімічним характеристикам алюмінію, радіатор здатний швидко нагрівати повітря у приміщенні. Існує можливість дібрати висоту опалювального приладу, що дозволяє розташувати його у будь-якому інтер'єрі. Характеристики радіаторів із теплового коефіцієнту корисної дії відповідають європейським стандартам. Алюмінієві радіатори виробляють європейські фірми ROVAL, SIRA, AURAL, FONDITAL, TITAN, GLOBAL, FARAL GREEN, CENTO та інші. Конструкція радіатора STAMRINGO (із декількох секцій) дає можливість дібрати необхідну теплову потужність і розміри приладу. Радіатор призначений для роботи в системах водяного та парового опалення з максимальною температурою 110°C. REVER – модель алюмінієвого радіатору виробництва фірми «TITAN»: міжвісьова відстань – 500, 600, 700, 800 мм; товщина – 100 мм; довжина – 80 мм; діаметр з'єднання – 1".

Радіатори концерну SIRA (Італія) існують двох типів: 1) алюмінієві (модель «Бінго»), 2) алюмінієвосталеві (модель «BIMETAL»).

Особливістю елементів із подвійного металу є використання переваг матеріалів, із яких вони складаються: сталь усередині забезпечує міць, а алюміній зовні – високу теплову віддачу й довговічність. В елементах подвійного металу частини зі сталі й алюмінію з'єднуються за допомогою миття під тиском, унаслідок чого виходить неруйнівний елемент великої потужності. Термін експлуатації складає 20 років.

Деякі технічні характеристики радіаторів наведено в додатках 25 – 29.

#### Сталеві панельні радіатори фірми RETTIG

Фірма RETTIG є однією з найбільших у світі виробників радіаторів для систем центрального водяного опалення. Панельні сталеві радіатори у вигляді плит з'явилися у Європі в кінці 20 років 20 століття. Завдяки своїм перевагам і високій якості наразі вони домінують на західноєвропейському ринку, де складають біля 90% усіх радіаторів, що виготовляються в Західній Європі.

Виконання. Кожен радіатор знежирюється лужним способом, фосфатується, вкривається ґрунтовкою і поліефірноепоксидною фарбою,

унутрішня порожнина радіаторів промивається під час виробництва. Радіатори мають сніжнобілий колір із високим ступенем блиску. Завдяки високій якості зовнішньої поверхні опалювального приладу, їхню чистоту легко підтримувати.

Упаковка. Кожен радіатор має маркування (тип, розмір і заводський номер), запакований у картон і міцний поліетиленовий мішок. Упаковка має кутові накладки з твердої пластмаси.

Умови використання. Виробник надає п'ятирічну гарантію радіаторам, що використовуються в системах центрального водяного опалення закритого типу, які відповідають нормативним вимогам з їхнього використання (із видаленням повітря і правильно експлуатованим, із них під час перерви між опалювальними сезонами вода не видаляється). Радіатори можна використовувати в системах опалення, змонтованих зі сталевих, пластмасових, металопластикових і мідних труб. Радіатори ефективно працюють у системах опалення з низькотемпературними котлами. Теплова потужність радіатору практично не залежить від швидкості потоку води через радіатор, що дозволяє використовувати їх без будь-яких обмежень. Вони мають невелику теплову інерцію, тому добре пристосовані до роботи в сучасних автоматизованих системах центрального водяного опалення.

Тиск. Кожен радіатор ретельно випробовується виробником за пробного тиску 13 бар. Робочий тиск у системі на рівні нижнього краю радіатору не повинно перебільшувати 10 бар. Випробування на герметичність системи центрального опалення незалежного підключення слід проводити, збільшивши робочий тиск на 2 бари, але пробний тиск не повинен бути менши за 4 бари. Тиск під час випробувань слід точно контролювати і не допустити перевищення максимального значення в 12 бар.

Сталеві панельні радіатори мають наступні переваги: добре працюють в автоматизованих системах центрального опалення й за пониженої робочої температури води; мають невелику вагу, об'єм води, теплову інерцію, значні санітарно-гігієнічні й естетичні показники; завдяки своїй формі й поверхні не накопичують пилу; легкість автоматизації виробництва; максимальний робочий

тиск складає 1 МПа; практичний термін експлуатації складає більше 40 років; максимальна температура теплоносія складає 110°C.

Асортимент сталевих панельних радіаторів RETTIG PURMO із висотами 300, 450, 600 і 900 мм, довжиною 400 – 3000 мм: сталеві панельні з конвекційними ребрами типів С11, С22, С33; сталеві панельні з конвекційними ребрами й умонтованим вентиляем типів V11, V22, V33; сталеві панельні без конвекційних ребер типів P11, P22, P33.

Існують радіатори сталеві низькі (70, 140, 210, 280 мм) довжиною 600 – 3000 мм, що можуть використовуватися для встановлення під вікнами, а також у місцях із низькими підвіконними прорізами. Конструкцією радіаторів передбачається послідовне установлення (максимально три радіатори). У цьому асортименті пропонуються наступні радіатори: із овальних сплюснених труб, сталеві, із двобічними конвекційними ребрами RETTIG RATEC K12, K24, K36; із овальних сплюснених труб, сталеві, із одnobічними конвекційними ребрами RETTIG RATEC G11, G22, G34.

Конструкція радіаторів RETTIG PURMO типів С і V: радіатор сталевий у вигляді плити із товщиною стінок 1,25 мм, із конвекційними елементами зі сталевого листа товщиною 0,5 мм; унутрішня різьба 1/2", бокові поверхні закриваються кришками; верхня поверхня закривається решітками; є ручний вентиль для випуску повітря та пробка; кожна плита має ребра з одного боку, фасадна поверхня радіатору без ребер. Тип С має чотири бокові отвори в кожному куті для приєднання до трубопроводів системи опалення. Тип V має умонтований вентиль для установлення термостатичної головки для приєднання до трубопроводів системи опалення, знизу радіатору справа є два отвори на відстані 50 мм одне від одного, окрім цього, є три бокові приєднувальні отвори. Радіатор може установлюватися на підлозі або на стіні.

Конструкція радіаторів RETTIG PURMO типів Р: радіатор сталевий у вигляді плити з товщиною стінок 1,25 мм; плити без ребер, чотири бокові приєднувальні отвори в кожному куті з унутрішньою різьбою 1/2", є вентиль для випуску повітря та пробка. Радіатор може установлюватися на підлозі або на стіні.

Конструкція радіаторів RETTIG PURMO типів К і G: радіатор сталевий у вигляді плити, зі сплюснених сталевих труб, із товщиною стінок 1,5 мм, ребра зі сталевих листів товщиною 0,5 мм, чотири бокові приєднувальні отвори в кожному куті з внутрішньою різьбою 1/2", є вентиль для випуску повітря та пробка. Тип К: зовнішня поверхня труб має ребра, фасадна поверхня має ребра. Тип G: зовнішня поверхня труб крайніх рядів має ребра з одного боку, в трирядному радіаторі середня труба має ребра з двох боків, фасадна поверхня гладка. Радіатор може встановлюватися на підлозі або на стіні.

Кожен радіатор типу Р і С має чотири приєднувальні отвори з внутрішньою різьбою діаметром 1/2" в кожному куті з кінців радіатору.

Радіатор V (VKO) додатково має два приєднувальні патрубкі для приєднання з боку підлоги (тип 11 завжди праворуч, тип 22 і 33 може приєднуватися також і ліворуч, для чого вимагається повернути радіатор). Кожен радіатор має вентиль для видалення повітря і заглушку (тип V – дві заглушки), що дає можливість приєднання за будь-якої схеми системи опалення. Як додаткове обладнання постачаються пластинки для підвішування (для радіаторів завширшки до 1600 мм – 2 штуки, більше 1800 мм – 3 штуки) чи підлогові підставки (стійки), які дають можливість встановлювати радіатор на підлозі, наприклад, поряд із повністю скляною стіною.

Радіатори типу Р не мають ребер, тому підходять для використання у приміщеннях із високими санітарно-гігієнічними вимогами, наприклад, у лікувальних закладах.

У радіатор типу V умонтований корпус термостатичного вентилю (без керуючої голівки), а також ручний вентиль для видалення повітря. Приєднання до системи центрального водяного опалення здійснюється знизу радіатору. За допомогою термостатичного вентилю також може виконуватися попереднє гідравлічне регулювання. До радіатору можна під'єднати додатковий елемент, що дозволяє монтувати радіатори в однотрубній системі опалення. Відстань між вісями вхідного і вихідного патрубків складає 50 мм. Радіатори типу 10, 20, 30, V 22 і V33 не мають приварених пластинок для підвішування.

Деякі технічні характеристики радіаторів RETTIG PURMO наведено в додатках 30 – 38.

## **Практичне заняття № 5. Конструювання систем опалення.**

### **Використання радіаторних термостатичних клапанів**

Конструювання системи водяного опалення виконують за вимогами СНиП 2.04.05-91 У\* або приймають вид системи за типовим проектом. Для розробки пропонуються наступні типи водяних систем опалення: однотрубні з верхньою розвідкою теплоносія; однотрубні з нижньою розвідкою теплоносія та П-подібними стояками; горизонтальні системи опалення (двотрубні або однотрубні). Як джерело теплопостачання можна приймати районну котельню з параметрами теплоносія в зовнішніх теплових мережах 130 – 70°C; якщо в будівлі розташована місцева котельня, то параметри приймають 95 – 70°C або за технічним паспортом котельного обладнання.

Із урахуванням призначення будівлі виконують опис конструктивних особливостей системи опалення заданого типу: місце та спосіб прокладання розвідних магістралей із нахилами труб, стояків, опалювальних приладів; тип запірно-регулюючої та спускної арматури; вирішення видалення повітря за рахунок установлення повітрезбирачів, нахилу труб або повітряних кранів; можливості експлуатаційного регулювання.

Опалювальну систему для кращої гідравлічної ув'язки утрат тиску в циркуляційних кільцях її гілок рекомендується розбити за фасадами (для пофасадного регулювання) і на чотири гілки приблизно однакової довжини. Під час конструювання системи треба ураховувати архітектурні й будівельні особливості. Системи опалення житлових будинків (за утрат теплоти за опалювальний період 1000 ГДж і більше) слід проектувати пофасадними для можливості автоматичного регулювання.

Системи опалення повинні бути здебільшого двотрубними. Двотрубні системи опалення повинні проектуватися з радіаторними термостатичними клапанами (РТК), які встановлюються на підводках до опалювальних приладів із центральними автоматичними регуляторами теплової потужності, які встановлюються в індивідуальних теплових пунктах будівель. У будівлях із двотрубними системами для опалення допоміжних приміщень (санітарних вузлів, сходових кліток, комор) можуть проектуватися однотрубні стояки.

Двотрубні системи опалення в будівлях висотою 48 метрів і більше рекомендується розділяти за вертикаллю на дві чи кілька гідравлічно відокремлених зон із циркуляційним насосом у кожній зоні. Системи опалення рекомендується конструювати з горизонтальними однотрубними гілками для приміщень, у яких розташовується багато опалювальних приладів. Такі гілки повинні проектуватися здебільшого з груповими автоматичними регуляторами теплової потужності.

Однотрубні системи опалення допускається використовувати під час реконструкції будівель, у яких такі системи існували раніше, а в новому будівництві – під час техніко-економічного обґрунтування. Вузли приєднання опалювальних приладів однотрубних систем повинні мати замикаючі ділянки, а на підводках повинна установлюватися регулююча арматура. Допускається під час обґрунтування використовувати в якості регулюючої арматури в однотрубних системах опалення ручні повнопрохідні кульові крани, якщо це передбачено завданням на проектування, погодженим в органах державного архітектурно-будівельного нагляду. Однотрубні системи повинні проектуватися з центральними автоматичними регуляторами теплової потужності.

Системи опалення складаються з джерела теплоти, вузла приготування теплоносія, розвідних трубопроводів, гілок, підводок та опалювальних приладів. Джерело теплоти – місцева котельня чи тепла мережа – проектується відповідно до вимог відповідних нормативних документів. Вузол приготування теплоносія в місцевій котельні розробляється у складі проекту котельні. Проект теплового пункту будівлі за централізованого теплопостачання розробляється за нормами проектування теплових мереж.

Розвідні трубопроводи з'єднують джерело теплоти та вузол приготування теплоносія з гілками системи. Розвідки можуть бути горизонтальними чи вертикальними. Горизонтальна розвідка може бути верхньою, нижньою чи змішаною. За верхньою розвідкою, яка використовується зазвичай за теплопостачання від дахової котельні, подавальний і зворотній трубопроводи прокладаються здебільшого горищем будівлі. За нижньої розвідки обидва трубопроводи прокладаються у підвалі, а за його відсутності – у цокольному чи

першому поверху. За змішаної розвідки один із розвідних трубопроводів прокладається горищем, а другий – підвалом. Вертикальні розвідки зазвичай використовують у громадських будівлях, а також у житлових домах, обладнаних квартирними системами опалення. Розвідки трубопроводів із попутним рухом води конструюються таким чином, щоб протяжність циркуляційних кілець через усі гілки системи була однаковою.

У багатоповерхових будівлях із вертикальними двотрубними системами опалення повинна проектуватися переважно нижня розвідка магістралей, а за теплопостачання від дахової котельні – верхня (горищем) розвідка подавального та зворотного трубопроводів. Змішана розвідка магістральних трубопроводів (одна труба на горищі, друга – у підвалі) не рекомендована через неможливість установлення на стояках регуляторів перепаду тиску.

Гілки трубопроводів з'єднують розвідні трубопроводи з підведеннями до опалювальних приладів. За розташуванням у просторі гілки можуть бути вертикальними чи горизонтальними. Вертикальні гілки прийнято називати стояками. За способом з'єднання підведень гілки можуть бути однострубними чи двотрубними. У місцях підключення гілок до розвідних трубопроводів повинна установлюватися запірна арматура. Рекомендується використовувати здебільшого вентилі з отворами для зливання води чи випускання повітря. За відсутності таких вентилів слід передбачати трійники з кранами.

Місця приєднання стояків до розвідних трубопроводів повинні розташовуватися на відстані не менше 1 метра від вісі стояка для того, щоб послабити зусилля, викликані температурними подовженнями трубопроводів. Стояки та прямолінійні горизонтальні гілки довжиною 48 метрів і більше повинні проектуватися з компенсаторами усередині стояка. У верхній точці стояків систем опалення з нижньою розводкою повинні установлюватися автоматичні відвідники повітря.

У житлових будинках рекомендується проектувати квартирні системи опалення з горизонтальними двотрубними гілками трубопроводів, які прокладаються в підлозі чи плінтусами. У випадку, якщо в житловому будинку не передбачено установлення приладів квартирної обліку споживання теплоти системою опалення, рекомендовано проектувати вертикальні двотрубні



системи опалення. Підводки з'єднують опалювальні прилади з гілками (стояками). На підводках до опалювальних приладів двотрубних систем опалення повинна установлюватися арматура.

Приклади приєднання опалювальних приладів до гілок і розвідних трубопроводів наведені на рис. 1 – 6. Наведені на рисунках приклади не вичерпують усієї кількості можливих конфігурацій систем опалення, але вони охоплюють найбільш розповсюджені комбінації розвідних трубопроводів, гілок і підводок.

Система опалення з горизонтальною верхньою розводкою і вертикальними двотрубними стояками (рис. 1) може використовуватися в будівлі з даховою котельнею за наявності горища. Для можливості зливу води зі стояків під час ремонту у їхній нижній частині повинні встановлюватися спускні вентиля. Перед кожним опалювальним приладом установлюють РТК. На стояках показана ручна відключаюча арматура з отвором, через який зі стояка можна випускати воду чи повітря. Система опалення зі змішаною горизонтальною розводкою, вертикальними однострубними стояками (рис. 2) використовується в будівлі з горищем і підвалом у тих випадках, коли високі вимоги до рівня теплового комфорту не висуваються, а обмежений у ресурсах замовник виконав необхідні обґрунтування й отримав дозвіл на використання однострубною системи опалення без РТК. Систему опалення з вертикальною розводкою і двотрубними горизонтальними гілками (рис. 3) рекомендується використовувати там, де немає технічних поверхів для прокладання розвідних трубопроводів. Якщо у приміщеннях немає балконів, горизонтальні гілки зручно прокласти вздовж зовнішньої стіни на рівні плінтуса чи всередині спеціального декоративного плінтуса. Там, де є балкони, горизонтальну гілку прокладають у підлозі. Системи опалення з нижньою розводкою і вертикальними двотрубними стояками (рис. 4) використовуються в будівлях, де немає горища, а вимоги до рівня теплового комфорту достатньо значні. Тому РТК установлюють у кожному опалювальному приладі, крім того, на стояках установлюють регулятори перепаду тиску, які сприяють більш ефективній роботі РТК. Система опалення з перекиненою змішаною розвідкою (рис. 5) може використовуватися за відсутності можливості добре теплоізолювати

головний стояк для запобігання надмірних теплових утрат. В однотрубних системах перекинена циркуляція сприяє також більш рівномірному розміщенню секцій опалювальних приладів на різних поверхах одного стояка. Систему опалення з вертикальною розводкою й однотрубними горизонтальними гілками з груповим автоматичним регулюванням (рис. 6) рекомендується використовувати в будівлях з великими приміщеннями, у кожному з яких встановлено декілька опалювальних приладів.

Опалювальні прилади повинні проектуватися з радіаторними термостатичними клапанами (РТК). РТК допускається не встановлювати: у допоміжних приміщеннях житлових і громадських будівель (коридорах, сходових клітках, санітарних вузлах, коморах, гардеробних та інших приміщеннях), у яких люди перебувають не постійно; на підводці до одного з опалювальних приладів за умови, що на другому, що встановлений у тому ж приміщенні, такому ж чи більшому за потужністю приладі передбачено встановлення РТК; на підводках до опалювальних приладів однотрубних гілок (стояків) систем опалення; у приміщеннях, у яких температура автоматично підтримується приладами, відмінними від РТК, наприклад, регуляторами місцевих кондиціонерів.

У названих випадках замість РТК повинен встановлюватися ручний клапан із можливістю гідравлічного настроювання. У тих випадках, коли в одному приміщенні встановлено три й більше опалювальних прилади, приєднаних до однієї гілки трубопроводів, замість РТК рекомендується встановлювати регулюючий клапан на групу опалювальних приладів.

Двотрубні системи опалення з РТК за залежного приєднання до теплової мережі повинні проектуватися з циркуляційним насосом. Використання водострумних насосів (елеваторів) із нерегульованим соплом у таких системах не припускається. РТК повинні добиратися за гідравлічною характеристикою, яка відповідає зоні пропорційності 2К. На подавальній підводці до опалювального приладу двотрубної системи опалення будівлі, у якій встановлено 15 і більше опалювальних приладів із РТК, повинні встановлюватися термостатичні клапани з пристроями для індивідуального гідравлічного настроювання. На подавальній підводці до опалювального

приладу двотрубної системи опалення невеликої будівлі, у якій загальна кількість опалювальних приладів з РТК не перевищує 15, допускається установлювати термостатичні клапани, що не мають пристроїв для індивідуального гідравлічного настроювання.

У проектах систем опалення необхідно фіксувати розрахункове (проектне) положення попереднього налаштування РТК, яке повинне реалізовуватися у процесі наладки системи опалення. Правильність попереднього налаштування має перевірятися інженерно-технічним персоналом. Необхідність проведення в системі опалення заходів із попереднього налаштування може виключатися за використання модифікації РТК із фіксованим у заводських умовах значенням  $k_v$ . При цьому слід урахувати, що помилка гідравлічного розрахунку обумовить необхідність заміни РТК безпосередньо під час монтування системи. Під час вибору типу РТК слід надавати перевагу тим модифікаціям, у яких попереднє налаштування і регулювання поєднано в одному пристрої. Не рекомендується установлювати на зворотній підводці опалювального приладу спеціальні клапани для ручного попереднього налаштування, якщо на подавальній підводці установлюється РТК. Клапани з ручним попереднім налаштуванням повинні застосовуватися на зворотних підводках опалювальних приладів двотрубних гілок, якщо на їхніх подавальних підводках установлюється ручна відключаюча арматура (наприклад, у санітарних вузлах). Двотрубні стояки систем опалення з нижньою і верхньою розводкою, до яких приєднано більше 10 опалювальних приладів із РТК, рекомендується проектувати з регуляторами перепаду тиску. Регулятори перепаду тиску повинні також установлюватися на двотрубних стояках за необхідності зменшення наявного тиску на термостатичних клапанах до значення меншого 25 кПа. Горизонтальні гілки систем опалення будівель висотою 36 метрів і більше рекомендується приєднувати до розвідних трубопроводів із установленням регуляторів перепаду тиску незалежно від кількості приєднаних до гілки опалювальних приладів. Однотрубні стояки (гілки) систем опалення будівель, у яких переважно використовуються двотрубні стояки з установленими на підводках РТК, рекомендується проектувати з регуляторами витрат. Двотрубні й однотрубні стояки (гілки), до

яких приєднано від 5 до 10 опалювальних приладів, а також стояки з кількістю опалювальних приладів 11 і більше, якщо на них не передбачене установлення регуляторів перепаду тисків, рекомендується проектувати з ручними балансувальними клапанами.

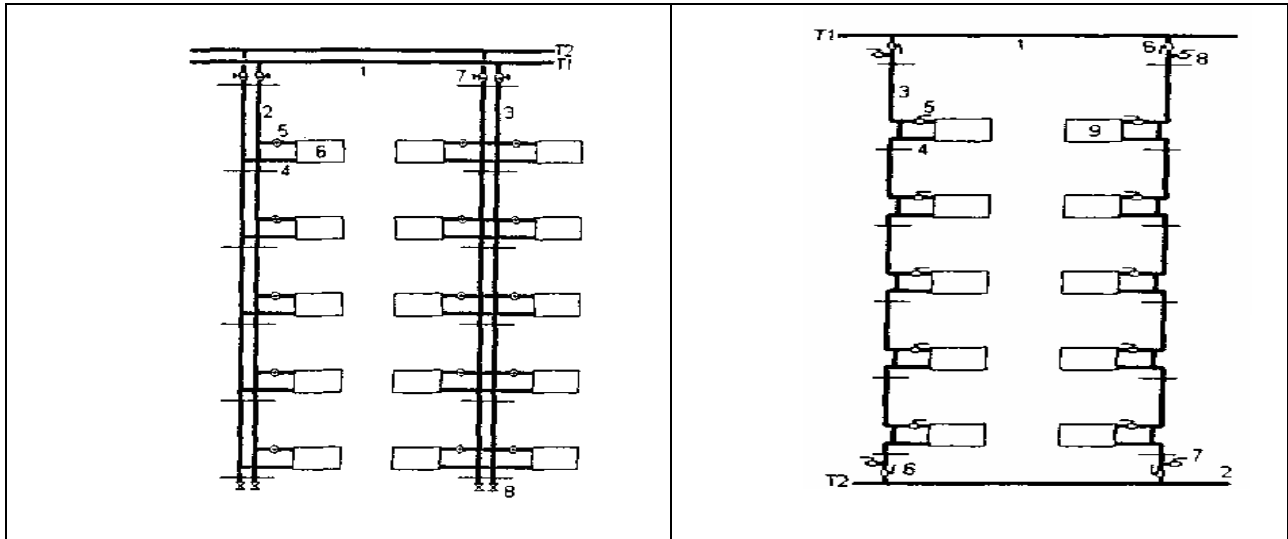


Рис. 1. – Схема фрагменту системи опалення з горизонтальною верхньою розвідкою, вертикальними двотрубними гілками (стояками) із однобічним (ліворуч) і двобічним приєднанням радіаторів: 1 – трубопроводи верхньої розвідки; 2, 3 – вертикальна двотрубна гілка (стояк); 4 – підводка; 5 – радіаторний термостатичний клапан (РТК); 6 – опалювальний прилад; 7 – запірний вентиль із отвором для випуску води; 8 – спускний вентиль.

Рис. 2. – Схема фрагменту системи опалення зі змішаною горизонтальною розвідкою, вертикальними однострубними гілками (стояками) з однобічним приєднанням радіаторів: 1, 2 – трубопроводи змішаної розвідки; 3 – однострубний стояк; 4 – підводка; 5 – радіаторний кульовий кран; 6 – відключаючий кульовий кран на стояку; 7 – спускний кран; 8 – повітряний кран; 9 – опалювальний прилад.

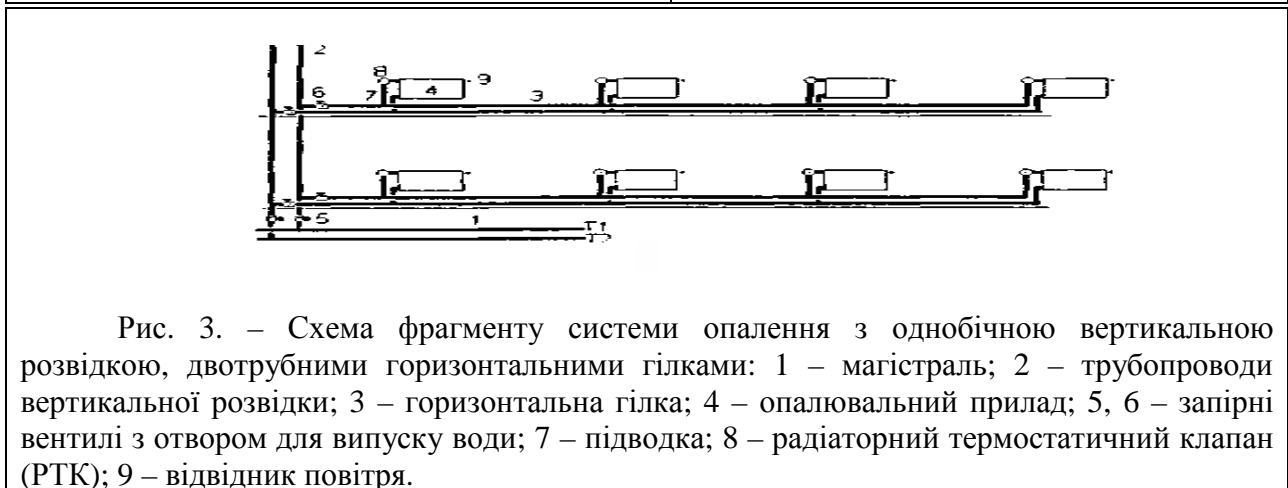


Рис. 3. – Схема фрагменту системи опалення з однобічною вертикальною розвідкою, двотрубними горизонтальними гілками: 1 – магістраль; 2 – трубопроводи вертикальної розвідки; 3 – горизонтальна гілка; 4 – опалювальний прилад; 5, 6 – запірні вентилі з отвором для випуску води; 7 – підводка; 8 – радіаторний термостатичний клапан (РТК); 9 – відвідник повітря.

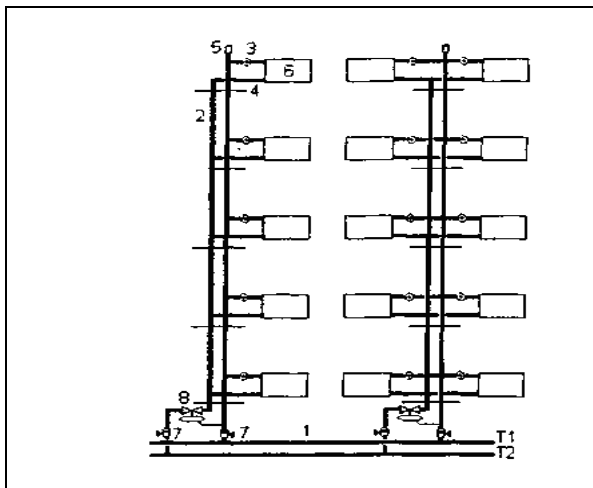


Рис. 4. – Схема фрагменту системи опалення з нижньою розвідкою, вертикальними двотрубними стояками з однобічним (ліворуч) і двобічним приєднанням радіаторів: 1 – трубопроводи нижньої розвідки; 2 – двотрубні стояки; 3 – радіаторний терmostатичний клапан (РТК); 4 – підводка; 5 – повітряний автоматичний клапан; 6 – опалювальний прилад; 7 – запірний вентиль із отвором для випуску води; 8 – регулятор перепаду тиску.

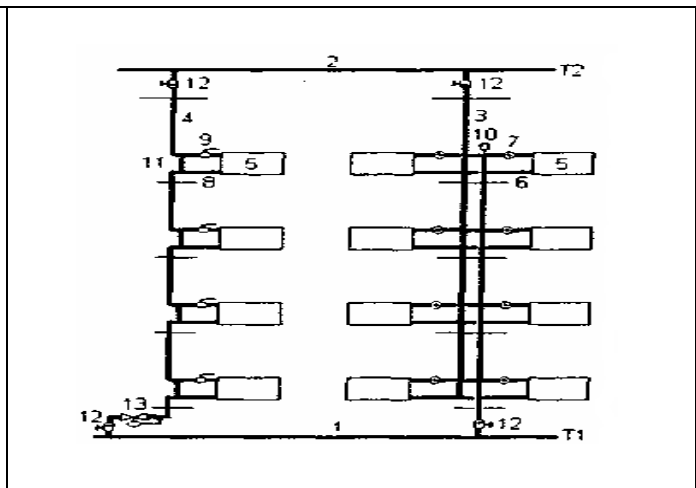


Рис. 5. – Схема фрагменту системи опалення з перекиненою змішаною розвідкою, вертикальними одно- і двотрубними стояками з однострубним стояком, що регулюється: 1, 2 – трубопроводи змішаної розвідки; 3 – двотрубний стояк; 4 – однострубний стояк (наприклад, для коридорів); 5 – опалювальний прилад; 6, 8 – підводка; 7 – радіаторний терmostатичний клапан (РТК); 9 – кульовий клапан; 10 – повітряний автоматичний клапан; 11 – замикаюча ділянка; 12 – запірний вентиль із отвором для випуску води; 13 – регулятор незмінності витрати.

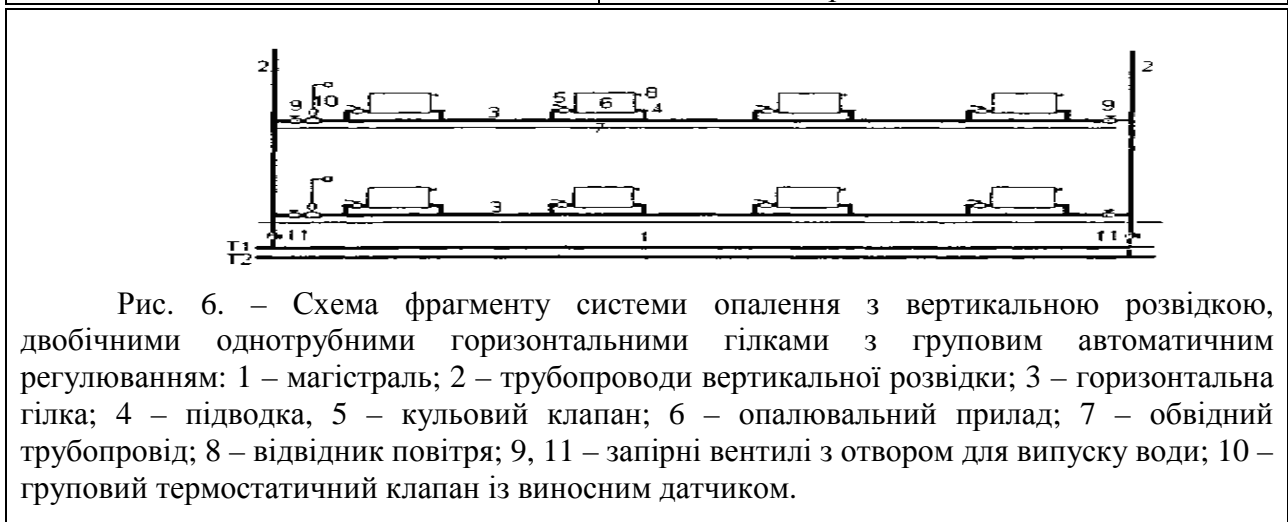


Рис. 6. – Схема фрагменту системи опалення з вертикальною розвідкою, двобічними однострубними горизонтальними гілками з груповим автоматичним регулюванням: 1 – магістраль; 2 – трубопроводи вертикальної розвідки; 3 – горизонтальна гілка; 4 – підводка, 5 – кульовий клапан; 6 – опалювальний прилад; 7 – обвідний трубопровід; 8 – відвідник повітря; 9, 11 – запірні вентиля з отвором для випуску води; 10 – груповий терmostатичний клапан із виносним датчиком.

## Практичне заняття № 6. Тепловий розрахунок систем водяного опалення

Тепловий розрахунок систем водяного опалення полягає у визначенні типу та кількості елементів чи площі опалювальних приладів, забезпечуючи подавання до приміщення розрахункового теплового потоку за розрахункових кількостей і температур теплоносія для компенсації теплових утрат

приміщеннями. У системах водяного опалення розрахункова теплова потреба приміщення  $Q_1$  компенсується через тепловий потік, який подається до приміщення через опалювальні прилади  $Q_{\text{ПР}}$  і частково через відкрито прокладені в межах приміщення труби  $Q_{\text{ТР}}$ , за якими теплоносії із джерела теплоти транспортується до опалювальних приладів системи. Ця сумарна тепловіддача у приміщення, визначена розрахунком теплових утрат через огорожувальні конструкції, є тепловим навантаженням опалювального приладу.

Розрахунок опалювальних приладів проводять у наступній послідовності: викреслюють схему стояка системи опалення з приладами; на всіх приладах указують теплові потоки  $Q_{\text{ПР}}$ , Вт, (теплові утрати).

Розрахункове теплове навантаження опалювального приладу в приміщенні, що обігрівається,  $Q_{\text{ПР}}$ , кВт, визначається за формулою:

$$Q_{\text{ПР}} = (Q_1 - 0,9 \cdot Q_{\text{ТР}}) \cdot K_{\text{РТК}},$$

де  $Q_1$  – утрати теплоти приміщенням, кВт;  $Q_{\text{ТР}}$  – тепловий потік, кВт, від трубопроводів (стояка, гілки, підводок), до яких безпосередньо приєднаний прилад, відкрито прокладених у приміщенні, для якого розраховується опалювальний прилад;  $K_{\text{РТК}}$  – коефіцієнт, що ураховує установлення РТК.

Теплова потужність опалювального приладу з РТК розраховується за значення  $K_{\text{РТК}} = 1,1$ ; за відсутності РТК  $K_{\text{РТК}} = 1,0$ .

Опалювальний прилад характеризується визначеною площею нагрівальної поверхні  $A_{\text{ПР}}$ , м<sup>2</sup>, що розраховується відповідно до потрібної тепловіддачі приладу. Для забезпечення необхідної тепловіддачі до приладу треба подати кількість теплоносія в одиницю часу  $G_{\text{П}}$ , кг/год, що називається витратою теплоносія:  $G_{\text{П}} = Q_{\text{Т}} / (c \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}))$ , де  $Q_{\text{Т}}$  – тепловий потік від теплоносія, Вт;  $c$  – питома теплоємність води, що дорівнює 4,187 Дж/(кг·°С);  $t_{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{вих}}$  – температури води на вході й виході з опалювального приладу, °С.

Кількість  $n$  модулів (секцій, ділянок) опалювального приладу, відкрито установлених у приміщенні з тепловими утратами  $Q_1$ , кВт, визначається за формулою:  $n = Q_{\text{ПР}} / [q_m \cdot (\Theta_{\text{Р}} / \Theta_{\text{СТ}})^m \cdot (G_{\text{Р}} / G_{\text{СТ}})^p]$ , де  $q_m$  – номінальний тепловий

потік, кВт, одного модуля опалювального приладу за стандартних для даного приладу значеннях  $\Theta_{CT}$  і  $G_{CT}$ , указаних у каталогах (додатки 39, 40);  $\Theta_P$ ,  $\Theta_{CT}$  – розрахунковий і стандартний температурні напори, °С, на поверхні опалювального приладу;  $G_P$ ,  $G_{CT}$  – розрахункова та стандартна витрати води через опалювальний прилад;  $m$ ,  $p$  – показники ступеня, величини яких указуються в каталогах.

Важливим показником, що визначає температуру опалювального приладу в умовах експлуатації, є температурний напір  $\Theta_P$ , який відбиває різницю середньої температури приладу (середню температуру теплоносія в приладі)  $t_{cp}$  і температури повітря у приміщенні  $t_{BH}$ , де встановлено опалювальний прилад.

Тобто  $\Theta_P$ ,  $\Theta_{CT} = t_{cp} - t_{BH} = 0,5 \cdot (t_{вх} + t_{вих}) - t_{BH}$ , де  $t_{вх}$ ,  $t_{вих}$  – температури води на вході й виході з опалювального приладу,  $t_{BH}$  – розрахункова температура внутрішнього повітря, °С.

Тепловий потік від теплоносія (води) передається через стінку приладу до приміщення. Інтенсивність теплопередачі характеризується коефіцієнтом теплопередачі  $k_{ПР}$ , що означає щільність теплового потоку на зовнішній поверхні стінки, що передається через одиницю площі зовнішньої поверхні, віднесеного до різниці температур теплоносія та повітря, розділених стінкою.

Коефіцієнт теплопередачі приладу  $k_{ПР}$ , Вт/(м<sup>2</sup>•°С) дорівнює величині, зворотній опору теплопередачі  $R_{ПР}$  від теплоносія через стінку приладу до приміщення. Значення коефіцієнта теплопередачі  $k_{ПР}$  змінюється залежно від конструктивних особливостей приладу.

У загальному випадку середню температуру опалювального приладу можна відобразити через температури води на вході і виході з нього. Температура води на вході і виході з опалювального приладу, отже, і середня температура, значною мірою залежать від виду систем опалення, способів установлення опалювального приладу і його приєднання до трубопроводу. Опалювальні прилади, приєднані паралельно до двотрубного стояка, забезпечуються водою з температурою, відмінною від температури у подавальній магістралі на сумарне зниження температури води на ділянках

подавального стояка від магістралі до опалювального приладу, що розраховується. В однотрубних проточних і проточно-регульованих стояках вода повністю й послідовно проходить через усі приєднані до стояка опалювальні прилади, поступово охолоджуючись від приладу до приладу. Для однотрубних систем опалення, коли прилади з'єднані послідовно, відома температура теплоносія, яка входить у прилад  $t_{вх}$ , а температура води, яка виходить із нього  $t_{вих}$ , залежать від витрати води в приладі  $G_p$ .

Середню температуру теплоносія відбивають через теплове навантаження приладу:  $t_{cp} = t_{вх} - 0,5 \cdot Q_{ГП} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 / (c \cdot G_p)$ ,

де  $Q_{ГП}$  – теплове навантаження приладу, Вт;  $\beta_1$  – поправочний коефіцієнт, що ураховує теплопередачу через додаткову площу приладів, прийнятих до установлення; для радіаторів і конвекторів  $\beta_1 = 1,03 - 1,08$ ;  $\beta_2$  – поправочний коефіцієнт, що ураховує додаткові тепловтрати внаслідок установлення приладів біля зовнішніх стін; для конвекторів типу КН  $\beta_2 = 1,02$ ; типу КА  $\beta_2 = 1,03$ ; панельного радіатора  $\beta_2 = 1,04$ .

Використання коефіцієнту теплопередачі,  $k_{ГП}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С) для розрахунку площі поверхні опалювальних приладів висуває низку вимог до розрахунку, перед усім через їхні конструктивні особливості. На практиці для спрощення розрахунків площу опалювального приладу визначають із урахуванням усіх факторів через щільність теплового потоку опалювального приладу. Для цього використовують так звану номінальну щільність теплового потоку  $q_m$ , Вт/м<sup>2</sup>, яку отримують шляхом теплових випробувань опалювального приладу для стандартних умов роботи в системі водяного опалення, коли середня різниця температур  $\Theta_p = 70^\circ\text{C}$ , витрата води у приладі 360 кг/год, а атмосферний тиск 101,3 кПа (додаток 41).

Теплове навантаження опалювального приладу  $Q_{ГП}$ , Вт, пропорційне тепловому потоку, приведену до розрахункових умов за його дійсною площею нагріву:  $Q_{ГП} = 70 \cdot k_{нy} \cdot A_{п} \cdot \phi_k = q \cdot \phi_k$ ,

де  $q$  – номінальний умовний тепловий потік приладу, Вт;



$\varphi_k$  – комплексний коефіцієнт приведення  $q$  до розрахункових умов:  $\varphi_k = (\Theta_P/70)^{1+n} \cdot (G_P/360)^p \cdot b \cdot \psi \cdot c$ , де  $b$  – коефіцієнт обліку атмосферного тиску в даній місцевості за тиску  $P = 101,3$  кПа (760 мм.рт.ст.), приймаємо  $b = 1$ ;  $\psi$  – коефіцієнт обліку напрямку руху теплоносія у приладі, приймаємо  $\psi = 0,9$ ;  $n$ ,  $p$  та  $c$  – експериментальні показники (додаток 42).

У конкретних умовах роботи опалювального приладу, відмінних від стандартних умов, якщо номінальний тепловий потік приладу, із урахуванням схеми його підключення до стояка відомий, використовуючи значення  $q_m$ , можна визначити розрахункову щільність теплового потоку приладу  $q_{np}$  (Вт/м<sup>2</sup>) за формулою:  $q_{np} = q_m \cdot (\Theta_P/70)^{1+n} \cdot (G_P/360)^p$ .

Для однотрубних систем водяного опалення потрібну площу нагрівальної поверхні приладу визначаємо за формулою  $A_{ПР} = Q_{ПР}/(q \cdot \varphi_k)$ , м<sup>2</sup>.

Розрахункову площу опалювальних приладів, м<sup>2</sup> знаходимо за формулою:  $A_p = (A_{ПР} \cdot \beta_4) / b$ , де  $\beta_4$  – коефіцієнт обліку способу установлення приладу, за відкритого встановлення  $\beta_4 = 1$ .

Для чавунних секційних радіаторів мінімальна кількість секцій, штук, дорівнює:  $N = A_p / (f \cdot \beta_3)$ , де  $f$  – площа нагрівальної поверхні однієї секції заданого типу, м<sup>2</sup>,  $\beta_3$  – коефіцієнт обліку кількості секцій у приладі, дорівнює за кількості секцій до 15 штук – 1; від 16 до 20 приймають 0,98.

Кількість елементів конвекторів визначаємо наступним чином:

$N = A_p / (f_1 \cdot n)$ , де  $n$  – кількість ярусів і рядків елементів;  $f_1$  – площа одного елемента конвектора прийнятої довжини, м<sup>2</sup>, приймають за додатком 39.

Номенклатура й технічна характеристика опалювальних приладів наведена в додатках 24 – 40.

Розрахунковий температурний напір  $\Theta_P, ^\circ\text{C}$  на поверхні опалювального приладу однотрубною системи опалення можна визначити за формулою:

$$\Theta_P = t_{\text{вх}} - [(\Sigma Q_1 + 0,5 \cdot Q_{\text{ПР}} / \alpha) / (c \cdot G_{\text{СТ}})] - t_{\text{вн}},$$

де  $t_{\text{вх}}$  – розрахункова температура,  $^\circ\text{C}$  у подавальному трубопроводі системи опалення (рекомендується приймати з урахуванням температур теплоносія в джерелі теплоти, не перевищуючи граничних значень,

установлених СНиП 2 04.05.);  $\Sigma Q_1$  – сума втрат теплоти, кВт приміщеннями, що обігріваються опалювальними приладами, установленими на однотрубній гілці (стояку) до приладу, який розраховується;  $Q_{\text{ПР}}$  – теплова потужність, кВт, опалювального приладу, який розраховується;  $G_{\text{СТ}}$  – витрата води, кг/с, в однотрубній гілці (стояку);  $\alpha$  – коефіцієнт затікання, який за встановлення повнопрохідних кульових кранів на підводках до опалювальних приладів рекомендується приймати за розрахунковими даними;  $t_{\text{ВН}}$  – розрахункова температура, °С у внутрішнього повітря.

Розрахунковий температурний напір  $\Theta_p$ , °С на поверхні опалювального приладу двотрубною системою опалення визначається з урахуванням охолодження води у відкрито прокладених транзитних подавальних трубопроводах за формулою:  $\Theta_p = 0,5 \cdot (t_{\text{ВХ}} + t_{\text{ВИХ}}) - \Delta t_{\text{ОСТ}} - t_{\text{ВН}}$ ,

де  $t_{\text{ВХ}}$ ,  $t_{\text{ВИХ}}$  – розрахункові температури води, °С, у подавальному та зворотному трубопроводах системи опалення;  $t_{\text{ВН}}$  – розрахункова температура, °С у внутрішнього повітря;

$\Delta t_{\text{ОСТ}}$  – зниження температури води на 1 метр довжини подавального трубопроводу системи водяного опалення зі штучною циркуляцією, °С, яке визначається за формулою:  $\Delta t_{\text{ОСТ}} = k \cdot \varphi \cdot (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВН}}) \cdot \pi \cdot \Sigma [D_{\text{дїл}} \cdot L_{\text{дїл}} / (10^3 \cdot c \cdot G_{\text{дїл}})]$ ,

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), через поверхню відкрито прокладеного трубопроводу, приймається рівним 11 для вертикальних і 13 для горизонтальних трубопроводів;  $\varphi$  – коефіцієнт, що враховує змінення теплового потоку через поверхню трубопроводу за потайної прокладки в шарі утеплювачу чи бетону, а також у тепловій ізоляції;  $D_{\text{дїл}}$ ,  $L_{\text{дїл}}$  – зовнішній діаметр і довжина, м, транзитних ділянок трубопроводу, що подає теплоносій до опалювального приладу, який розраховується;  $c$  – питома теплоємність води,  $c = 4,187$  кДж/(кг·°С);  $G_{\text{дїл}}$  – витрата води, кг/с, на транзитній ділянці.

Для відкрито прокладеного стояка ДУ20 двотрубною системою опалення з розрахунковими температурами теплоносія 90 – 70°С при висоті поверху 3 метри й однобічним приєднанням опалювального приладу середньою тепловою

потужністю 1 кВт величину  $\Delta t_{\text{ост}}$  рекомендується приймати за додатком 43, рахуючи поверхи від подавальної магістралі.

$Q_{\text{тр}} = q_{\text{верт}} \cdot L_{\text{верт}} + q_{\text{гор}} \cdot L_{\text{гор}}$ , де  $q_{\text{верт}}$  та  $q_{\text{гор}}$  – тепловіддача 1 метра вертикальних і горизонтальних труб, Вт/м (додаток 44);  $L_{\text{верт}}$  та  $L_{\text{гор}}$  – довжина вертикальних і горизонтальних труб у межах приміщення, метрів.

#### Приклад. Тепловий розрахунок чавунного радіатора

Визначити кількість секцій чавунного радіатора типу М-140А. Радіатор установлений на верхньому поверсі біля зовнішньої стіни відкрито, без ніші, під підвіконням на відстані від нього 40 мм. Висота приміщення 2,7 метри. Тепловтрати приміщення  $Q_1 = 1410$  Вт; температура повітря у приміщенні  $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$ . Радіатор підключено до однотрубного проточно-регулюємого стояка, ДУ20 з краном КРТ на підводці довжиною 0,4 метри системи водяного опалення з верхньою розводкою (напрямок руху теплоносія – «зверху-донизу») за температури теплоносія  $t_t = 95^\circ\text{C}$ . Витрата теплоносія  $G_{\text{ст}} = 300$  кг/год. Вода в подавальній магістралі системи опалення охолоджується до даного стояка на  $2^\circ\text{C}$  ( $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ ).

Тепловий розрахунок опалювальних приладів міститься у визначенні площі зовнішньої нагрівальної поверхні кожного приладу, що забезпечує необхідний тепловий потік від теплоносія до приміщення. Розрахунок проводиться при температурі теплоносія, встановленої для умов вибору теплової потужності приладу. Для теплоносія води приймається максимальна середня температура води у приладі, яка пов'язана з її витратою.

Визначаємо середню температуру води у приладі за формулою для однотрубних систем водяного опалення, де прилади з'єднані послідовно:

$t_{\text{ср}} = t_{\text{вх}} - ((0,5 \cdot Q_1 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2) / (c \cdot G))$ , де:  $Q_1$  – теплова потреба приміщення (теплова потужність опалювального приладу);  $\beta_1$  – поправочний коефіцієнт, що ураховує передачу теплоти через додаткову площу (більше розрахункової) приладів, прийнятих до встановлення, для радіаторів і конвекторів  $\beta_1 = 1,03 - 1,08$ ;  $\beta_2$  – поправочний коефіцієнт, що враховує додаткові утрати теплоти внаслідок розміщення опалювальних приладів біля зовнішніх

огорожень, під час встановлення біля зовнішньої стіни без ніші секційного радіатора  $\beta_2 = 1,02$ ;  $c$  – питома масова теплоємність води,  $c = 4,187$  кДж/(кг·°C);  $G$  – витрата теплоносія, якщо він виражений в кг/год, то в чисельник до формули вводять множник «3,6» для переведення Вт в кДж/год.

$t_{\text{вх}}$  – температура теплоносія на вході до опалювального приладу.

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{г}} - \Delta t; \quad \Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}$$

Розрахункова щільність теплового потоку приладу,  $q_{\text{пр}}$ , Вт/м<sup>2</sup>, у конкретних умовах його роботи в системі опалення для теплоносія води визначається за формулою:  $q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}} \cdot (\Delta t_{\text{ср}}/70)^{1+n} \cdot (G/360)^p$ , де  $q_{\text{ном}}$  – номінальна щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup> для конкретних типів опалювальних приладів. Для секційних чавунних радіаторів типу М-140А:  $q_{\text{ном}} = 595$  Вт/м<sup>2</sup>;  $n$  і  $p$  – значення експериментальних числових показників, наведених у довідковій літературі; для секційних чавунних радіаторів  $n \approx 0,3$ ;  $p \approx 1,1$ .

Тепловіддача вертикальних і горизонтальних трубопроводів ДУ20 в межах приміщення визначається приблизно за формулою  $Q_{\text{тр}} = q_{\text{верт}} \cdot l_{\text{верт}} + q_{\text{гор}} \cdot l_{\text{гор}}$  із використанням таблиць у довідковій літературі, де наведені значення  $q_{\text{верт}}$  і  $q_{\text{гор}}$  – тепловіддача 1 метра відповідно вертикально та горизонтально прокладених труб, виходячи з їхнього діаметру й перепаду температур між теплоносієм і повітрям у приміщенні. Приймаємо  $q_{\text{верт}} = 93$  Вт/м;  $q_{\text{гор}} = 115$  Вт/м.

Довжина вертикальних трубопроводів  $l_{\text{верт}} = L_{\text{вп}} - L_{\text{пп}}$ , де  $L_{\text{вп}}$  – висота приміщення, м;  $L_{\text{пп}}$  – висота приєднання стояка до опалювального приладу від підлоги;  $L_{\text{пп}} = 0,5$  метри.

Довжина горизонтальних трубопроводів  $l_{\text{гор}} = 2 \cdot l_{\text{підводки}}$

Розрахункову площу радіатора, м<sup>2</sup>, знаходимо за формулою:  $A_{\text{р}} = Q_{\text{пр}}/q_{\text{пр}}$ , де  $Q_{\text{пр}}$  – необхідна віддача теплоти приладу до приміщення.

$Q_{\text{пр}} = Q_1 - \beta_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{тр}}$ , де  $Q_1$  – теплові втрати приміщення;  $Q_{\text{тр}}$  – сумарна віддача теплоти прокладених у межах приміщення вертикальних і горизонтальних трубопроводів системи опалення (стояка, підводок, а також транзитного теплопроводу, якщо він є у приміщенні);  $\beta_{\text{тр}}$  – поправочний коефіцієнт, що враховує долю віддачі теплоти трубопроводів системи

опалення, корисну для підтримання заданої температури повітря у приміщенні; за відкритого прокладання трубопроводів  $\beta_{\text{тр}} = 0,9$ .

Розрахункова кількість секцій чавунного радіатора типу М-140А визначається за формулою  $N = A_p \cdot \beta_4 / a_1 \cdot \beta_3$ , де  $a_1$  – площа однієї секції радіатора, прийнятого до встановлення у приміщенні,  $a_1 = 0,254 \text{ м}^2$  для типу радіатора М-140А;  $\beta_3$  – поправочний коефіцієнт, що враховує кількість секцій в одному радіаторі ( $\beta_3 = 1$  при  $A_p = 2 \text{ м}^2$ ); для радіаторів типу М-140А визначається за формулою:  $\beta_3 = 0,97 + (0,06/A_p)$ .

Чавунні радіатори проходять теплові випробування за площі зовнішньої поверхні приладу приблизно  $2 \text{ м}^2$ , тобто у складі 7 – 8 секцій, тому отримане значення коефіцієнту віддачі теплоти приладу слушне тільки для радіаторів лише таких розмірів. За меншої кількості секцій коефіцієнт віддачі теплоти відносно збільшується завдяки впливу посиленого теплового потоку крайніх секцій, торці яких опиняються вільними для теплообміну випромінюванням із приміщенням, тому розміри радіатора можуть трохи зменшуватися. За більшої кількості секцій вплив крайніх секцій на коефіцієнт віддачі теплоти трохи зменшують, і розміри радіатора повинні трохи збільшуватися.

$\beta_4$  – поправочний коефіцієнт, що враховує спосіб установаження радіатора у приміщенні;  $\beta_4 = 1$  якщо опалювальний прилад знаходиться у спеціальному укритті;  $\beta_4 = 1,05$  – якщо у глибокій ніші чи розташований у два яруси;  $\beta_4 = 1,12$  – якщо у декоративній шафі;  $\beta_4 = 0,9$  – якщо за щитом.

Розрахункова кількість секцій рідко виходить цілою. Під час вибору цілої кількості допускається зменшення розрахункової площі  $A_p$  не більше 5%, але не більше на  $0,1 \text{ м}^2$ . Здебільшого до установаження приймають найближчу більшу кількість секцій. Якщо в зовнішній стіні є підвіконна ніша, то довжина радіатора повинна бути менше довжини ніші хоча б на 400 мм за прямої підводки труб. Зайві секції виділяють у самостійний опалювальний прилад.

#### Тепловий розрахунок конвектору

Приклад. Конвектори опалювальні сталеві настінні типу «Комфорт-20» чи «Універсал-20» призначені для систем центрального водяного опалення

житлових, громадських і промислових будівель за температури теплоносія до  $150^{\circ}\text{C}$  і робочим надлишковим тиском до  $1,0\text{ МПа}$  ( $10\text{ кгс/см}^2$ ).

Визначити марку відкрито встановленого настінного конвектора з кожухом типу КН-20 «Універсал-20» малої глибини. Дані: висота приміщення –  $2,75\text{ м}$ ; теплові втрати приміщення  $Q_{\text{п}} = 1500\text{ Вт}$ ;  $t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{г}} = 105^{\circ}\text{C}$ . Діаметр опалювального стояка ДУ20; витрата теплоносія  $G_{\text{ст}} = 300\text{ кг/год}$ ; падіння температури теплоносія до приладу не враховуємо.

Середня температура води у приладі:  $t_{\text{ср}} = 105 - 0,5 \cdot 1500 \cdot 1,04 \cdot 1,02 \cdot 3,6 / (4,187 \cdot 300) = 102,7^{\circ}\text{C}$ . Номінальна щільність теплового потоку для конвектору «Універсал-20» складає  $357\text{ Вт/м}^2$ . У нашому випадку  $\Delta t_{\text{ср}} = 101,6 - 18 = 83,6^{\circ}\text{C}$ , тобто більше  $70^{\circ}\text{C}$  та  $G_{\text{п}} = 300\text{ кг/год}$  менше  $360\text{ кг/год}$ . Тому перераховуємо значення щільності теплового потоку конвектору:  $q_{\text{п}} = 357 \cdot (83,6/70)^{1,3} \cdot (300/360)^{0,07} = 441,1\text{ Вт/м}^2$ . Тепловіддача вертикальних ( $l_{\text{верт}} = 2,35\text{ м}$ ) і горизонтальних ( $l_{\text{гор}} = 0,4 \cdot 2 = 0,8\text{ м}$ ) труб ДУ20 становить:  $Q_{\text{тр}} = 101,5 \cdot 2,35 + 127 \cdot 0,8 = 340,1\text{ Вт}$ . Розрахункова площа конвектору  $A_{\text{р}} = (1500 - 0,9 \cdot 340,1) / 441,1 = 2,7\text{ м}^2$ . Приймаємо для встановлення один кінцевий конвектор «Універсал-20» марки КН-20-1,049 К із площею  $2,94\text{ м}^2$ .

Приклад. Дібрати опалювальні прилади «Універсал-20» для наступних умов: будівля триповерхова, висота поверху  $h = 2,75\text{ м}$ ;  $\Delta t = 95 - 70^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$ . Теплове навантаження приладів  $Q_{\text{п3}} = 1200\text{ Вт}$ ;  $Q_{\text{п2}} = 1000\text{ Вт}$ ;  $Q_{\text{п1}} = 1300\text{ Вт}$ . Система опалення однотрубна з верхньою розвідкою, стояк проточний ДУ 20 мм.

Витрата води в стояку  $G_{\text{ст}} = 0,86 \cdot 3500 / 25 = 120,4\text{ кг/год}$ .

Температура води, що входить до приладу 3-го поверху,  $t_{\text{вх3}} = 95^{\circ}\text{C}$  (за вихідними даними);  $G_{\text{п}} = \alpha \cdot G_{\text{ст}}$ , де  $\alpha$  – коефіцієнт затікання води до приладу. У проточних стояках  $\alpha = 1$ ; тому  $G_{\text{п}} = G_{\text{ст}} = 120,4\text{ кг/год}$ .

3-й поверх. Температурний перепад води в приладі:  $\Delta t_{\text{п3}} = 0,86 \cdot Q_{\text{п}} / G_{\text{п}} = 0,86 \cdot 1200 / 120,4 = 8,6^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{ср3}} = t_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{п3}} / 2 = 95 - 8,6 / 2 = 90,7^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{ср3}} = t_{\text{ср3}} - t_{\text{в}} = 90,7 - 18 = 72,7^{\circ}\text{C}$ . Перераховуємо значення щільності теплового потоку конвектору:  $q_{\text{п3}} = 357 \cdot (72,7/70)^{1,3} \cdot (120/360)^{0,07} = 347,1\text{ Вт/м}^2$ . Тепловіддача вертикальних і горизонтальних труб:  $Q_{\text{тр3}} = 101,5 \cdot 2,35 + 127 \cdot 0,8 = 340,1\text{ Вт}$ .

Розрахункова площа конвектору  $A_{p3} = (1200 - 0,9 \cdot 340,1) / 347,1 = 2,57 \text{ м}^2$ .  
Приймаємо конвектор КН 20-0,918К.

2-й поверх.  $t_{\text{вх}2} = t_r - \Sigma Q_{\text{п}} / (G_{\text{ст}})$ , де  $\Sigma Q_{\text{п}}$  – підсумкове теплове навантаження опалювальних приладів, розташованих за теплоносієм до розрахункової точки стояка, Вт;  $t_{\text{вх}2} = 95 - 1200 / 120,4 = 85^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{п}2} = 0,86 \cdot 1000 / 120,4 = 7,1^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ср}2} = 85 - 7,1 / 2 = 81,4^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{ср}2} = 81,4 - 18 = 63,4^\circ\text{C}$ ;  $q_{\text{п}2} = 357 \cdot (63,4 / 70)^{1,3} \cdot (120 / 360)^{0,07} = 288,8 \text{ Вт/м}^2$ ;  $Q_{\text{гр}2} = 68,6 \cdot 2,35 + 87,5 \cdot 0,8 = 231,2 \text{ Вт}$ ;  $A_{p2} = (1000 - 0,9 \cdot 231,2) / 288,8 = 2,74 \text{ м}^2$ . Приймаємо конвектор КН 20-1,049К.

1-й поверх.  $t_{\text{вх}1} = 95 - (1200 + 1000) / 120,4 = 76,7^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{п}1} = 0,86 \cdot 1300 / 120,4 = 9,3^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{ср}1} = 76,7 - 9,3 / 2 = 71,3^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{ср}1} = 71,3 - 18 = 53,3^\circ\text{C}$ ;  $q_{\text{п}1} = 357 \cdot (53,3 / 70)^{1,3} \cdot (120 / 360)^{0,07} = 251,2 \text{ Вт/м}^2$ ;  $Q_{\text{гр}1} = 51,9 \cdot 2,35 + 69,6 \cdot 0,8 = 177,6 \text{ Вт}$ ;  $A_{p1} = (1300 - 0,9 \cdot 177,6) / 251,3 = 4,54 \text{ м}^2$ . Приймаємо конвектор КН 20-1,704К.

Приклад. У додатку 35 наведено теплову потужність радіаторів RETTIG PURMO з теплоносієм, що має температуру в подавальному трубопроводі  $T_1 = 90^\circ\text{C}$ , температуру у зворотному трубопроводі  $T_2 = 70^\circ\text{C}$  і розрахункову температуру повітря в опалювальному приміщенні  $T_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$  (стилий запис температур  $90/70/20^\circ\text{C}$ ).

Використання таблиці кореляційних коефіцієнтів (додаток 37). Із таблиці добираємо кореляційні коефіцієнти для проектування розрахункових температур теплоносія в подавальному трубопроводі  $T_1$  і у зворотному трубопроводі  $T_2$ , а також для визначеної температури повітря у приміщенні  $T_{\text{в}}$ . Необхідну потребу в теплоті приміщення помножуємо на кореляційний коефіцієнт та отримуємо значення теплової потужності, для якої з таблиць добираємо радіатор. Потреба в теплоті приміщення з розрахунковою температурою  $T_{\text{в}} = 25^\circ\text{C}$  складає 1650 Вт. Система центрального опалення, що обслуговує дане приміщення, проектується за розрахунком температури теплоносія в подавальному трубопроводі  $T_1 = 75^\circ\text{C}$  й у зворотному трубопроводі  $T_2 = 55^\circ\text{C}$ . Для комбінації температур  $75/55/25^\circ\text{C}$  у таблиці знаходимо кореляційний коефіцієнт 1,72.  $1650 \text{ Вт} \times 1,72 = 2838 \text{ Вт}$ . Це означає, що обраний радіатор за температур  $75/55/25^\circ\text{C}$  повинен мати теплову

потужність 2838 Вт. Саме такий радіатор і слід обрати з таблиць з урахуванням бажаного типу, висоти і довжини.

#### Теплові та гідравлічні характеристики радіаторів RETTIG PURMO

Тип C11 або V11	$\Phi = 10,480 \times H^{0,860} \times \Delta T^{1,29} \times L \times \epsilon$
Тип C22 або V22	$\Phi = 15,990 \times H^{0,810} \times \Delta T^{1,31} \times L \times \epsilon$
Тип C33 або V33	$\Phi = 21,610 \times H^{0,805} \times \Delta T^{1,32} \times L \times \epsilon$
Тип P10	$\Phi = 7,498 \times H^{0,885} \times \Delta T^{1,26} \times L \times \epsilon$
Тип P20	$\Phi = 14,505 \times H^{0,960} \times \Delta T^{1,24} \times L \times \epsilon$
Тип P30	$\Phi = 21,050 \times H^{0,960} \times \Delta T^{1,24} \times L \times \epsilon$

де  $\Phi$  – теплова потужність, Вт;  $H$  і  $L$  – висота і довжина радіаторів, м;  $\epsilon = [(m - 1) \cdot (1 - \alpha)] / [((1/\alpha^m - 1) \cdot ((1 + \alpha)/2)^m]$ , де  $\alpha = (t_2 - t_1)/(t_1 - t_i)$ ,  $t_1$  – температура води, що надходить до радіатору, °С,  $t_2$  – температура води, що виходить з радіатору, °С,  $t_i$  – температура повітря в опалювальному приміщенні, °С,  $m$  – коефіцієнт при  $\Delta T$ .

#### Характеристики радіаторів RETTIG PURMO типу P і C

Радіатор однопластинчастий, тип 10, 11:  $\Delta p = 0,0160 \times q^2$ ;  $K_v = 2,5 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Радіатор багатопластинчастий, тип 20, 30, 22 і 33:  $\Delta p = 0,0105 \times q^2$ ;  $K_v = 3,1 \text{ м}^3/\text{год}$ , де:  $p$  – гідравлічний опір в радіаторі, Па,  $q$  – об'ємний потік води через радіатор, літрів/годину.

Приклад. Дані: потреба в теплоті  $Q_c = 1160 \text{ Вт}$ ; різниця температур  $\Delta t = 20 \text{ К}$  (90/70°С); втрата тиску  $\Delta p = 600 \text{ мм водн. ст.}$

Розрахунок: масовий потік, кг/год  $m = \frac{Q_c}{C \times \Delta t} = \frac{1160}{1,163 \times 20} = 50$

### Практичне заняття № 7. Гідравлічний розрахунок систем водяного опалення

Рух теплоносія в системах водяного опалення зумовлений циркуляційним тиском, який у системах зі штучною циркуляцією створюється тиском насоса (штучний) і тиском, що виникає внаслідок охолодження води в опалювальних приладах і трубопроводах системи (природний). У системах опалення з природною циркуляцією циркуляційний тиск є тільки природним. Під час визначення розрахункового циркуляційного тиску  $\Delta P_p$  у системі опалення треба враховувати тиск, що створюється циркуляційним насосом у теплових мережах



$\Delta P_H$ , а також природний циркуляційний тиск у самій системі опалення. Тобто  $\Delta P_p = \Delta P_H + \Delta P_{тр}$ .

Тиск  $\Delta P_H$ , кПа, циркуляційного насосу системи опалення визначається за формулою:  $\Delta P_H = 1,1 \cdot (\Delta P_{CO} - 0,4 \cdot \Delta P_{тр})$ ,

де  $\Delta P_{CO}$  – утрата тиску, кПа, у системі опалення;  $\Delta P_{тр}$  – максимальний природний тиск, кПа, визначається за формулою:

$$\Delta P_{тр} = 10^{-3} \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot (H_{\max.пр.} - H_{ит}),$$

де  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;  $\beta$  – середній приріст об'ємної маси води за її охолодження на  $1^\circ\text{C}$ , який у діапазоні температур теплоносія  $65 - 95^\circ\text{C}$  приймається рівним  $0,624 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$  (різниця щільності води у зворотному і подавальному трубопроводі системи опалення);  $\Delta t$  – розрахункова різниця температур води в подавальному та зворотному трубопроводах системи опалення,  $^\circ\text{C}$ ;  $H_{\max.пр.}$  – відмітка центру охолодження в опалювальному приладі, який найбільш віддалений за вертикаллю від джерела теплоти, м;  $H_{ит}$  – відмітка центру нагріву теплоносія у джерелі теплоти, м.

За місцезнаходження джерела теплоти у підвалі будівлі, величина природного тиску буде мати додатне значення, а у випадку дахової котельні – від'ємне значення. За  $\Delta t = 20^\circ\text{C}$   $\Delta P_{тр} = 0,122 \cdot (H_{\max. пр.} - H_{ит})$ .

У вертикальних однотрубних системах опалення з верхнім розташуванням подавальної магістралі внаслідок охолодження води в трубопроводах системи і приладах виникає додатковий циркуляційний тиск і загальний природний тиск у кільці системи визначається з урахуванням і цього фактору:  $\Delta P_{тр} = ((\beta \cdot g) / (c \cdot Q_{ст})) \cdot \sum (Q_i \cdot H_i) \cdot (T_{вх} - T_{вих})$ , де  $\beta$  – середнє зменшення щільності за збільшення температури води на  $1^\circ\text{C}$ ;  $\beta = 0,64$ ;  $c = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$  – питома теплоємність води;  $Q_{ст}$  – теплове навантаження стояка, кВт;  $Q_i \cdot H_i$  – добуток теплового навантаження і-го приладу і вертикальної відстані  $H_i$  від його умовного центру охолодження до центру нагрівання в системі опалення;  $T_{вх}$  – температура води в подавальному трубопроводі системи опалення,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_{вих}$  – температура води у зворотному трубопроводі системи опалення,  $^\circ\text{C}$ .

Система опалення повинна бути сконструйована таким чином, щоб виконувалася умова:  $\Delta P_{CO} > A \cdot \Delta P_{TP} / z$ ,

де  $A$  – коефіцієнт, який рекомендується приймати рівним 7 для двотрубною і 5 для однострубною системи опалення;  $z$  – кількість гідравлічно відокремлених зон, на які система опалення багатоповерховою будівлі розподілена за вертикаллю.

Під розрахунковим тиском розуміють значення загального циркуляційного тиску, яке обрано для підтримання розрахункового гідравлічного режиму в системі опалення. Розрахунковий циркуляційний тиск відбиває наявну різницю тиску, яка в розрахункових умовах може бути витрачена на подолання опору руху води в системі опалення. Трубопроводи системи опалення призначені для доставки та передачі до приміщення необхідної кількості теплоти. Система водяного опалення становить розгалужену закільцьовану мережу трубопроводів і приладів, заповнених водою, що протягом опалювального сезону перебуває в постійному колооберті. За трубопроводами нагріта вода розподіляється за приладами, охолоджена у приладах вода збирається разом, нагрівається та знову вирушає до приладів. Через те, що передача теплоти здійснюється за охолодження визначеної кількості води, необхідно виконувати гідравлічний розрахунок системи, який визначає працеспроможність системи опалення. Точний розрахунок системи пов'язаний із вирішенням великої кількості нелінійних рівнянь. Рішення ускладнюється за виконання вимог нормативних документів використовувати труби тільки стандартних діаметрів. У таких умовах гідравлічний розрахунок полягає у доборі стандартного діаметру (площі поперечного перерізу) труб, достатнього для подачі необхідної кількості води до опалювальних приладів системи. Утрати тиску під час руху необхідної кількості води трубами прийнятого діаметру визначають гідравлічний опір системи опалення, який повинен відповідати в розрахункових умовах циркуляції води розрахунковому циркуляційному тиску.

Головною метою гідравлічного розрахунку системи водяного опалення є забезпечення за сталого руху витрати теплоносія розрахункового циркуляційного тиску на подолання опору руху води в системі.

Гідравлічний розрахунок системи водяного опалення полягає у визначенні діаметрів трубопроводів, що підводять до кожного опалювального приладу необхідну кількість теплоносія під впливом розрахункового циркуляційного тиску (за певних навантажень теплового потоку  $Q$  та перепаді тиску теплоносія на ввіді з теплової мережі  $P_{розп}$ ).

Ділянка – це трубопровід постійного діаметру з однаковою витратою теплоносія. Циркуляційне кільце – це послідовноз'єднані ділянки, що утворюють замкнений контур циркуляції води. Розрахункове циркуляційне кільце, яке приймається як найбільш довге і навантажене, також розбивають на розрахункові ділянки – відрізки трубопроводу одного діаметру з постійним тепловим навантаженням. Нумери ділянок проставляють, починаючи від ІТП за ходом теплоносія до кінцевого стояка й назад. На кожній розрахунковій ділянці вказують теплові потоки та довжину. До циркуляційного кільця включають генератор теплоти, насос чи елеватор, а також один (якщо система двотрубна), чи декілька (якщо система однокотрубна) опалювальних приладів.

Гідравлічний розрахунок системи опалення здійснюють за її просторовою схемою, яка здебільшого викреслюється в аксонометричній проекції. На схемі розміщують трубопроводи, повороти, згини, арматуру, повітрозбірники, опалювальні прилади тощо. Поряд із кожним опалювальним приладом для кожного стояка проставляють теплові потоки відповідних приміщень – теплові втрати. На схемі виявляють циркуляційні кільця, розбивають їх на розрахункові ділянки, наносять значення витрат води на ділянках (теплові навантаження), визначають довжини ділянок у метрах.

Тепловий потік стояка визначають підсумовуванням теплових потоків опалювальних приладів. Тепловий потік магістральних ділянок дорівнює сумі теплових потоків стояків, які обслуговує ця ділянка. Теплове навантаження системи опалення дорівнює сумі теплових навантажень всіх опалювальних

приладів. Розрахунка загальна витрата теплоносія  $G$ , кг/годину, у системі опалення визначається за формулою:

$$G = 3,6 \cdot 10^3 \cdot Q / (c \cdot \Delta t),$$

де  $Q$  – теплова потужність системи опалення, кВт;  $c = 4,187$  кДж/(кг·°С) – питома теплоємність води;  $\Delta t$  – різниця температур, °С, теплоносія на вході до системи й на виході з неї, для двотрубних систем рекомендується приймати рівною 20°С, а для однострубних систем 25°С чи 30°С.

Розрахункова витрата теплоносія на кожній ділянці подавального і зворотного трубопроводу,  $G_{\text{діл}}$ , кг/годину визначається за формулою:

$$G_{\text{діл}} = G \cdot Q_{\text{діл}} / \Sigma Q,$$

де  $G$  – розрахункова витрата теплоносія, кг/годину у системі опалення;  $Q_{\text{діл}}$  – сума теплових утрат приміщеннями, що опалюються теплоносієм, який проходить через ділянку трубопроводу;  $\Sigma Q$  – сума теплових утрат усіх приміщень будівлі, опалюваних системою.

На підставі теплового навантаження ділянки трубопроводу визначаємо витрату води на ділянці:  $G_{\text{діл}} = Q_{\text{діл}} / (c \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{вих}}))$ , кг/годину.

Гідрравлічний розрахунок систем водяного опалення можна виконувати двома способами: 1) за питомими лінійними утратами тиску; 2) за характеристиками опору та провідності.

Гідрравлічний розрахунок рекомендується виконувати способом за питомими лінійними утратами тиску, який більш простий і докладно відбиває розрахунок витрат тиску на тертя і в місцевих опорах, розподіл опорів і їхній вплив на рух теплоносія. Гідрравлічний розрахунок системи водяного опалення за питомими лінійними утратами тиску завжди розпочинають із основного циркуляційного кільця системи. Основним циркуляційним є кільце, у якому розрахунковий циркуляційний тиск, що припадає на одиницю довжини кільця, має найменше значення. У вертикальній однострубній системі – це кільце через найбільш навантажений стояк із віддалених від теплового пункту стояків за тупикового руху води чи найбільш навантажений стояк із середніх стояків за попутного руху води в магістралях. У вертикальній двотрубній системі – це

кільце через нижній опалювальний прилад найбільш навантаженого з віддалених від теплового пункту стояка за тупикового руху води чи найбільш навантаженого з середніх стояків за попутного руху води в магістралях. У горизонтальній однотрубній системі багатоповерхової будівлі основне циркуляційне кільце обирають із двох циркуляційних кілець на верхньому й нижньому поверхах відповідно до меншого значення розрахункового циркуляційного тиску.

Утрати тиску в основному циркуляційному кільці, що складається з  $N$  ділянок, повинні бути меншими за розрахункове циркуляційне значення на 5 – 10% з урахуванням запасу на додаткові втрати тиску унаслідок можливого відступу від проекту.

Під час вибору діаметру трубопроводів у циркуляційному кільці виходять із прийнятої втрати і середнього орієнтовного значення питомої втрати тиску  $R_{\text{сер}}$ , Па/м для найбільш довгого кільця:  $R_{\text{сер}} = B \cdot \Delta P_p / \Sigma L$ ,

де  $\Sigma L$  – загальна довжина ділянок основного циркуляційного кільця, м;  $\Delta P_p$  – розрахунковий циркуляційний тиск, Па; тобто існуючий перепад тиску в системі опалення;  $B$  – коефіцієнт, що враховує частку витрат тиску на подолання опору тертя від загального перепаду тиску  $\Delta P_p$ ; для однотрубних систем  $B$  приймається рівним 0,65.

Після розрахунку основного циркуляційного кільця виконують гідравлічний розрахунок проміжних стояків. Другорядні циркуляційні кільця містять загальні ділянки основного кільця (уже розраховані) і додаткові (ще не розраховані) ділянки. Таким чином, у кожному новому кільці розраховуються тільки додаткові (не загальні) ділянки, у даному випадку проміжні стояки. Тому що кільця циркуляції через проміжні стояки мають із основним кільцем загальні ділянки, діаметри яких дібрані за розрахунком основного кільця, то залишається визначити діаметри труб нових ділянок цих кілець.

Утрати тиску в будь-якому проміжному стояку повинні рівнятися наявному циркуляційному тиску, вираженою різницею тисків у місцях приєднання стояка до магістралі. Їхній гідравлічний розрахунок здійснюється з

ув'язкою утрат тиску. Термін «ув'язка» означає отримання рівності утрат тиску на паралельно з'єднаних додаткових ділянках якого-небудь другорядного кільця і не загальних ділянках основного кільця. У системах опалення як тупикових (із зустрічним рухом води), так і з попутним рухом води в магістралях допускається за визначення утрат тиску у проміжних стояках нев'язка з наявним циркуляційним тиском. Вона повинна складати для тупикових систем 15%, а для систем з попутним рухом води в магістралях – 5%. Нев'язка, яка перевищує 15% для тупикових систем, може привести до перерозподілу води, що протікає в магістралях і стояках. Це може привести до розрегулювання системи з відхиленням від розрахункових витрат, температури води і тепловіддачі опалювальних приладів. Нев'язка більше  $\pm 5\%$  для систем із попутним рухом води може привести до перевертання циркуляції води у стояках системи опалення.

Для ув'язки системи утрати тиску в будь-якому проміжному стояку повинні бути рівними наявному циркуляційному тиску, значення якого фактично задане унаслідок розрахунку основного кільця. Таким чином, гідравлічний розрахунок другорядних циркуляційних кілець у системі опалення з тупиковим рухом води в магістралях зводиться до розрахунку проміжних стояків. Аналогічно порівнюють значення в циркуляційних кільцях через опалювальні прилади, що знаходяться на різних відстанях від джерела теплоти в системах із природною циркуляцією води.

Тому що розрахунок за даним способом виконується з нев'язками утрат тиску в суміжних циркуляційних кільцях, то вимагається обов'язкове регулювання системи після завершення монтажних робіт для виключення порушення розрахункового розподілу за опалювальними приладами.

Гідравлічний розрахунок здійснюють на комп'ютері чи уручну за допомогою допоміжних таблиць (додаток 45), складених за середньої густини води  $\rho_{\text{сер}}$  із урахуванням залежності коефіцієнтів гідравлічного тертя від режиму руху води у трубопроводах. За допомогою однієї з них, знаючи температури води в подавальному і зворотному трубопроводі системи

опалення, витрату води і діаметр трубопроводу, визначають питомі лінійні утрати тиску  $R$  і швидкість руху води. Потім за іншою таблицею (додаток 46), знаючи швидкість руху води на ділянці, визначають динамічний тиск води на ділянці, за значенням якого і значенням коефіцієнтів місцевих опорів визначають втрати тиску в місцевих опорах. Гідравлічний розрахунок за питомими лінійними утратами тиску містить вибір діаметру труб за однакових перепадах температури води в усіх стояках і гілках, ідентичних розрахунковому перепаду температури води в усій системі. Для вибору діаметра труб в основному циркуляційному кільці під час розрахунку використовують витрату води на ділянках. Розраховують витрату води на кожній ділянці. Визначають утрати тиску на тертя й подолання місцевих опорів на ділянці. Загальні утрати тиску в циркуляційному кільці системи за послідовного з'єднання  $N$  ділянок повинні дорівнюватися сумі втрат тиску на ділянках кільця.

Попередньо добирають діаметри трубопроводів кожної ділянки з урахуванням допустимої швидкості руху води і конструктивних міркувань (додаток 47). У практиці гідравлічних розрахунків трубопроводів орієнтовно значення діаметрів ділянок зазвичай приймають за значенням швидкості води; необхідно дотримуватися швидкості води  $v \geq 0,2$  м/с, за якої забезпечується виділення повітря за її пересування. Діаметри трубопроводів слід обирати таким чином, щоб швидкість води збільшувалася без різких стрибків у міру підвищення теплових потоків і не перевищувала допустимої величини за умовами безшумної роботи системи опалення. У магістральних трубопроводах швидкість води рекомендується збільшувати за ступенем наближення до ІТП.

Більш універсальним є спосіб за характеристиками опору та провідності, коли установлюють розподіл потоків води в циркуляційних кільцях системи. Гідравлічний розрахунок за характеристиками опору та провідності використовують під час проектування насосних однотрубних систем опалення за наявності підвищеної швидкості руху води в системі. Цей розрахунок дозволяє визначити дійсні значення змінних перепадів температури води в

стояках і гілках (на всіх ділянках), розподіл потоків води в циркуляційних кільцях системи. При цьому допускають деяке відхилення температури (на  $\pm 7^{\circ}\text{C}$  при  $t < 115^{\circ}\text{C}$ ) й обмежують мінімальну температуру води, що виходить зі стояків і гілок у розрахункових умовах ( $70^{\circ}\text{C}$ ). Утрати тиску на тертя і подолання місцевих опорів визначають разом.

Із метою підвищення продуктивності праці під час заготівельно-монтажних робіт у багатоповерхових будівлях масового будівництва використовували уніфіковані стояки у вертикальних однотрубних системах опалення з тупиковим рухом води в магістралях. При гідравлічному розрахунку стояків вертикальної однотрубною системи кожен стояк розглядають як одну загальну розрахункову ділянку. При гідравлічному розрахунку вертикальних однотрубних систем опалення багатоповерхових будівель, що складаються з однотипних за конструкцією стояків, практично допустимо не враховувати відмінності у значеннях природного циркуляційного тиску в окремих кільцях. Тоді за відомих діаметрів і довжині трубопроводів розподіл потоків води між стояками буде визначатися їхньою провідністю. Стояки приймають з труб ДУ20 з однобічним приєднанням опалювальних приладів Теплове навантаження стояків вирівнюють (навантаження повинні відрізнятись не більш ніж на 40%).

Точні значення розподілу потоків теплоносія в однотрубній системі між стояками і приладами отримують у тому випадку, коли гідравлічний розрахунок виконано за швидкості руху води у трубах  $\geq 0,8$  м/с. Якщо швидкість води складає 0,3 – 0,8 м/с, то в такій системі фактична витрата води буде дещо меншою розрахункової витрати приблизно на 10%.

Часто використовують уніфіковані вузли опалювальних приладів, утрати тиску в яких визначають сумою середніх коефіцієнтів гідравлічного опору приладів, наведених у довідкових даних (додаток 48).

Гідравлічний розрахунок квартирних систем опалення виконують у два етапи, включаючи попередній та уточнюючий розрахунки. Після вибору основного циркуляційного кільця, яким переважно є кільце, що проходить



через опалювальний прилад, найбільш близько розташований до генератору теплоти унаслідок найменшого природного циркуляційного тиску в кільці (через малу протяжність трубопроводів, у яких охолоджується вода), визначають розрахунковий циркуляційний тиск і середнє значення утрат тиску на тертя. Попередній розрахунок виконують за умови, що витрата теплоти у приміщеннях відшкодовується тільки опалювальними приладами (віддача теплоти теплопроводами не враховується). Тому витрата води на розрахункових ділянках визначається за відомою залежністю. Після вибору діаметру трубопроводів і визначення утрат тиску в системі вираховують температуру води на початку й у кінці кожної ділянки системи.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів однотрубно́ї системи опалення виконується з метою добору діаметрів трубопроводів та арматури, забезпечуючи гідравлічну ув'язку паралельних циркуляційних контурів чи (за розрахунку зі змінними перепадами температур у стояках) задовільний розподіл потоку теплоносія між паралельними контурами циркуляції.

Витрату води у приладах однотрубно́ї системи з замикаючими ділянками визначають із урахуванням коефіцієнту затікання води до приладу. За нижньої розвідки доцільно використовувати замикаючі ділянки приладів і встановлювати мінімальну витрату води у стояку. Підвищення коефіцієнту затікання води сприяє зменшенню площі опалювального приладу і збільшенню температури води у приладі. Значення коефіцієнту затікання води підвищується в наступних випадках: при зміщенні замикаючої ділянки від вісі стояка; при збільшенні діаметру і зменшенні довжини підводок до приладу; при зменшенні діаметру замикаючої ділянки.

Утрати тиску на кожній розрахунковій ділянці трубопроводу, кПа, визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{діл}} = L_{\text{діл}} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot v^2 / (2 \cdot d) + (\sum \xi_{\text{діл}}) \cdot \rho \cdot v^2 / 2,$$

$$\text{чи } \Delta P_{\text{діл}} = 10^{-3} \cdot (R \cdot L_{\text{діл}} + (\sum \xi_{\text{діл}}) \cdot \rho \cdot v^2 / 2),$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя (залежить від режиму руху рідини – ламінарного або турбулентного; у насосних однострубних системах опалення спостерігається турбулентний рух води, у чавунних радіаторах – ламінарний рух);  $L_{\text{діл}}$  – довжина ділянки, м;  $\Sigma\xi_{\text{діл}}$  – сума коефіцієнтів місцевого опору на ділянці, що виражає місцеві утрати тиску;  $\rho$  – середня густина води,  $\text{кг/м}^3$ ;  $v$  – швидкість руху води на ділянці, м/с, за витрати  $G_{\text{діл}}$ ,  $\text{кг/год}$ ;  $R = \lambda \cdot \rho \cdot v^2 / (2 \cdot d)$  – питома утрата тиску на тертя на ділянці довжиною 1 м,  $\text{Па/м}$ , за витрати  $G_{\text{діл}}$ ,  $\text{кг/год}$ , що визначається за таблицями чи номограмами для гідравлічного розрахунку трубопроводів (додаток 45).

Коефіцієнти місцевого опору  $\Sigma\xi$  залежать від виду перешкод руху води (арматура, прилади, повітрезбірники), зміни витрати і напрямку води (трійники, хрестовини, відводи тощо). Опір трійників і хрестовин, що знаходяться на стику двох ділянок, зараховують до ділянок, що розраховуються з меншою витратою води.

Сумарні утрати тиску в циркуляційному кільці системи за послідовного з'єднання  $N$  ділянок:  $\Delta P_{\text{заг}} = \Sigma(R \cdot L + Z)$ , де  $Z = (\Sigma\xi_{\text{діл}}) \cdot \rho \cdot v^2 / 2$  – утрати тиску на місцеві опори,  $\text{Па}$ .

Утрати тиску на кожній розрахунковій ділянці трубопроводу,  $\text{кПа}$  можна знаходити і за формулою:  $\Delta P_{\text{діл}} = 10^{-3} \cdot S_{\text{діл}} \cdot G_{\text{діл}}^2$ , де  $S_{\text{діл}}$  – сума характеристик,  $\text{Па}/(\text{кг/год})^2$  усіх гідравлічних опорів ділянки, що приймається за довідковими даними (додаток 49).

Деякі довідкові дані для гідравлічного розрахунку трубопроводів наведено в додатках 46, 48, 49.

Перепад тиску  $\Delta P_{\text{РТК}}$  на термостатичних клапанах двотрубних систем повинен урахуватися під час роботи клапану в зоні пропорційності 2К. Під час добору максимального перепаду тиску  $\Delta P_{\text{РТК, MAX}}$  для термостатичного клапану, розташованого безпосередньо біля циркуляційного насосу, рекомендується витримувати умову:  $0,7 \cdot \Delta P_{\text{CO}} < \Delta P_{\text{РТК, MAX}} < 0,8 \cdot \Delta P_{\text{CO}}$ .

Під час встановлення клапанів перепаду тиску на двотрубних гілках (стояках) утрати тиску в термостатичних клапанах не повинні бути меншими за величину, що складає 80% утрат тиску в гілці.

Утрата тиску в термостатичному клапані, який працює в зоні пропорційності 2К здебільшого повинна бути не меншою 3 і не більшою 25 кПа. Якщо вимагається встановлення термостатичних клапанів із гідравлічним опором більш 25 кПа, то рекомендується переконструювати систему опалення, установивши на її гілках додаткову кількість клапанів перепаду тиску або (для багатоповерхової будівлі), розділивши її за вертикаллю на гідравлічно відокремлені зони.

Унаслідок гідравлічного розрахунку трубопроводів двотрубною системою опалення повинні бути визначені діаметри трубопроводів і втрати тиску в циркуляційних кільцях усіх опалювальних приладів системи з метою правильного вибору кожного РТК і його налагодного положення з урахуванням розрахункового перепаду тиску.

Розрахунковий перепад тиску на кожному термостатичному клапані,  $\Delta P_{РТК}$ , кПа визначається за формулою:  $\Delta P_{РТК} = \Delta P'_{СО} - \Sigma \Delta P_{діл}$ ,

де  $\Delta P'_{СО}$  – контролюючий перепад тиску, кПа. За відсутності на гілці системи опалення регулятора перепаду тиску, контролюючий перепад тиску приймається рівним утраті тиску в системі опалення ( $\Delta P'_{СО} = \Delta P_{СО}$ ). Для гілок системи з регуляторами перепаду тиску  $\Delta P'_{СО}$  приймається рівним заданому перепаду тиску для гілки, який рекомендується приймати рівним 5 – 7 кПа;  $\Sigma \Delta P_{діл}$  – сума утрат тиску, кПа, на усіх ділянках подавального і зворотного трубопроводів, що замикаються на опалювальному приладі циркуляційного кільця системи опалення чи її гілки, якщо перепад тиску в цій гілці підтримується автоматично.

Тип термостатичного клапана і його налаштоване положення обираються за графіками виробника з урахуванням величин розрахункової для опалювального приладу витрати теплоносія й розрахункового перепаду тиску  $P_{РТК}$ . Перепад тиску на термостатичному клапані допускається розраховувати,

не зважаючи на величину природного тиску, який змінюється за поверхами, за виконання вищезгаданих умов.

Приклад. Виконати гідравлічний розрахунок прийнятого основного циркуляційного кільця за методом питомої лінійної втрати тиску.

Вихідні дані: система опалення водяна, однотрубна, з верхньою розвідкою, тупикова, підключена до теплових мереж за залежною схемою через водоструменевий елеватор. Параметри теплоносія в теплових мережах:  $T_1 = 150^\circ\text{C}$ ;  $T_2 = 95^\circ\text{C}$ ;  $T_3 = 70^\circ\text{C}$ . Опалювальні прилади – чавунні радіатори типу М140-АО. Для прикладу розрахунку обрана система опалення триповерхової будівлі з проточними стояками. Тиск, який розвиває циркуляційний насос у зовнішній тепловій мережі  $\Delta P_n = 3000 \text{ Па}$ .

Визначаємо природний циркуляційний тиск у системі опалення:

$$\Delta P_{\text{тр}} = (0,64 \cdot 9,81 / 3700) \cdot (1200 \cdot 3 + 1000 \cdot 6 + 1500 \cdot 9,25) \cdot (95 - 70) = 998 \text{ Па.}$$

Чисельні значення 3, 6 і 9,25 метрів – відстань між центром нагріву й точками охолодження у опалювальних приладах.  $\beta = 0,64$ .

Визначаємо розрахунковий тиск у системі опалення:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + \Delta P_{\text{тр}} = 3000 + 996 = 3996 \text{ Па.}$$

Витрата води в стояку  $G_{\text{ст}} = (0,86 \cdot 3700 \cdot 1,03 \cdot 1,07) / (95 - 70) = 140 \text{ кг/год}$ , де 1,03 і 1,07 – додаткові коефіцієнти.

Середня питома втрата тиску на тертя  $R_{\text{ср}} = 0,65 \cdot 3996 / 56 = 46 \text{ Па}$ ,

де 56 метрів – довжина прийнятого основного розрахункового кільця.

Гідравлічний розрахунок виконуємо за допомогою таблиць гідравлічного розрахунку (додатки 45 – 49). Добір діаметрів виконуємо наступним чином: за значеннями  $R_{\text{ср}}$  і витратами води на ділянках знаходимо діаметри трубопроводів на ділянках і швидкість руху води (додаток 45). Місцеві опори розраховуємо за додатком 49 на кожній ділянці. Утрати тиску на місцеві опори розраховуємо за допомогою додатків 46, 48, 49 з урахуванням швидкості води та суми місцевих опорів на кожній ділянці.

## Гідравлічний розрахунок оформлюємо таблицею (приклад)

Дані за схемою				Прийнято						
№ ділянки	Q, Вт	G, кг/год	l, м	Ду, мм	υ, м/с	R, Па/м	R•l, Па	Σξ	Z, Па	R•l+Z, Па
1	30000	1137	15	32	0,311	45	675	3,5	141,4	816,4
2	11000	417	5	25	0,193	26	130	5,0	89,6	219,6
3	3700	140	24,5	15	0,196	55	1347,5	24	449,0	1796,5
4	11000	417	9,0	25	0,193	26	234	7,0	126,5	360,5
5	30000	1137	2,0	32	0,311	45	90	1,5	70,5	160,5
6	-	781	0,5	25	0,371	90	45	3,0	202	247
			Σl=56м							3600,5

За результатами гідравлічного розрахунку визначаємо запас тиску в циркуляційному кільці:  $(3996 - 3600,5) \cdot 100 / 3996 = 9\%$ .

Розрахунок виконано правильно.

Далі виконують гідравлічні розрахунки через усі циркуляційні кільця системи опалення. Повні утрати тиску в циркуляційних кільцях системи опалення підсумовуємо за кожним розрахунковим кільцем.

Величина запасу або нев'язка на втрати тиску між циркуляційними кільцями має бути  $A = (P_{\text{розн}} - \Sigma(R \cdot l + Z)) \cdot 100 / P_{\text{розн}}$ .

При розрахунку найбільш довгого й навантаженого кільця допускається залишати запас перепаду тиску на необчислені розрахунком гідравлічні опори системи опалення не більше 10%. Якщо ці умови не виконуються, то треба на окремих ділянках збільшити або зменшити діаметр трубопроводу, тим самим змінивши величини утрат тиску на ділянці.

### **Практичне заняття № 8. Обладнання теплових пунктів, добір обладнання індивідуальних теплових пунктів. Добір водоструменевого елеватору. Реконструкція систем опалення. Квартирні системи опалення**

Приєднання системи опалення будівлі до теплових мереж у тепловому пункті здійснюється з використанням декількох принципово важливих схем. Обладнання, яке розміщують у теплових пунктах, реалізує обрану схему і призначається для регулювання параметрів, розподілу й обліку споживання теплової енергії. Теплові пункти будівель повинні включати вузол

комерційного обліку споживання теплоти, вузол приготування теплоносія для системи опалення і вузол приготування гарячої води. Якщо в будівлі є система припливної вентиляції, то до складу теплового пункту будівлі входить також вузол приготування теплоносія для системи вентиляції. На подавальному трубопроводі абонентського уведення теплової мережі і на зворотному трубопроводі системи опалення перед циркуляційним насосом у межах теплового пункту повинні встановлюватися сітчасті фільтри, які захищають термостатичні клапани й інше обладнання від засмічення.

Залежне приєднання, тобто спосіб підключення до теплових мереж, за якого гідравлічний режим теплоносія в місцевій системі визначається гідравлічним режимом теплоносія в теплових мережах, може здійснюватися без зниження або зі зниженням температури теплоносія. Зменшення температури забезпечується змішуванням потоків води з подавального трубопроводу теплової мережі та зі зворотного трубопроводу системи опалення. Приєднання системи опалення будівлі до теплових мереж за залежною схемою з водоструменевим елеватором є найбільш поширеним для житлових будівель до 12 поверхів або за утрат тиску в місцевій системі до 0,15 МПа. Водоструменевий елеватор призначений для зниження температури води в системі централізованого опалення, працюючого від теплових мереж, а також для стимулювання циркуляції води у системі. Частина води зі зворотного трубопроводу системи опалення підмішується до первинного теплоносія, що забезпечує економічність роботи системи і підтримання необхідної температури в подавальному і зворотному трубопроводі. Простота й надійність в експлуатації, безшумність роботи елеватора, відсутність потреби постійного обслуговування визначають цю схему, що зумовило її широке застосування.

Недоліками водоструменевих елеваторів є: низький гідравлічний коефіцієнт корисної дії (у середньому близько 10%, що позначається на величині утрат тиску теплоносія); для нормальної роботи елеватору перепад тиску в подавальному і зворотному трубопроводі теплової мережі на уведенні повинен бути достатнім для подолання гідравлічного опору елеватору і системи

опалення (0,08 – 0,15 МПа); припинення циркуляції води в системі опалення під час аварії на тепловій мережі, що прискорює охолодження опалювальних приміщень і замерзання води в системі; постійність коефіцієнту змішування у звичайних елеваторах, що ускладнює місцеве регулювання системи опалення.

Надійність роботи елеватору здебільшого залежить від якості його виготовлення (спільної вісі сопла й камери змішування, якості шліфування внутрішньої поверхні сопла і камери змішування, наявності фасонного фланця на вході води до елеватору). Основною вимогою до виготовлення та монтажу елеватору є досягнення максимального значення гідравлічного коефіцієнту корисної дії.

Традиційними водоструменевими елеваторами є: 1) тип 40с10бк; 2) тип «ВТИ – Теплосети Мосенерго» (може бути сталевим чи чавунним, його особливістю є наявність змінного сопла).

Принцип дії елеватору полягає у використанні енергії потоку води подавального трубопроводу системи централізованого теплопостачання (теплової мережі) для інжекції охолодженої води зі зворотної лінії системи опалення. Вода з тиском  $P_1$  на виході з сопла, унаслідок різкого зменшення площі поперечного перерізу потоку, збільшує свою швидкість. Навколо струму води, що витікає з отвору сопла з великою швидкістю, утворюється зона зниженого тиску. При цьому гідродинамічний тиск води збільшується, а гідростатичного тиск зменшується і стає менше тиску  $P_2$  у зворотному трубопроводі, унаслідок чого охолоджена вода рухається зі зворотної магістралі системи опалення до камери усмоктування. Унаслідок цього вода зі зворотного трубопроводу системи опалення підсмоктується і змішується з високотемпературним теплоносієм із подавального трубопроводу системи теплопостачання. При цьому температура змішаної води досягає необхідного значення, і теплоносій надходить до системи опалення. У камері змішування елеватору швидкість і тиск води вирівнюються. У дифузорі швидкість води зменшується унаслідок збільшення площі поперечного перерізу, при цьому гідродинамічний тиск потоку зменшується, а гідростатичний тиск потоку

зростає і стає вище  $P_2$ . За рахунок різниці гідростатичного тиску на кінці дифузора й у камері усмоктування елеватору створюється тиск, який сприяє циркуляції води в системі. За постійного співвідношення в елеваторі між  $G_2$  і  $G_1$  температура  $T_2$ , з якою вода надходить до місцевої системи опалення, визначається рівнем температури  $T_1$ , що підтримується джерелом теплоти і може не відповідати тепловій потребі окремої будівлі. Для усунення цього недоліку в сучасних системах опалення для автоматичного регулювання кількості теплоносія (для кількісного регулювання опалювального навантаження залежно від зміни температури й інших параметрів зовнішнього повітря) використовують автоматизований елеватор із регулюванням площі отвору сопла типу «Електроніка Р». Він дозволяє змінювати коефіцієнт змішування, а отже, і температуру  $T_2$  відповідно до конкретних умов.

Принцип дії цього приладу полягає в наступному. У середині сопла є регулююча рухлива голка, яка працює від трьохступеневого циліндричного редуктора з умонтованим синхронним електричним двигуном. Керування переміщенням штоку з голкою здійснюється від електронної системи, що складається з блоку електронного керування, датчику температури теплоносія й датчику температури зовнішнього повітря. Регульований хід голки складає 3,8 мм/секунду. При зміні температури зовнішнього повітря або температури теплоносія голка переміщується в соплі елеватора (усовується чи висовується). Це призводить до зміни площі перерізу сопла (зменшенню чи збільшенню), що, у свою чергу, приводить до зміни витрати високотемпературної води через елеватор (зменшенню чи збільшенню). При цьому забезпечується пропорційноінтегрований закон регулювання. Але, слід відзначити, що збільшення коефіцієнту інжекції призводить до того, що витрата води через систему опалення зменшується повільніше, ніж витрата води через сопло елеватору.

Діаметр сопла добирається з огляду на розрахункову витрату й тиск за повністю відкритого сопла. При цьому в опалювальних приміщеннях підтримуються оптимальні теплові умови. Крім того, виключається



перегрівання приміщень, особливо у весняний та осінній періоди опалювального сезону. При цьому зменшується витрата теплової енергії. Використання автоматизованого елеватору дає можливість економити до 10 – 15% теплоти в порівнянні з традиційним елеватором.

За недостатнього для роботи елеватору тиску в тепловій мережі або за утрат тиску в місцевій системі більше 0,15 МПа (наприклад, у зв'язку з широким використанням однострубних систем опалення з нижньою розвідкою, що мають значний гідравлічний опір), застосовують схему приєднання зі змішувальними насосами, які встановлюють на перемичці між подавальним і зворотним трубопроводами системи опалення. Тиск, що утворюється насосом, повинен дорівнювати утратам тиску в системі опалення, плюс невраховані утрати й утрати в самій перемичці. Тому насос слід добирати з 10% запасом за коефіцієнтом змішування. Частіше використовують насоси типу ЦВЦ – малогабаритні, моно блочні з вбудованим асинхронним електродвигуном, встановлюють безпосередньо на трубопроводі (додаток 54).

Продуктивність такого насосу  $G_H$  визначається різницею кількості води, що циркулює в системі опалення  $G_{\text{сис}}$  і води, що надходить з тепломережі  $G_1$ , тобто  $G_H = G_{\text{сис}} - G_1$ , тон/годину. Ураховуючи, що  $U = (T_1 - T_2)/(T_2 - T_3)$ , то  $G_H = 1,1 \cdot U \cdot G_1$ , тон/годину. Потужність насосів і витрату енергії для роботи насосів знаходять за формулами:  $N = (q \cdot G \cdot H)/(1000 \cdot q_H)$ , кВт;  $N_e = N \cdot T$ , кВт•годин, де  $G$  – витрати води, кг/с;  $H$  – необхідний напір води на виході із насоса, м. вод. ст.,  $q = 9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $q_H$  – коефіцієнт корисної дії насосу;  $T$  – тривалість роботи насосу, годин. Технічні характеристики насосів наведено в додатках 54 – 55.

Циркуляційний насос систем опалення повинен забезпечувати розрахункові витрату й тиск теплоносія. Робоча точка насосу повинна знаходитися в області значень ККД, близьких до максимального для прийнятого типу насосу. При доборі насосу, який має дві чи три швидкості обертання, рекомендується приймати до уваги меншу чи середню швидкість.

Для автоматизованих систем опалення тепловою потужністю 0,5 МВт і вище рекомендується використовувати циркуляційні насоси з електронним

керуванням, яке забезпечує шляхом перетворювання частоти змінного електричного струму плавне регулювання кількості обертів двигуна за коливань споживання теплоти. Для роботи в системі опалення рекомендується обирати насоси з пологою характеристикою в робочій області. Рівень шуму, створеного циркуляційним насосом, розташованим під приміщеннями з постійним перебуванням людей, не повинен перевищувати граничних нормативних значень, установлених існуючими нормами для таких приміщень. Напірний і всмоктувальний трубопроводи циркуляційних насосів автоматизованих систем опалення з термостатичними клапанами повинні з'єднуватися перемичкою з установленим на ній перепускним клапаном. За використання насосів із автоматичними керованими перетворювачами частоти перемичку з перепускним клапаном передбачати не потрібно.

Вузол приготування теплоносія для двотрубної системи опалення з залежним приєднанням до теплової мережі уключає здебільшого циркуляційний насос, регулятор перепаду тиску прямої дії, регулюючий клапан із електричним приводом, електронний регулятор температури. Приклад вузла наведено на рисунку 1. Вузол приготування теплоносія для двотрубної системи опалення з незалежним приєднанням до теплової мережі уключає, крім циркуляційного насоса і регуляторів, теплообмінник, закриту розширювальну судину з запобіжними клапанами й вузол підживлення незалежного контуру циркуляції (рисунок 2).

Вузол приготування теплоносія для однострубною системи опалення може виконуватися за схемами рисунку 1 чи 2 , а також за схемою рисунку 3 зі ступеневою регенерацією теплоти (СРТ).

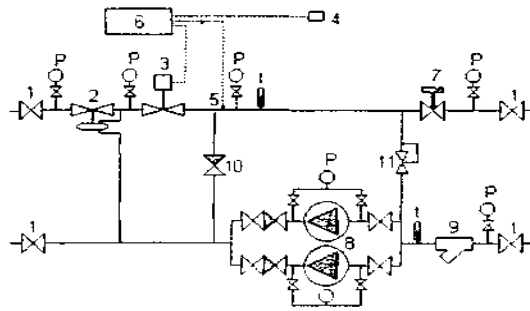


Рис. 1. – Принципова схема вузла приготування теплоносія системи опалення з залежним приєднанням до теплової мережі: 1 – запірні арматури, 2 – регулятор перепаду тиску, 3 – регулюючий клапан, 4 – датчик температури зовнішнього повітря, 5 – датчик температури теплоносія, 6 – регулятор споживання теплоти, 7 – балансувальний вентиль, 8 – насос, 9 – фільтр, 10 – зворотній клапан, 11 – перепускний клапан.

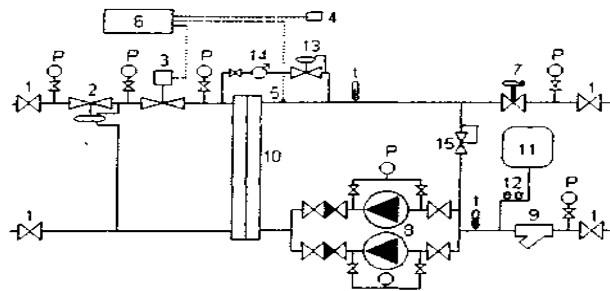


Рис. 2. – Принципова схема вузла приготування теплоносія системи опалення з незалежним приєднанням до теплової мережі: 1 – 9 – теж, що і на рисунку 1, 10 – теплообмінник, 11 – закрыта розширювальна судина, 12 – запобіжний клапан, 13 – підживлювальний клапан, 14 – лічильник води, 15 – перепускний клапан.

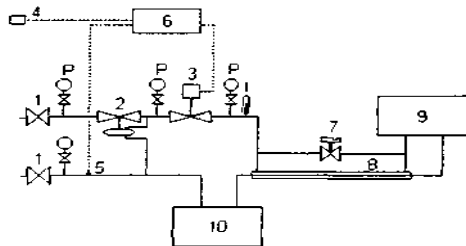


Рис. 3. – Принципова схема вузла приготування теплоносія однострубною системою опалення зі ступеневою регенерацією теплоти (СРТ): 1 – 7 – теж, що і на рисунку 1, 8 – регенератор теплоти, 9 – перша підсистема, 10 – друга підсистема.

Регулятор теплової потужності системи опалення повинен забезпечувати погодне регулювання, а крім того, для громадських будівель – програмне зменшення теплової потужності системи в години неробочого часу. Регулятор (контролер) повинен підтримувати необхідну (згідно температурного графіку) температуру води в подавальному чи у зворотному трубопроводі системи опалення. Процес регулювання повинен бути організований таким чином, щоб потік теплоносія від джерела тепlopостачання до вузла змішування чи

теплообміну зменшувався відповідно до розрахункового значення. Регулятори, які забезпечують програмне зменшення теплової потужності системи опалення в години неробочого часу, рекомендується проектувати з можливістю короткочасного натопу в період, що передує робочому часу, а лімітуючі дроселювальні пристрої на абонентських уведеннях рекомендується встановлювати за погодженням з теплопостачаючими організаціями з урахуванням цієї можливості.

Діаметр умовного проходу регулюючого клапану, що встановлюється на трубопроводі мережової води системи централізованого теплопостачання, слід визначати, виходячи з можливого (за реальних тисків на уведенні теплової мережі) гідравлічного опору клапану  $\Delta P$ , кПа, за розрахункової витрати мережової води  $G_{TC}$ , м<sup>3</sup>/год, яку слід визначати за формулою:

$$G_{TC} = 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot Q / (\rho \cdot c \cdot \Delta T),$$

де  $Q$  – теплова потужність системи опалення, кВт;  $\rho$  – щільність води за середньої температури теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – питома теплоємність води, приймається 4,187 кДж/(кг·°С);  $\Delta T$  – розрахункова різниця температур, °С, теплоносія в системі централізованого теплопостачання.

Бажана величина  $Kv_{ж}$ , м<sup>3</sup>/год клапану визначається за формулою:

$$Kv_{ж} = 10 \cdot G_{TC} \cdot (\Delta P)^{-0,5}.$$

Діаметр умовного проходу регулюючого клапану обирається за каталогом за величиною  $Kv$ , м<sup>3</sup>/год, що є ближньою до вирахованого значення.

Місткість закритої розширювальної судини систем опалення, які приєднані до місцевої котельні або до теплової мережі за незалежною схемою, повинна бути визначена з урахуванням місцезорозташування, висоти будівлі та місткості системи опалення. Хибний вибір місткості судини й запобіжних клапанів може стати причиною аварії. Об'єм  $V$ , літрів розширювальної судини в системах опалення, які працюють за середніх температур теплоносія від 40°С до 90°С, рекомендується визначати за формулою:

$$V = 40 \cdot 10^{-6} \cdot V_{CO} \cdot (t_{CP})^{1,55} \cdot (P_{KP} + 0,1) \cdot k / (P_{KP} - P_H),$$

де  $P_{кр}$  – критичний тиск води, МПа на рівні установаження розширювальної судини, кількісно рівний тиску, за якому відчиняються запобіжні клапани;  $P_H$  – початковий тиск води, МПа, у системі опалення за її заповнення, кількісно тотожний статичному тиску на рівні установаження розширювальної судини;  $T_{ср}$  – середня температура теплоносія в системі опалення, чисельно дорівнює напівсумі розрахункових температур у подавальному і зворотньому трубопроводах системи опалення;  $k$  – коефіцієнт, який ураховує ступінь використання об'єму, що слід приймати за даними виробника, а за відсутності цих даних рекомендується приймати  $k = 1,8$ ;  $V_{CO}$  – об'єм води в системі опалення, літрів, який розраховується залежно від її теплової потужності, кВт, і середньої температури теплоносія  $t_{ср}$ , °С за елементами (додаток 50).

У системах опалення з закритими розширювальними судинами слід установалювати не менше двох запобіжних клапанів, налаштованих на автоматичне відкривання за тиску  $P_{кр}$ , МПа.

У будівлях, що мають чітковиражену орієнтацію фасадів за країнами світу, рекомендується виконувати автоматизовані вузли змішування чи теплообміну окремими для систем опалення, які обігрівають приміщення, орієнтовані на різні фасади будівлі.

Системи опалення багатопверхових будівель, розділених на гідравлічно відокремлені за вертикаллю зони, повинні проектуватися з окремими для кожної зони будівлі насосними групами, розширювальними судинами й автоматизованими вузлами приготування теплоносія.

#### Підбір водоструменевих елеваторів і змішувальних насосів

Для нормальної роботи водоструменевого елеватора необхідно визначити тиск на уведенні. Він залежить від двох величин: коефіцієнту змішування й гідравлічного опору системи опалення.

Основною робочою характеристикою елеватору є коефіцієнт змішування:

$$U = G_2/G_1 = (G_3 - G_1)/G_1, \text{ чи } U = (T_1 - T_2)/(T_2 - T_3),$$

де  $G_1$  – витрата високотемпературного теплоносія з подавального трубопроводу теплової мережі, тон/годину;  $G_2$  – витрата підмішувальної води зі зворотного трубопроводу системи опалення, тон/годину;  $G_3$  – розрахункова витрата води в системі опалення, тон/годину;

$$G_1 = O_T / (T_1 - T_2) \cdot 1000, \text{ тон/годину}; G_3 = O_T / (T_2 - T_3) \cdot 1000, \text{ тон/годину};$$

де  $O_T$  – витрата теплоти на опалення, ккал/годину;  $T_1$  – температура гарячої води в подавальному трубопроводі теплової мережі;  $T_2$  – температура змішаної води в подавальному трубопроводі системи опалення;  $T_3$  – температура охолодженої (зворотної) води у зворотному трубопроводі системи опалення.

У експлуатаційних умовах коефіцієнт змішення може визначатися шляхом безпосереднього вимірювання фактичних значень  $T_1, T_2, T_3$ .

Розрахунковий тиск на уведенні, необхідний для створення розрахункового коефіцієнту змішення перед водоструменевим елеватором визначається за формулою:  $H_p \geq 1,4 \cdot h_p \cdot (1 + U_p)^2$ ,

де  $h_p$  – розрахункова утрата тиску в системі опалення м. вод. ст.

У практичних розрахунках величину  $U_p$  приймають з коефіцієнтом запасу рівним 1,15.

Нормальна робота водоструменевого елеватору відбувається за співвідношення:  $H_p / h_p = 8 \div 12$ .

Водоструменеві елеватори підбирають за діаметром горловини (камери змішування) за формулою:  $d_r = 1,55 \cdot G_3^{0,5} / h_p^{0,25}$ , см,

де  $G_3$  – розрахункова витрата води в системі опалення, тон/годину;  $h_p$  – розрахункова втрата тиску в системі опалення, кПа.

За визначеним значенням діаметру камери змішування за таблицями приймають номер стандартного елеватору (найближчий менший діаметр). Завищення діаметру камери змішення приводить до зниження КПД і коефіцієнту змішення.

Діаметр сопла водоструменевого елеватора визначається за формулою:

$$d_c = d_r / (1 + U), \text{ см.}$$

За відомим діаметром сопла  $d_c$  необхідну для роботи елеватора різницю тисків у зовнішніх теплопроводах на ввіді в будівлю обчислюють за формулою  $\Delta P_T = 6,3 \cdot G_1^2 / d_c^4$ , кПа.

За наявності надмірного тиску на уведенні, діаметр сопла елеватора розраховується на поглинання всього тиску, що має місце, за формулою

$$d_c = 9,6 \cdot \sqrt[4]{G_1^2 / H},$$

де  $H$  – тиск, що дроселюється в соплі елеватору, м. вод. ст.

Технічні характеристики елеваторів наведено в додатках 51 – 53.

Приклад. Дібрати водоструменевий елеватор, що має установлюватися на індивідуальному тепловому пункті будівлі, якщо розрахункова теплова потужність системи опалення становить  $Q_{от} = 100000$  Вт, а значення температур води дорівнюють  $T_1 = 130^\circ\text{C}$ ,  $T_2 = 105^\circ\text{C}$ ,  $T_3 = 70^\circ\text{C}$ . Утрати тиску в системі опалення прийняти рівними 0,8 кПа. Питома теплоємність води  $c = 4187$  Дж/(кг·°C). Коефіцієнт запасу складає 1,15.

Рішення. Витрата високотемпературного теплоносія з подавального трубопроводу теплової мережі на ввіді до будівлі:

$$G_1 = Q_{от} / c \cdot (T_1 - T_2) = 100000 / 4187 \cdot (130 - 105) = 0,955 \text{ кг/с} = 2,9 \text{ т/годину.}$$

Коефіцієнт змішування:

$$U = (T_1 - T_2) / (T_2 - T_3) = 1,15 \cdot (130 - 105) / (105 - 70) = 0,83.$$

Розрахункова витрата води в системі опалення:

$$G_3 = Q_{от} / c \cdot (T_2 - T_3) = 100000 / 4187 \cdot (105 - 70) = 0,7 \text{ кг/с} = 2,5 \text{ т/годину.}$$

Діаметр горловини водоструменевого елеватору:

$$d_r = 1,55 \cdot G_3^{0,5} / h_p^{0,25} = 1,55 \cdot 2,5^{0,5} / 0,8^{0,25} = 3,3 \text{ см.}$$

Діаметр сопла водоструменевого елеватору:

$$d_c = d_r / (1 + U) = 3,3 / (1 + 0,83) = 1,8 \text{ см.}$$

Необхідний напір води на уведенні до індивідуального теплового пункту:

$$\Delta P_T = 6,3 \cdot G_1^2 / d_c^4 = 6,3 \cdot 2,9^2 / 1,8^4 = 5 \text{ кПа.}$$

За розрахованим значенням діаметру горловини за додатком 54 добираємо водоструменевий елеватор №4.

## Реконструкція систем опалення

Наявні системи опалення мають реконструюватися у випадку їхнього неефективного функціонування, а також із метою економії теплової енергії. У процесі реконструкції можуть поліпшуватися естетичні якості систем опалення.

Роботам із реконструкції системи опалення переважно передують енергетичне дослідження, за якого виявляються усі недоліки в роботі системи опалення й даються рекомендації з їхнього усунення. У процесі енергетичного дослідження установлюють: фактичні теплові потоки з теплової мережі до системи опалення і ступінь їхньої відповідності розрахунковим даним; розмір розрахунків за теплову енергію та їхню відповідність величинам споживання теплоти; температури повітря в опалюваних приміщеннях; ступінь гідравлічного розрегулювання системи. Перший крок будь-якої реконструкції системи опалення – установлення лічильника теплоти на введення до будівлі.

За недостатності наявного тиску в тепловій мережі, слід (за участі представників організації, що забезпечує постачання теплоти), замінити дросельні шайби, перерахувавши діаметри отворів з урахуванням фактичних тисків у трубопроводах. За відсутності дросельної шайби перед елеватором необхідно розглянути можливість збільшення діаметру сопла елеватору. При цьому температура теплоносія у зворотному трубопроводі повинна відповідати температурі води, що подається тепловою мережею з подавального трубопроводу. За гідравлічного розрегулювання трубопроводів системи опалення необхідно установити на відгалуженнях стояків від магістралей балансувальні вентиля, установочне положення яких визначається наладкою, наслідком якої повинні стати приблизно однакові ( $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ) температури води, що виходить з усіх стояків системи.

Заміна старих опалювальних приладів на нові повинна супроводжуватися установленням регулюючої арматури. При установленні РТК чи ручного повнопрохідного кульового крана на підведенні опалювального приладу однотрубною системою слід демонтувати старі триходові чи прохідні крани й



установити опалювальний прилад, площа поверхні якого має бути розрахована відповідно до коефіцієнту затікання води до приладу.

Теплові пункти систем опалення повинні обладнуватися у відповідно до рекомендацій (дивитися вище). За відсутності засобів на улаштування насосного змішування допускається додаткове обладнання елеваторного вузла приладами уривчастого регулювання (рис. 4) чи заміна елеваторного вузла регенератором теплоти. Уривчасте регулювання елеваторних систем слід передбачати у громадських будівлях із фіксованими робочими годинами з метою зменшення споживання теплоти у нічний час і у вихідні дні.

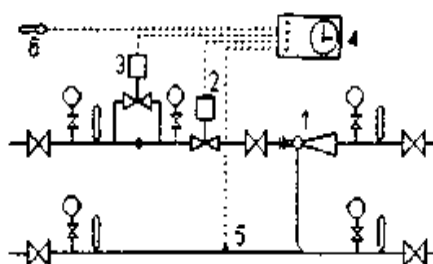


Рис. 4. – Елеваторний вузол із приладами уривчастого регулювання:

1 – елеватор, 2 – позиційний регулюючий клапан, 3 – клапан натопу, 4 – регулятор, 5 – датчик температури теплоносія, 6 – датчик температури повітря.

Системи опалення з незалежним приєднанням до теплової мережі мають модернізуватися шляхом заміни насосів, теплообмінників, розширювальних судин та іншого обладнання сучасними ефективними зразками, а також шляхом використання регуляторів споживання теплоти. Технічні характеристики деяких елементів систем опалення наведено в додатках 56 – 65.

#### Квартирні системи опалення

Квартирні системи опалення в багатоповерхових житлових будівлях слід проектувати за постачання теплоти до квартир від місцевих (квартирних) генераторів теплоти, а за централізованого тепlopостачання – у тих випадках, коли завданням на проектування регламентовано улаштування квартирних приладів обліку споживання в системі опалення.

Стояки в кожній квартирі прокладають у загальних коридорах чи в допоміжних приміщеннях. На уведенні до квартири установлюють лічильник

теплоти і розподільвач потоків теплоносія. Трубопроводи квартирних систем від розподільвача до кожного опалювального приладу прокладають у основі підлоги чи (і) плінтусами. Під час прокладання плінтусами використовують спеціальне декоративне облицювання. Вірізняють променеву, периметральну та змішану квартирні розвідки трубопроводів (рис. 5).

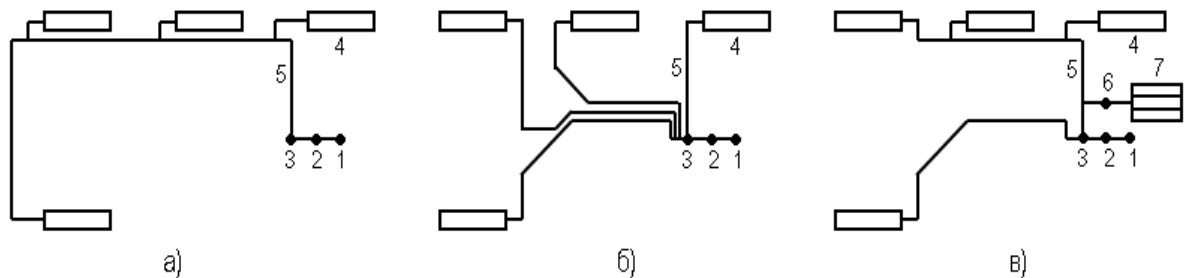


Рис. 5. – Схеми розвідок квартирних трубопроводів: а) периметральна, б) променева, в) змішана, з підгрівом підлоги у ванній кімнаті: 1 – стояки, 2 – лічильник теплоти, 3 – розподільвач, 4 – опалювальні прилади, 5 – трубопровідна розвідка, 6 – змішувальний насос, 7 – «тепла підлога».

Під час проектування периметральної підпільної розвідки необхідно урахувати теплові втрати розвідних трубопроводів, що прокладаються уздовж зовнішніх стін, особливо, якщо в місцях примикання міжповерхових перекриттів до зовнішніх стін є теплопровідні уключення. Для опалення підлоги слід здебільшого проектувати самостійну гілку трубопроводів із змішувальним насосом та автоматичним регулятором, що забезпечує нормативну температуру нагрівальної поверхні підлоги. Приховані квартирні розводки трубопроводів опалення (за винятком плінтусних) повинні виконуватися без розбірних з'єднань із трубопроводів, що не піддаються корозії. Гідравлічний розрахунок таких трубопроводів повинен здійснюватися за таблицями, складеними спеціально для цих трубопроводів (додаток 48).

Фізико-технічні показники пластмасових трубопроводів квартирних систем повинні відповідати параметрам теплоносія за тиском і розрахунковій температурі. Відкритопрокладені трубопроводи квартирних систем повинні бути теплоізольовані. Опалювальні прилади повинні розраховуватися відповідно до охолодження теплоносія у квартирних розвідках.

## Список використаних джерел

1. ДБН В.2.2.-15-2005 Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення [Текст]. – К.: Держбуд України, 2005. – 38 с.
2. ДБН В.2.6.-31-2006 Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель [Текст]. – К.: Міністерство будівництва, архітектури та житлово-комунального господарства України, 2006. – 72 с.
3. ДСТУ Б В.2.2-21:2008 Будинки і споруди. Метод визначення питомих тепловитрат на опалення будинків [Текст]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 20 с.
4. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика [Текст]. – М.: Стройиздат, 1982. – 131 с.
5. СНиП 2.04.05-91 У\* Отопление, вентиляция и кондиционирование [Текст]. – К.: КиевЗНИИЭП, 1996. – 89 с.
6. Абелешов, В. І. Опалення [Текст]: метод. вказівки до курсового проектування (для студ. 3 курсу денної і 4 курсу заочної форм навч. за напрямом підготовки 6.060101 «Будівництво», спеціальності «Міське будівництво і господарство», спеціалізації «Технічне обслуговування, ремонт та реконструкція будівель») / В. І. Абелешов; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 56 с.
7. Гершкович, В. Ф. Пособие по проектированию систем водяного отопления к СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [Текст] / В. Ф. Гершкович. – К.: Укрархстройинформ, 2001. – 40 с.
8. Крупнов, Б. А. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / Б. А. Крупнов, Н. С. Шарафудинов. – Москва – Вена: ГЕРЦ Арматурен, 2006. – 217 с.
9. Покотилов, В. В. Пособие по расчёту систем отопления [Текст] / В. В. Покотилов. – Вена: фирма «HERZ Armaturen», 2006. – 145 с.

# НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки  
до практичних занять  
з дисципліни

## **«ОПАЛЕННЯ»**

(для студентів 3 курсу денної і 4 курсу заочної форм навчання  
за напрямом підготовки 6.060101 «Будівництво», спеціальності  
«Міське будівництво і господарство», спеціалізації «Технічне  
обслуговування, ремонт та реконструкція будівель»)

Укладач **АБЄЛЄШОВ** Володимир Ілліч

Відповідальний за випуск *Д. О. Шушляков*

Редактор *К. В. Дюкар*

Комп'ютерне верстання *О. А. Балашова*

План 2010, поз. 14 М

---

Підп. до друку 26.09.2011 р.

Формат 60×84/16

Друк на ризографі.

Ум.-друк. арк. 3,5

Тираж 50 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства,  
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: [rektorat@ksame.kharkov.ua](mailto:rektorat@ksame.kharkov.ua)

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12.05.2011 р.