



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства  
та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики  
і гідравлічних машин

**01-06-20**



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

### **МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ**

до практичних занять, контрольних та самостійних робіт із  
дисципліни «Установки та обладнання об'єктів  
теплоенергетики» для студентів спеціальності  
144 «Теплоенергетика»

Розділ «Розрахунок установок систем тепlopостачання»

Рекомендовано  
науково-методичною  
комісією спеціальності  
144 «Теплоенергетика»  
Протокол №3 від 30.11.16р.

Рівне 2016



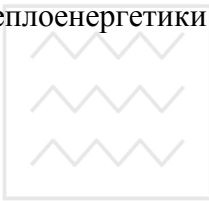
Національний університет

водного господарства

Методичні рекомендації до практичних занять, контрольних та самостійних робіт із дисципліни «Установки та обладнання об'єктів теплоенергетики» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (Розділ «Розрахунок установок систем тепlopостачання») / В.В. Середа. – Рівне: НУВГП, 2016 р. – 37 с.

Упорядник:

В.В. Середа – старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

Відповідальний за випуск: О.А. Рябенко, д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

© Середа В.В., 2016  
© НУВГП, 2016



Передмова.....	3
1. Ексергетичний аналіз різних опалювальних систем.....	4
2. Розрахунок теплової схеми і вибір обладнання водогрійної котельні з влаштуванням когенерації.....	9
3. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання теплових пунктів.....	24
4. Розрахунок теплової схеми теплонасосної установки для системи тепlopостачання.....	33
Список рекомендованої літератури .....	37

## ПЕРЕДМОВА

Студенти спеціальності 144 «Теплоенергетика» ознайомлюються із розрахунками і вибором обладнання різноманітних установок систем тепlopостачання під час вивчення дисципліни «Установки та обладнання об'єктів теплоенергетики» на лекціях і практичних заняттях.

Практичні заняття дозволяють закріпити знання, отримані під час вивчення теоретичного курсу, активізувати роботу кожного студента, розвивати навички самостійного виконання поставлених задач технологічних розрахунків, аналізувати їх результати і вибрати раціональне рішення.

Мета даних методичних вказівок – поглибити і практично закріпити навички виконання розрахунків теплових схем і вибору енергоефективного обладнання для установок систем тепlopостачання; організації надійної, безпечної і ефективної експлуатації основного та допоміжного обладнання установок систем тепlopостачання.



## ТЕМА 1. ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РІЗНИХ ОПАЛЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ

### 1.1. Ексергетичний розрахунок теплонасосної установки

#### 1. Втрати ексергії в компресорі (процес 1-2)

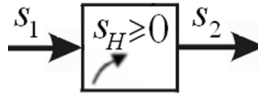


Рис. 1. Ентропійний баланс компресора

Ентропійний баланс  $s_1 + s_n = s_2$ , звідки створена ентропія

$$s_n = s_2 - s_1. \quad (1)$$

Питомі втрати ексергії в компресорі визначаються за рівнянням Гюї-Стодола:

$$n_{км} = s_n \cdot T_0. \quad (2)$$

Тоді повні втрати в компресорі складають

$$\Pi_{км} = G_0 \cdot n_{км}. \quad (3)$$

#### 2. Втрати ексергії в конденсаторі (процес 2-3)

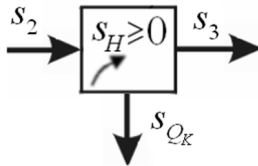


Рис. 2. Ентропійний баланс конденсатора

Ентропійний баланс  $s_2 + s_n = s_3 + s_{Q_K}$ , звідки створена ентропія

$$s_n = s_3 - s_2 + s_{Q_K} = (s_3 - s_2) + \frac{q_K}{T_0}. \quad (4)$$

Питомі втрати ексергії в конденсаторі:

$$n_K = s_n \cdot T_0. \quad (5)$$



Тоді повні втрати ексергії в конденсаторі складають

$$\Pi_K = G_0 \cdot n_K. \quad (6)$$

3. Втрати ексергії в переохолоднику (процес 3-3n)

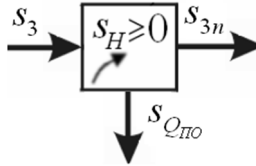


Рис. 3. Ентропійний баланс переохолодника

Ентропійний баланс  $s_3 + s_n = s_{3n} + s_{Q_{ПО}}$ , звідки створена ентропія

$$s_n = s_3 - s_2 + s_{Q_K} = (s_{3n} - s_3) + \frac{q_{ПО}}{T_0}. \quad (7)$$

Питомі втрати ексергії в переохолоднику:

$$n_{ПО} = s_n \cdot T_0. \quad (8)$$

Тоді повні втрати в переохолоднику складають

$$\Pi_{ПО} = G_0 \cdot n_{ПО}. \quad (9)$$

4. Втрати ексергії в регенеративному підігрівнику (процеси 3n-3p та 5-1)

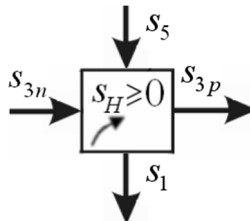


Рис. 4. Ентропійний баланс регенеративного підігрівника

Ентропійний баланс  $s_{3n} + s_5 + s_n = s_{3p} + s_1$ , звідки створена ентропія

$$s_n = (s_{3p} - s_{3n}) + (s_1 - s_5). \quad (10)$$

Питомі втрати ексергії в регенеративному підігрівнику:

$$n_{PII} = s_n \cdot T_0, \quad (11)$$



Повні втрати в регенеративному підігрівнику складають

$$\Pi_{PII} = G_0 \cdot n_{PII}. \quad (12)$$

5. Втрати ексергії в регулювальному вентилі (процес 3p-4)

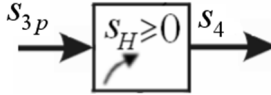


Рис. 5. Ентропійний баланс регулювального вентилля

Ентропійний баланс  $s_{3p} + s_n = s_4$ , звідки створена ентропія

$$s_n = s_4 - s_{3p}. \quad (13)$$

Питомі втрати ексергії в регулювальному вентилі:

$$n_{PB} = s_n \cdot T_0. \quad (14)$$

Тоді повні втрати в регулюючому вентилі складають

$$\Pi_{PB} = G_0 \cdot n_{PB}. \quad (15)$$

6. Втрати ексергії в випарнику (процес 4-5)

Ентропійний баланс  $s_4 + s_n + s_{Q_0} = s_5$ , звідки створена ентропія

$$s_n = s_5 - s_4 - s_{Q_0} = (s_5 - s_4) - \frac{q_0}{T_0}. \quad (16)$$

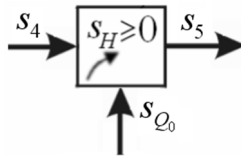


Рис. 6. Ентропійний баланс випарника

Питомі втрати ексергії в випарнику:

$$n_B = s_n \cdot T_0. \quad (17)$$

Тоді повні втрати в випарнику складають

$$\Pi_B = G_0 \cdot n_B. \quad (18)$$

7. Втрати в електродвигуні компресора

$$N_{el} = N_K + \Pi_{el.ов.}, \quad (19)$$

звідси  $\Pi_{el.ов.} = N_{el} - N_K = N_{el} - l_K \cdot G_0$ .



## 8. Ексергетичний ККД теплонасосної установки

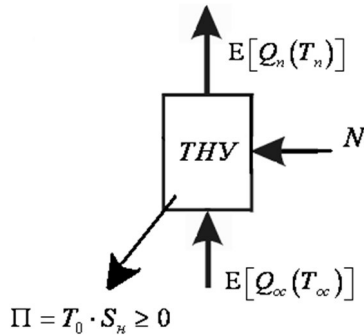


Рис. 7. Ексергетичний баланс теплового насосу

Рівняння ексергетичного балансу (об'єднане рівняння першого та другого законів термодинаміки) для теплонасосної установки в цілому:

$$N_{el} + E_{Q_o(T_o)} = E_{Q_n(T_n)} + \Pi, \quad (20)$$

де  $N_{el}$  – електрична потужність електродвигуна компресора;  $\Pi$  – втрати ексергії в елементах установки, обчислені за формулами (1)-(19);  $E_{Q_n(T_n)}$  – ексергія, яка отримується споживачем:

$$E_{Q_n(T_n)} = Q_n \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right). \quad (21)$$

Тоді ексергетичний ККД теплонасосної установки дорівнює:

$$\eta_{ек} = \frac{E_{Q_n(T_n)}}{N_{el}}. \quad (22)$$

Похибка розрахунків втрат полягає в використанні експериментальних даних, величини яких відрізняються від дійсних, в наслідок округлення розрахункових величин, тощо. Також в установці присутні окрім перерахованих і інші втрати ексергії, наприклад, при подоланні робочим тілом, охолоджувальною водою або розсолем місцевих опорів,



гідралічного тертя, різниці геодезичних відміток, при теплових втратах крізь шар теплової ізоляції, тощо.

Тому в реальній теплонасосній установці буде мати місце деяке зниження ексергетичного ККД, в наслідок чого буде додатково витрачатися електроенергія на компенсацію втрат. Але це не матиме великого впливу на оцінку ексергетичних показників апаратів спроектованої установки, так як не відбудуватиметься різка зміна рівня втрат ексергії.

## **1.2. Завдання для практичної роботи**

На основі вихідних даних, заданих викладачем, визначити ексергетичний ККД теплонасосної установки і порівняти отримане значення з ексергетичним ККД ТЕЦ і опалювальної котельні з різними типами котлів (електричними, традиційними і конденсаційними).

## **1.3. Питання до самостійної роботи**

1. Запишіть енергетичний та ексергетичний баланси ТЕЦ.
2. Як визначається ексергетичний ККД компресорної теплонасосної установки?
3. Як змінюється ексергетичний ККД термотрансформатора теплоти у порівнянні з компресорною теплонасосною установкою?
4. Запишіть енергетичний і тепловий баланс при використанні електричного опалення.
5. Як визначається ексергетичний ККД опалювальної котельні у таких випадках:
  - для ідеального випадку;
  - при використанні конденсаційних котлів;
  - реальної котельні?
6. У чому полягає різниця між ексергетично доцільною схемою тепlopостачання і ексергетично недоцільною?





## ТЕМА 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ І ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ВОДОГРІЙНОЇ КОТЕЛЬНОЇ З ВЛАШТУВАННЯМ КОГЕНЕРАЦІЇ

### 2.1. Приклад виконання розрахунку

Розглянемо послідовність розрахунку водогрійної котельні для теплопостачання Центральної лікарні смт. Демидівка Рівненської області. Теплова схема котельні зображена на рисунку 8.

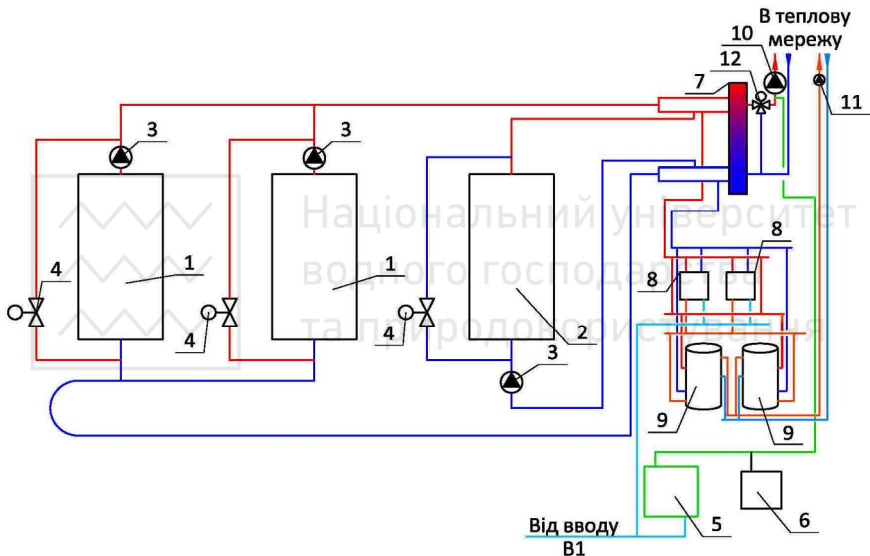


Рисунок 8. Принципова теплова схема водогрійної опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання:

1 – водогрійний котел Vitoplex 100 SX; 2 – газопоршнева машина Vitobloc GG 50; 3 – котловий насос; 4 – засувка з електроприводом; 5 – установка ХВО з баком запасу очищеної води; 6 – установка хімічної деаерації; 7 – гідромуфта; 8 – швидкісний теплообмінник; 9 – ємний водонагрівник; 10 – мережевий насос системи опалення; 11 – мережевий насос системи гарячого водопостачання; 12 – триходовий клапан; 13 – підживлюючий насос.



### 2.1.1. Опис схеми

Водогрійні котельні, як правило, є опалювальними з використанням в якості теплоносія гарячої води з температурою 90/70°C (опалення і вентиляція) та 55...65°C (гаряче водопостачання), яка відпускається на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання. Мережева вода нагрівається безпосередньо у водогрійних котлах.

На рис. 8 показана принципова теплова схема водогрійної опалювальної котельні з відпусткою гарячої води при закритій системі тепlopостачання. Вода зі поворотної лінії теплової мережі під невеликим напором (0,2...0,4 МПа) підводиться до гідромуфти 7. Від гідромуфти вода потрапляє у колектор поворотної лінії, де частина її насосом 3 подається в газопоршневу машину 2, а частина потрапляє в поворотний трубопровід котлів. В котлах 1 і газопоршневій машині 2 мережева вода нагрівається до температури 90°C. Нагріта вода надходить в подавальний колектор, звідки потрапляє в гідромуфту. З гідромуфти вода мережевим насосом 10 подається в теплову мережу.

Гідромуфта встановлюється в системах з великим водяним об'ємом. Принцип роботи гідромуфти полягає в тому, що котловий і опалювальні контури зі змінними параметрами не впливають один на одного, в крайньому випадку, їх взаємний вплив значно згладжений.

Наявність в системі гідромуфти надає такі переваги:

- в котловому контурі температура подавального і поворотного трубопроводів 90 і 70°C відповідно. Це виключає роботу котлів в конденсатному режимі;

- в опалювальному контурі температура теплоносія змінюється в залежності від потреб споживачів тепла, при зменшенні теплового навантаження в гідромуфті здійснюється підмішування поворотного теплоносія до подавального.



Для забезпечення об'єкта гарячою водою використана паралельна двоступенева схема підігріву води. Перша ступінь – швидкісний теплообмінник, друга – ємний водонагрівник. В першій ступені здійснюється підігрів води від 10 до 38°C, а в другій від 38 до 65°C. Використання в якості другої ступені ємного водонагрівника створює запас води і забезпечує її циркуляцію.

Трубна обв'язка котлів, які працюють по каскадній схемі, повинна забезпечити рівні витрати теплоносія через котли однакової потужності. Для цього гідравлічний опір всіх паралельних контурів також повинен бути однаковим. Таким чином гарантуються рівні умови роботи для кожного котла. Це означає:

- рівномірне охолодження котлів поворотною водою із системи опалення;
- рівномірне зняття тепла з кожного котла.

Рівномірне охолодження котлів дозволяє уникнути ситуацій, коли один котел в каскадній схемі перегрітий, а другий переохолоджений до температури нижче точки роси, при якій може початися конденсація водяних парів із продуктів згоряння.

Рівномірне зняття тепла гарантує, що котли будуть працювати з однаковою тепловою потужністю. Це забезпечить стабільну роботу пальників всіх котлів. Низькі, в порівнянні з потужністю котла витрати теплоносія приведуть до «тактування» пальника – частому чергуванню стартів і зупинок. Кожний старт пальника – це миттєве стартове підвищення емісії шкідливих речовин, витрат енергії на продувку камери згоряння, можливий початковий підігрів рідкого палива і т. д., а також зайве зношення елементів пальника.

Для забезпечення рівних витрат теплоносія через котли широко використовується схема Тихельманна – просте і дешеве вирішення прокладання трубопроводів. Така схема застосовується також в протягнутих горизонтальних



системах опалення, при підключенні декількох теплогенеруючих елементів в одну систему і при обв'язці котлів, працюючих по каскадній схемі.

Витік води в теплових мережах поповнюється водою для підживлення, яка підготовляється в такий спосіб. Сира вода від вводу В1 подається в установку ХВО, що складається з солерозчинника та іонообмінного бака. Проїшовши систему очистки хімічно очищена вода потрапляє в бак запасу очищеної води. При падінні тиску мережевої води вмикається підживлювальний насос і очищена вода з бака запасу очищеної води подається в подавальну лінію мережної води перед насосом 10.

Для деаерації підживлювальної води використовується установка хімічної деаерації, яка складається з двох насосів-дозаторів і датчика рН. Один насос-дозатор використовується для дозування сульфиту натрію для хімічної деаерації води, а інший для дозування луку для підтримання рН води 8,3...8,5.

### 2.1.2. Вихідні данні до розрахунку

Таблиця 1.

#### Споживання теплової енергії

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	152	72	16	241
Лікувальний корпус №2	152	72	16	241
Харчоблок	15	19	67	101
Інфекційне відділення	23	10	5	39
Пральня	20	25	32	76
Поліклініка	118	50	5	172
Всього	482	246	141	869
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	
Власні потреби котельні та втрати в мережах				87
Разом для системи централізованої теплофікації (за				956

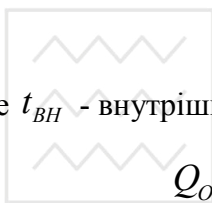


максимальногодинним графіком)

- розрахункова температура для проектування опалення  
 $t_O^P =$  мінус 21 °С;
- розрахункова температура для проектування вентиляції  
 $t_B^P =$  мінус 9 °С.

### 2.1.3. Розрахунок теплових потоків для різних режимів (на прикладі 0°С)

1. Розрахунковий відпуск теплоти на опалення Лікувального корпусу №1



$$Q_O = Q_O^{\max} \cdot \frac{t_{BH} - t_{розр}}{t_{BH} - t_O^P}, \quad (23)$$

де  $t_{BH}$  - внутрішня температура приміщення,  $t_{BH} = 20^\circ\text{C}$ .

$$Q_O = 152 \cdot \frac{20 - 0}{20 - (-21)} = 74,4 \text{ кВт.}$$

2. Розрахунковий відпуск теплоти на вентиляцію Лікувального корпусу №1

$$Q_B = Q_B^{\max} \cdot \frac{t_{BH} - t_{розр}}{t_{BH} - t_B^P}, \quad (24)$$

$$Q_B = 72 \cdot \frac{20 - 0}{20 - (-9)} = 49,4 \text{ кВт.}$$

3. Розрахунковий відпуск теплоти на опалення та вентиляцію Лікувального корпусу №1

$$Q_{OB} = Q_B + Q_O, \quad (25)$$

$$Q_{OB} = 74,4 + 49,4 = 124 \text{ кВт.}$$

4. Власні потреби котельні та втрати в мережах

$$Q_{ВИ} = Q_{OB} \cdot 0,1 \quad (26)$$



$$Q_{ВП} = 124 \cdot 0,1 = 12,4 \text{ кВт.}$$

Результати розрахунків інших споруд при інших режимах представимо у вигляді таблиць.

Таблиця 2.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = -20^{\circ}\text{C}$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	149	72	16	237
Лікувальний корпус №2	149	72	16	237
Харчоблок	15	19	67	100
Інфекційне відділення	22	10	5	38
Пральня	20	25	32	76
Поліклініка	115	50	5	169
Всього	470	246	141	857
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	
Власні потреби котельні та втрати в мережах				86
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)				943

Таблиця 3.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = -15^{\circ}\text{C}$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	130	72	16	218
Лікувальний корпус №2	130	72	16	218
Харчоблок	13	19	67	99
Інфекційне відділення	20	10	5	35
Пральня	17	25	32	73
Поліклініка	101	50	5	155
Всього	411	246	141	798
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	



Власні потреби котельні та втрати в мережах	80
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)	878

Таблиця 4.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = -10^{\circ}C$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	112	72	16	200
Лікувальний корпус №2	112	72	16	200
Харчоблок	11	19	67	97
Інфекційне відділення	17	10	5	32
Пральня	14	25	32	70
Поліклініка	86	50	5	140
Всього	352	246	141	739
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	
Власні потреби котельні та втрати в мережах				74
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)				813

Таблиця 5.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = -5^{\circ}C$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	93	62	16	171
Лікувальний корпус №2	93	62	16	171
Харчоблок	9	16	67	92
Інфекційне відділення	14	9	5	28
Пральня	11	21	32	64
Поліклініка	72	43	5	119
Всього	293	212	141	646
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	



Власні потреби котельні та втрати в мережах	65
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)	710

Таблиця 6.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = 0^{\circ}C$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	74,4	49,4	16	140
Лікувальний корпус №2	74	49	16	140
Харчоблок	8	13	67	87
Інфекційне відділення	11	7	5	24
Пральня	9	16	32	56
Поліклініка	58	34	5	96
Всього	234	169	141	544
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	
Власні потреби котельні та втрати в мережах				54
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)				598

Таблиця 7.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = 5^{\circ}C$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	56	37	16	109
Лікувальний корпус №2	56	37	16	109
Харчоблок	6	10	67	82
Інфекційне відділення	8	5	5	19
Пральня	6	11	32	48
Поліклініка	43	26	5	73
Всього	175	125	141	441
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком			71	





Власні потреби котельні та втрати в мережах	44
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)	486

Таблиця 8.

Розрахункові теплові потоки при  $t_{розр} = 10^{\circ}C$

Споживач	Витрати теплоти, кВт			
	опалення	вентиляція	ГВП	загальна
Лікувальний корпус №1	0	0	16	16
Лікувальний корпус №2	0	0	16	16
Харчоблок	0	0	67	67
Інфекційне відділення	0	0	5	5
Пральня	0	0	32	32
Поліклініка	0	0	5	5
Всього	0	0	141	141
Всього витрат теплоти на ГВП за середньогодинним графіком	71			
Власні потреби котельні та втрати в мережах				14
Разом для системи централізованої теплофікації (за максимальногодинним графіком)				155

### 5. Середня витрата теплоти на опалення

$$Q_O^{сер} = Q_O^{max} \cdot \frac{t_{BH} - t_{розр}^{OB}}{t_{BH} - t_O^P}, \quad (27)$$

де  $t_{розр}^{OB} = -0,5^{\circ}C$  – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період для Рівненської області, [1].

$$Q_O^{сер} = 482 \cdot \frac{18 - (-0,5)}{18 - (-21)} = 228,6 \text{ кВт.}$$

### 6. Середня витрата теплоти на вентиляцію

$$Q_B^{сер} = Q_B^{max} \cdot \frac{t_{BH} - t_{розр}^{OB}}{t_{BH} - t_B^P}, \quad (28)$$



$$Q_B^{cep} = 246 \cdot \frac{18 - (-0,5)}{18 - (-9)} = 168,6 \text{ кВт.}$$

7. Річна витрата теплоти на опалення

$$Q_O^{pik} = Q_O^{cep} \cdot N \cdot n_o \cdot 3600 \cdot 10^{-3}, \quad (29)$$

де  $N$  – тривалість опалювального періоду,  $N=191$  доба,  $n_o$

- тривалість роботи системи опалення,  $n_o = 24 \frac{\text{год}}{\text{добу}}$ .

$$Q_O^{pik} = 228,6 \cdot 191 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 3772448,64 \frac{\text{МДж}}{\text{рік}}.$$

8. Річна витрата теплоти на вентиляцію

$$Q_B^{pik} = Q_B^{cep} \cdot N \cdot n_B \cdot 3600 \cdot 10^{-3}, \quad (30)$$

де  $n_B = 16 \frac{\text{год}}{\text{добу}}$  - тривалість роботи системи вентиляції,

[1].

$$Q_B^{pik} = 168,6 \cdot 191 \cdot 16 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 1854870 \frac{\text{МДж}}{\text{рік}}.$$

9. Річна витрата теплоти на ГВП

$$Q_{ГВ}^{pik} = Q_{ГВ}^{cep} \cdot 350 \cdot n_o \cdot 3600 \cdot 10^{-3}, \quad (31)$$

$$Q_{ГВ}^{pik} = 70,6 \cdot 350 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 2134944 \frac{\text{МДж}}{\text{рік}}.$$

10. Річна витрата теплоти

$$Q^{pik} = Q_O^{pik} + Q_B^{pik} + Q_{ГВ}^{pik}. \quad (32)$$

$$Q^{pik} = 3772448,64 + 1854870 + 2134944 = 7762262,64 \frac{\text{МДж}}{\text{рік}}.$$

## 2.1.4. Розрахунок витрат теплоносія

1. Розрахункова витрата мережевої води для потреб на опалення і вентиляцію



$$G_{OB} = \frac{Q_{OB}}{c_B(T_1 - T_2)}, \quad (33)$$

де  $T_1$  - температура подавальної мережевої води,  $T_1 = 90^\circ\text{C}$ ,  $T_2$  - температура поворотної мережевої води,  $T_2 = 70^\circ\text{C}$ .

$$G_{OB} = \frac{815 \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 35,0 \frac{\text{M}^3}{\text{год}}.$$

2. Розрахункова витрата мережевої води через газопоршневую машину

$$G_{ГПМ} = \frac{Q_{ГПМ} \cdot 3,6}{c_B(T_1 - T_2)}, \quad (34)$$

$$G_{ГПМ} = \frac{82 \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 3,5 \frac{\text{M}^3}{\text{год}}.$$

3. Розрахункова витрата мережевої води через ведучий котел

$$G_{K2} = \frac{Q_{K2} \cdot 3,6}{c_B(T_1 - T_2)}, \quad (35)$$

$$G_{K2} = \frac{450 \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 19,3 \frac{\text{M}^3}{\text{год}}.$$

4. Розрахункова витрата мережевої води через ведучий котел

$$G_{K1} = \frac{(Q_{OB} - Q_{ГПМ} - Q_{K2}) \cdot 3,6}{c_B(T_1 - T_2)}, \quad (36)$$

$$G_{K1} = \frac{(956 - 82 - 450) \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 18,2 \frac{\text{M}^3}{\text{год}}.$$

5. Потужність першої ступені ГВП

$$Q_{ГВП1} = \frac{G_{ГВП}^{CR}}{1000} (t_{31} - t_1) 1,163, \quad (37)$$

де  $t_{31}$  - температура гарячої води після першої ступені ГВП  
 $t_{31} = 38^\circ\text{C}$ ,



$$Q_{ГВП1} = \frac{1103,45}{1000} (38 - 10) 1,163 = 35,3 \text{ кВт.}$$

6. Розрахункова витрата мережевої води через першу ступінь ГВП

$$G_{ГВП1} = \frac{Q_{ГВП1} \cdot 3,6}{c_B (T_1 - T_2)}, \quad (38)$$

$$G_{ГВП1} = \frac{35,3 \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 1,52 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

7. Потужність другої ступені ГВП

$$Q_{ГВП2} = \frac{G_{ГВ}^{CG}}{1000} (t_{ГВ} - t_{31}) 1,163, \quad (39)$$

$$Q_{ГВП2} = \frac{1103,45}{1000} (65 - 38) 1,163 = 35,1 \text{ кВт.}$$

8. Розрахункова витрата мережевої води через другу ступінь ГВП

$$G_{ГВП2} = \frac{Q_{ГВП2} \cdot 3,6}{c_B (T_1 - T_2)}, \quad (40)$$

$$G_{ГВП2} = \frac{35,1 \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 1,51 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

9. Витрата мережевої води на власні потреби котельні та втрати в мережах

$$G_{ВП} = \frac{Q_{ВП} \cdot 3,6}{c_B (T_1 - T_2)}, \quad (41)$$

$$G_{ВП} = \frac{87 \cdot 3,6}{4,187(90 - 70)} = 3,7 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Результати розрахунків інших режимів представимо у вигляді таблиць.

Таблиця 9.

Витрата мережевої води через газопоршневу машину

Параметр	температура зовнішнього повітря, °C							
	-21	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Теплова потужність	82							



Електрична потужність $Q_{гпм}^{ел}, кВт$	50
Температура поворотної мережевої води, $T_2, °C$	70
Температура подавальної мережевої води, $T_1, °C$	90,0
Витрата мережевої води $G_{гпм},$ т/год	3,5

Таблиця 10.

Витрата мережевої води через ведений котел

Параметр	температура зовнішнього повітря, °C							
	-21	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Теплова потужність $Q_{к2}, кВт$	450						404	73
Температура поворотної мережевої води, $T_2, °C$	70							
Температура подавальної мережевої води, $T_1, °C$	90,0							
Витрата мережевої води $G_{к2}, т/год$	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	17,4	3,15

Таблиця 11.

Витрата мережевої води через ведучий котел

Параметр	температура зовнішнього повітря, °C							
	-21	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Теплова потужність $Q_{к1}, кВт$	424	411	346	281	178	66	0	0

Температура поворотної мережевої води, $T_2$ , °C	70							
Температура подавальної мережевої води, $T_1$ , °C	90,0							
Витрата мережевої води $G_{K1}$ , т/год	18,2	17,7	14,9	12,1	7,7	2,8	0	0

Таблиця 12.

Витрата води в тепловій мережі

Параметр	температура зовнішнього повітря, °C							
	-21	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Теплова потужність $Q_{OB}$ , кВт	815	802	737	672	569	457	344	0
Температура поворотної мережевої води, $T_2$ , °C	70							
Температура подавальної мережевої води, $T_1$ , °C	90,0							
Витрата мережевої води $G_{OB}$ , т/год	35,0	34,5	31,7	28,9	24,5	19,6	14,8	0

Таблиця 13.

Неув'язка витрат мережевої води

Параметр	температура зовнішнього
----------	-------------------------



	повітря, °С							
	-21	-20	-15	-10	-5	0	5	10
<p>Наявна витрата</p> $G_{3AG} = G_{ГПМ} + G_{K1} + G_{K2}, \text{ кВт}$	41,1	40,5	37,7	35,0	30,5	25,7	20,9	6,7
<p>Потрібна витрата</p> $G_{3AG1} = G_{3AG} + 2 \cdot (G_{ГПВ1} + G_{ГПВ2}), \text{ кВт}$	41,1	40,5	37,7	34,9	30,5	25,7	20,9	6,7
<p>Нев'язка балансу по витраті</p> $\Delta = \frac{ G_{3AG1} - G_{3AG} }{G_{3AG1}} 100\%$	0	0	0	0	0	0	0	0

### 2.1.5. Вибір обладнання котельні

На основі розрахунку теплової схеми було здійснено підбір основного і допоміжного обладнання котельні, яке включає: котли Vitoplex 100 SX фірми Viessmann, пальники EK05.70 фірми ELCO Klockner, ГПМ Vitobloc GG 50 фірми Viessmann, насоси з частотним регулюванням фірми Wilo, швидкісний теплообмінник системи ГВП Vitotrans 100 3003487 фірми Viessmann, емний водонагрівник Vitocell-V 100 фірми Viessmann, установка ХВО Aquafilter AF-25-V-960, установка хімічної деаерації на базі насосів-дозаторів DLX-CC.

### 2.2. Завдання для практичної роботи

На основі вихідних даних, заданих викладачем, виконати розрахунок теплової схеми водогрійної котельні, зображеної на рис. 8. Після розрахунку підібрати основне і допоміжне обладнання котельні.

### 2.3. Питання до самостійної роботи

1. Як визначається максимальне, середнє і річне теплове навантаження на опалення, вентиляцію і ГВП житлових і громадських приміщень?



2. Які існують режими роботи опалювальних котелень?
3. З якою метою у теплових схемах водогрійних котелень використовуються гідромуфти? Який принцип їх роботи?
4. Яким чином у теплових схемах котелень забезпечується рівна витрата води через всі котли?
5. Які особливості роботи ГПМ необхідно враховувати при використанні їх в схемах теплопостачання?
6. Яке теплообмінне обладнання використовується для забезпечення потреб ГВП? Для чого в теплових схемах котелень здійснюється рециркуляція ГВП?
7. Яке насосне обладнання необхідно використовувати в котельнях і чому?







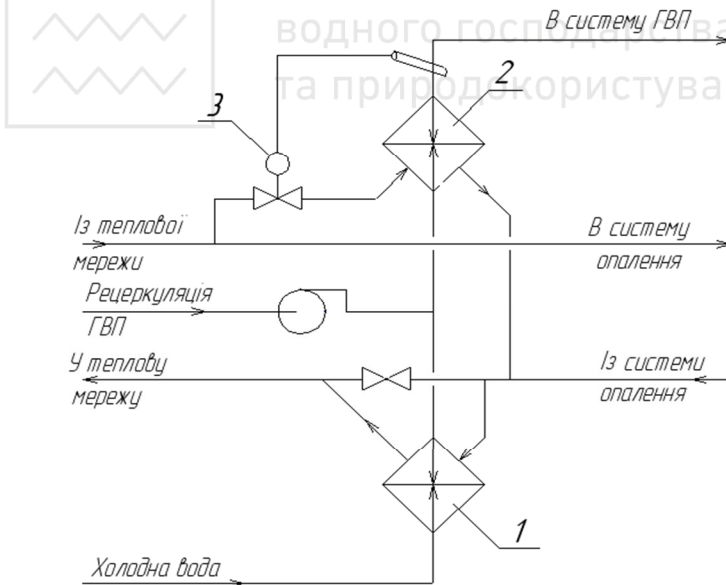
## ТЕМА 3. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВИХ ПУНКТІВ

### 3.1. Розрахунок підігрівників ГВП індивідуального теплового пункту житлового будинку

#### 3.1.1. Розрахунок теплових навантажень та витрат води на підігрівники ГВП

Схема приєднання водопідігрівачів ГВП в закритих системах тепlopостачання вибирається в залежності від співвідношення максимального потоку теплоти на гаряче водopостачання  $Q_{\max_{гв}}$  і максимального потоку теплоти на опалення  $Q_{o \max}$  [3]:

$$\frac{Q_{\max_{гв}}}{Q_{o \max}} = \frac{401}{1478} = 0,27 ; 0,2 < \frac{Q_{\max_{гв}}}{Q_{o \max}} < 1 - \text{двохступінчата схема.}$$



1 – перша ступінь підігрівача ГВП ; 2 – друга ступінь підігрівача ГВП; 3 – регулятор температури.



Рисунок 8. Схема підключення підігрівачів ГВП

1. Середня температура води в опалювальних приладах

$$t_{on.cp}^p = \frac{t_{прям2}^p + t_{звор2}^p}{2}; \quad (42)$$

$$t_{on.cp}^p = \frac{95 + 66}{2} = 80,5^{\circ}C.$$

2. Опалювальний коефіцієнт

$$\phi_{on}^{3l} = \frac{t_{прям1}^{\min} - t_{вн} - \frac{0,4 \cdot n}{1 + n} (t_{on.cp}^p - t_{вн}^p)}{t_{прям1}^p - t_{вн}^p}, \quad (43)$$

де  $t_{прям1}^{\min} = 70^{\circ}C$  – мінімальна температура мережної води в точці зламу температурного графіка;  $t_{вн}^p = 20^{\circ}C$  – розрахункова температура повітря всередині приміщення;  $n = 0,32$  – коефіцієнт, який приймається при русі води в опалювальних пристроях зверху вниз.

$$\phi_{on}^{3l} = \frac{70 - 20 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (80,5 - 20)}{150 - 20} = 0,339.$$

3. Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка

$$t_3^{3l} = t_{вн}^p - \phi_{on}^{3l} (t_{вн}^p - t_{p.o}), \quad (44)$$

де  $t_{p.o} = -22^{\circ}C$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення в холодний період.

$$t_3^{3l} = 20 - 0,339 \cdot (20 + 22) = 5,762^{\circ}C.$$

4. Температура мережної води у зворотному трубопроводі

$$t_{звор.1}^{\min} = t_{прям.1}^{\min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_3^{3l}}{t_{вн}^p - t_{p.o}}. \quad (45)$$

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 5,762}{20 + 22} = 44,1^{\circ}C.$$



5. Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача

$$t_n = t_{звор.1}^{\min} - \delta, \quad (46)$$

де  $\delta$  – недогрів місцевої води,  $\delta = 6 \dots 10$  °C. Приймаємо  $\delta = 8$  °C, тоді

$$t_n = 44,1 - 8 = 36,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

6. Теплова потужність водонагрівачів.

а) Теплова потужність першої ступені:

$$Q_1 = Q_{звн}^{\max} \frac{t_n - t_x}{t_{звн} - t_x}; \quad (47)$$

$$Q_1 = 401000 \cdot \frac{36,1 - 5}{55 - 5} = 249 \cdot \text{кВт}.$$

б) Теплова потужність другої ступені:

$$Q_2 = Q_{звн}^{\max} - Q_1; \quad (48)$$

$$Q_2 = (4,01 - 2,49) \cdot 10^5 = 152 \cdot \text{кВт}.$$

7. Масова витрата гарячої води:

$$G_3 = \frac{Q_1}{c_p \cdot (t_n - t_x)}; \quad (49)$$

$$G_3 = \frac{2,49 \cdot 10^5}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (36,1 - 5)} = 1,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

8. Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води:

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_p (t_{прям.1}^{\min} - t_{звор.1}^{\min})}; \quad (50)$$

$$G_2 = \frac{1,52 \cdot 10^5}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (70 - 44,1)} = 1,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

9. Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, рівній температурі у точці зламу:



$$Q_o^{3l} = Q_o \frac{t_{вн}^p - t_3^{3l}}{t_{вн}^p - t_{p.o}}; \quad (51)$$

$$Q_o^{3l} = 1478 \cdot 10^3 \cdot \frac{20 - 5,76}{20 + 22} = 5,01 \cdot 10^5 \text{ Вт} = 501 \text{ кВт}.$$

10. Витрата мережної води на опалення у точці зламу:

$$G_o^{3l} = \frac{Q_o^{3l}}{c_p (t_{прям.1}^{\min} - t_{звор.1}^{\min})}; \quad (52)$$

$$G_o^{3l} = \frac{5,01 \cdot 10^5}{4187 \cdot (70 - 44,1)} = 4,62 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

11. Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача:

$$G_1 = \varphi (G_2 + G_o^{3l}), \quad (53)$$

де  $\varphi = 0,85$  – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача,

$$G_{Г1} = 0,85 \cdot (1,4 + 4,62) = 6,02 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

12. Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву:

$$t_2^I = t_{звор.1}^{\min} - \frac{Q_1}{c_p \cdot G_{Г1}}; \quad (54)$$

$$t_2^I = 44,1 - \frac{2,49 \cdot 10^5}{4187 \cdot 6,02} = 34,2^\circ \text{C}.$$

### 3.1.2. Розрахунок першої ступені підігрівача ГВП

1. Для теплообмінного апарату з [3] приймаємо тип пластин 0,5Pr з такими характеристиками:

- Габаритні розміри  $a \times b \times \delta$ ,  $1380 \times 650 \times 1$  мм;
- Поверхня теплообміну  $F_{nl} = 0,5$  м<sup>2</sup>;
- Маса  $m = 6,0$  кг.

Щілинні канали:



- Крок гофрів  $s=20,8$  мм; висота гофрів  $h=5$  мм;
  - Кількість гофрів  $n_z=48$  шт.;
  - Еквівалентний діаметр каналу  $d_e=0,009$  м;
  - Найбільший умовний діаметр штуцера  $D_{ш}=0,285$  мм;
  - Коефіцієнт теплопровідності стінки  $\lambda_{cm} = 22 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$ ;
  - Гідрравлічний коефіцієнт  $\xi=15$ ;
  - Приведена довжина каналу  $L_{np}=1,0$  м.
2. Середньологарифмічна різниця температур

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}}, \quad (55)$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{29,2 - 8}{\ln \frac{29,2}{8}} = 16,37^\circ C.$$

3. Швидкість мережної води в каналі

$$W_1 = \frac{G_{Г1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (56)$$

де  $\rho_1$  - густина води,  $кг/м^3$ ;  $z_1$  - кількість каналів у теплообміннику з гріючої сторони, приймаємо  $z_1 = 4$  шт.

$$W_1 = \frac{6,02}{5 \cdot 0,00285 \cdot 995,35} = 0,53 \frac{м}{с}.$$

4. Температурний множник

$$W_1 = \frac{G_{Г1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (57)$$

$$A_1 = 0,1 \cdot \frac{63,36 \cdot 10^{-2}}{(0,67 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 4,4^{0,43} \cdot \left( \frac{4,4}{5,42} \right)^{0,25} = 3654.$$

5. Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (58)$$



$$\alpha_1 = 3654 \cdot \frac{0,53^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 8058 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$$

6. Швидкість води в каналі, що нагрівається

$$W_2 = \frac{G_H}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2} \quad (59)$$

де  $z_2$  – кількість каналів у теплообміннику зі сторони, що нагрівається, приймаємо  $z_2 = 4$  шт.

$$W_2 = \frac{1,9}{4 \cdot 0,00285 \cdot 998,1} = 0,167 \frac{M}{c}$$

7. Температурний множник:

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (60)$$

$$A_2 = 0,1 \cdot \frac{59,8 \cdot 10^{-2}}{(0,994 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 6,932^{0,43} \left( \frac{6,932}{6,092} \right)^{0,25} = 3421.$$

8. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_3^{0,27}}, \quad (61)$$

$$\alpha_2 = 3421 \frac{0,167^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 3250 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$$

9. Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (62)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$ ;

$R_3$  - термічний опір забрудненого слою, приймаємо

$$R_3 = 0,0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$



$$\kappa_1 = \frac{0,92}{\frac{1}{8058} + \frac{1}{3250} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1358 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

10. Площа поверхні нагріву:

$$F_1 = \frac{Q_1}{\kappa_1 \Delta t} \quad (63)$$

$$F_1 = \frac{2,49 \cdot 10^5}{1358 \cdot 16,37} = 11,2 \text{ м}^2.$$

11. Кількість пластин підігрівача, які передають теплоту

$$z_{nl} = \frac{F_1}{F_{nl}}, \quad (64)$$

$$z_{nl} = \frac{11,2}{0,5} = 22,4.$$

12. Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (65)$$

$$x = \frac{22 - 1}{4 + 4} \approx 2.$$

13. Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (66)$$

$$z_{nl} = 2 \cdot 4 + 2 \cdot 4 + 1 = 17 \text{ шт.}$$

14. Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}, \quad (67)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 17 = 8,5 \text{ м}^2.$$

15. Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (68)$$

де число Рейнольдса можна розрахувати за формулою

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_e}{\nu_1}, \quad (69)$$



$$Re_1 = \frac{0,53 \cdot 0,009}{0,67 \cdot 10^{-6}} = 7119,$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{7119^{0,25}} = 1,63.$$

16. Втрати тиску у каналах теплообмінника з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \cdot \frac{L_{np1}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (70)$$

$$\Delta P_1 = 1,63 \cdot \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{2 \cdot 992,2 \cdot 0,53^2}{2} = 50477 \text{ Па.}$$

17. Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{Re_2^{0,25}}, \quad (71)$$

де  $c_2 = c_1 = 15$ , а число Рейнольдса можна розрахувати за формулою

$$Re_2 = \frac{W_2 d_e}{\nu_2}, \quad (72)$$

$$Re_2 = \frac{0,167 \cdot 0,009}{0,994 \cdot 10^{-6}} = 1512,$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{1512^{0,25}} = 2,4 \frac{Bm}{m \cdot K}.$$

18. Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np2}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (73)$$

$$\Delta P_2 = 2,4 \cdot \frac{1,0}{0,009} \cdot \frac{2 \cdot 998,1 \cdot 0,167^2}{2} = 7422 \text{ Па.}$$

Схема компоновки теплообмінного апарата:

$$C_x = \frac{4+4}{5+4}.$$





Компоновка розрахованого теплообмінника показана на рис. 10, а його характеристики зведені у таблицю 14.

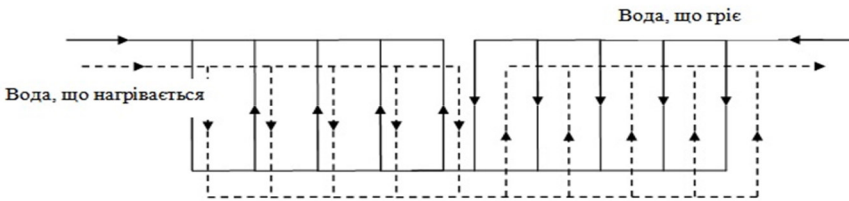


Рисунок 10. Схема компоновки першої ступені підігрівача ГВП

Таблиця 14.

Характеристики теплообмінника першої ступені підігріву

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	1358
2. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	8,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	50477
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	7422
5. Кількість ходів	шт.	2
6. Кількість пластин	шт.	17

### 3.2. Завдання до практичної роботи

На основі вихідних даних, заданих викладачем, виконати розрахунок другої ступені підігрівача ГВП для схеми підключення у тепловому пункті, зображеної на рис. 9. Після розрахунку зобразити схему компоновки теплообмінника.

### 3.3. Питання для самостійної роботи

1. Яке теплообмінне обладнання використовується у теплових пунктах?

2. Зобразіть відомі Вам схеми підключень підігрівачів ГВП у тепловому пункті. У яких випадках вони найбільш ефективні?



Національний університет

водного господарства

та природокористування

3. Як підібрати оптимальну поверхню теплообміну у підігрівниках ГВП?

4. Доведіть доцільність компонування першої і другої ступені підігрівача ГВП на одній рамі.



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування



## ТЕМА 4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

### 4.1. Опис теплової схеми

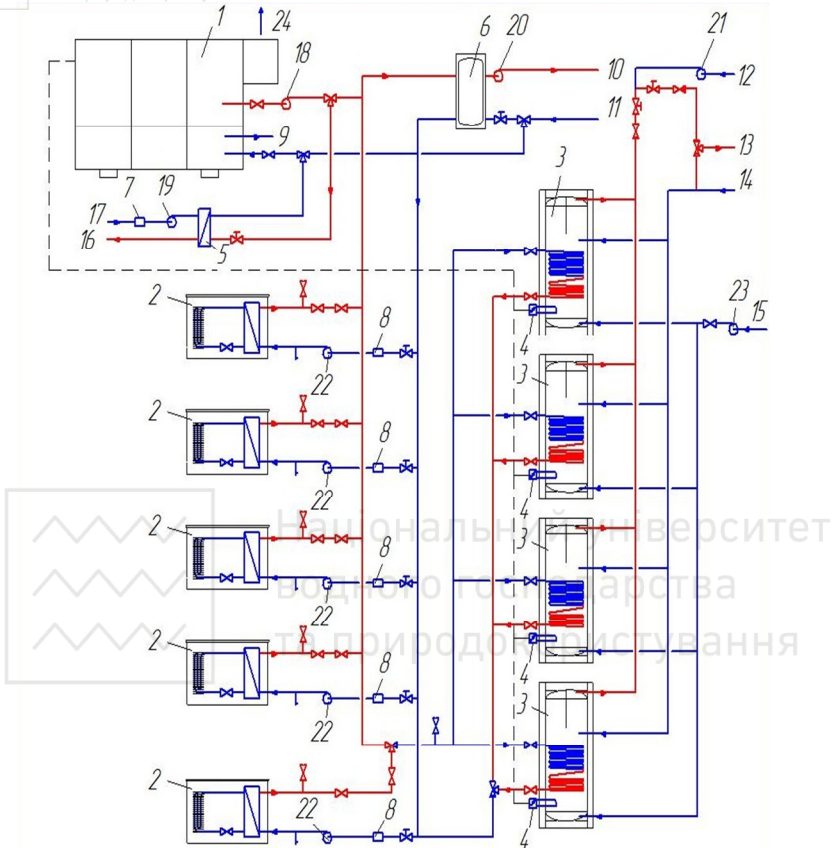
Циліндро-поршнева машина виробляє два види енергії: теплову та електричну. Теплову енергію ми отримуємо за рахунок того, що при роботі газовий двигун нагрівається, і його необхідно охолоджувати замкненою системою охолодження. Друге джерело теплової енергії – це відпрацьовані гази, які виділяє машина при спалюванні природного газу. За допомогою двох теплообмінників (теплообмінник відхідних газів і пластинчастий теплообмінник охолоджуючої рідини) ми передаємо корисне тепло в водяний контур. Далі теплоносій подається до теплообмінника басейна, і віддає тепло на підігрів води в басейні. В трифазному синхронному генераторі виробляється електроенергія, яка покриває витрати на підігрів води в баках-акумуляторах, а також на всі інші потреби. Якщо потужності установки недостатньо, тоді споживається електроенергія з загальної мережі.

Теплові насоси повністю покривають витрати тепла на систему опалення всіх приміщень комплексу, і на «теплу підлогу» приміщення басейну. Холодоагент в зовнішньому блоці теплового насоса омивається повітрям з навколишнього середовища, холодоагент стискається, і при цьому його температура збільшується. Потім гарячий холодоагент, в газовому стані подається в внутрішній блок. Холодоагент віддає тепло, після чого знову стає рідиною, і процес повторюється. Вода, яка отримала тепло в теплообміннику потрапляє в буферну ємність, після чого рухається до споживача за допомогою циркуляційного насоса.

В баках-акумуляторах підігрівається вода для гарячого водопостачання, за допомогою електронагрівальної вставки ЕНО. Система гарячого водопостачання з рециркуляцією.



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування



1-циліндро-поршнева машина; 2- тепловий насос; 3- бак-акумулятор; 4- електронагрівальна вставка ЕНО; 5- теплообмінник; 6- буферна ємність; 7- фільтр басейна; 8- фільтр; 9- трубопровід видалення відпрацьованих газів; 10- подача теплоносія на опалення; 11- зворотна лінія; 12- рециркуляція гарячої води; 13- подача гарячої води на потреби споживачів; 14- зворотна лінія; 15- трубопровід холодної води; 16- подача гарячої води на технічні потреби; 17- зворотна лінія; 18- циркуляційний насос циліндро-поршневої машини; 19- циркуляційний насос басейна; 20- циркуляційний насос системи опалення; 21- насос рециркуляції



гарячої води; 22- циркуляційний насос теплового насоса; 23- циркуляційний насос води з мережі; 24- відхідне повітря.

Рис. 11. Теплова схема

## 4.2. Розрахунок теплової схеми

1. З рівняння теплового балансу визначаємо витрату води на систему опалення:

$$Q_{on} = G_{on} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (74)$$

де  $Q_{on}$  – теплове навантаження системи опалення, кВт;

$\Delta t$  - різниця температур води подаючої і зворотної магістралей, °C .

$$G_{on} = \frac{Q_{on}}{c_p \cdot \Delta t}, \quad (75)$$

$$G_{on} = \frac{102}{4,1795 \cdot (35 - 30)} = 4,881 \text{ кг/с.}$$

2. З рівняння теплового балансу визначаємо витрату води для технічного водопостачання:

$$Q_{mex} = G_{mex} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (76)$$

де  $Q_{тех}$  – теплове навантаження на технічні потреби, кВт.

$$G_{mex} = \frac{Q_{mex}}{c_p \cdot \Delta t}, \quad (77)$$

$$G_{mex} = \frac{93}{4,1795 \cdot (35 - 30)} = 4,450 \text{ кг/с.}$$

3. З рівняння теплового балансу визначаємо витрату води на систему гарячого водопостачання:

$$Q_{ГВП} = G_{ГВП} \cdot c_p \cdot \Delta t, \quad (78)$$

де  $Q_{ГВП}$  – теплове навантаження на систему гарячого водопостачання, кВт;  $\Delta t$  - різниця температур води подаючої і зворотної магістралей, °C .

$$G_{ГВП} = \frac{Q_{ГВП}}{c_p \cdot \Delta t}, \quad (79)$$



$$G_{ГВП} = \frac{174}{4,181 \cdot (55 - 45)} = 4,162 \text{ кг/с.}$$

4. Визначення витрати води циліндро-поршневою установкою на технічне водопостачання:

З рівняння теплового балансу визначаємо витрату води:

$$Q_{ЦПМ} = G_{ЦПМ} \cdot c_p \cdot \Delta t, \quad (80)$$

де  $Q_{ЦПМ}$  – теплове навантаження циліндро-поршневої машини, кВт.

$$G_{ЦПМ} = \frac{Q_{ЦПМ}}{c_p \cdot \Delta t}, \quad (81)$$

$$G_{ЦПМ} = \frac{81}{4,196 \cdot (90 - 70)} = 0,965 \text{ кг/с.}$$

5. Так як теплові насоси повністю забезпечують систему опалення, тому витрата води одним тепловим насосом дорівнює:

$$G_{ТН} = \frac{G_{оп}}{n}, \quad (82)$$

де  $G_{оп}$  – витрата води на систему опалення, кг/с;  $n$  – кількість теплових насосів, шт.

$$G_{ТН} = \frac{4,881}{5} = 0,976 \text{ кг/с.}$$

6. Визначення витрати води на підлогове опалення приміщення басейну:

З рівняння теплового балансу визначаємо витрату води:

$$Q_{ПО} = G_{ПО} \cdot c_p \cdot \Delta t, \quad (83)$$

де  $Q_{ПО}$  – теплове навантаження на підлогове опалення, кВт.

$$G_{ПО} = \frac{Q_{ПО}}{c_p \cdot \Delta t},$$

$$G_{ПО} = \frac{2,04}{4,1795 \cdot (35 - 30)} = 0,098 \text{ кг/с.}$$



### 4.3. Завдання до практичної роботи

На основі вихідних даних, заданих викладачем, виконати розрахунок теплової схеми опалювальної теплонасосної установки, зображеної на рис. 11. Після розрахунку вибрати основне обладнання установки і скласти графік споживання теплової та електричної енергії на протязі опалювального періоду.

### 4.4. Питання для самостійної роботи

1. Назвіть переваги і недоліки повітряних теплових насосів при використанні їх у системах тепlopостачання.
2. В яких випадках тепловий насос ефективніший за котел?
3. Чому в будівлях з опаленням типу «тепла підлога» ефективність використання ТН вища?
4. Які джерела теплоти використовують в системах з тепловими насосами?
5. Назвіть переваги і недоліки централізованого тепlopостачання від теплових насосів.

### СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Низькоексергетичні опалювальні системи: навчальний посібник / П.П.Куделя, А.С. Соломаха. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – 153 с.
2. Проектування котелень промислових підприємств. Курсове проектування з елементами САПР. Навчальний посібник / О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В. Хоренженко. – Київ.: Вища школа, 1992. – 207 с.
3. СП-41-101-95. Проектирование тепловых пунктов.



Національний університет

водного господарства

та природокористування

4. Теплові насоси та їх використання: навчальний посібник / М.К. Безродний, І.І. Пуховий, Д.С. Кутра. – Київ.: НТУУ «КПІ», 2013. – 312 с.



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування