Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

за освітньо-кваліфікаційним рівнем «магістр»

на тему: «Використання теплового насосу для гарячого водопостачання споруди»

Виконав: студент 6 курсу магістратури групи НФ-61
Томін Сергій Костянтинович

Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

Освітня програма: Прикладна фізика нетрадиційної енергетики

Керівник: к.т.н, доцент Алексахін Олександр Олексійович

Харків – 2023

Факультет ННІ комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) магістр Спеціальність 105 - Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олександр КУЛИК

Підпис прізвище

" " року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Томін Сергій Костянтинович
(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема роботи: Використання теплового насосу для гарячого водопостачання споруди

2. керівник роботи: Алексахін Олександр Олексійович, к.н, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від " " 20 р. №4201-5/1669

3. Строк подання студентом роботи:.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Визначення теплової потужності теплонасосної установки для забезпечення теплового навантаження гарячого водопостачання громадської будівлі. Визначення параметрів робочого тіла у характерних точках циклу теплового насоса. Обчислення теплової продуктивності грунтового теплообмінника для забезпечення необхідного теплового навантаження

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Визначення теплового навантажеення системи гарячого водопостачання буівлі
2	Вибір типу системи гарячого водопостачання для громадської будівлі
3	Принципи роботи теплового насоса. Показники ефективності теплонасосних установок
4	Вибір типу теплонасосної установки.
5	Визначення параметрів робочого тіла у термодинамічних процесах циклу.
6	Обчислення теплової продуктивності грунтового теплообмінника
7	Порівняння показників ефективності теплонасосних установок при використанні різних робочих тіл
8	Оформлення пояснювальної записки

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ Томін С.К,

підпис ініціали, прізвище

Керівник роботи _____ Алексахін О.О.

підпис ініціали, прізвище

Зміст

Вступ

1.Характеристика кліматичних умов м.Харкова та об’єкта дослідження

2. Розрахунок параметрів системи гарячого водопостачання

2.1. Визначення потреби в тепловій енергії для гарячого водопостачання об’єкта

2.2. Розрахунок ємності бака

2.3. Конструктивний розрахунок теплообмінника гарячого водопостачання.

3. Загальна характеристика теплових насосів

4. Обчислення параметрів циклу теплонасосної установки

5. Техніко- економічне порівняння варіантів системи гарячого водопостачання об’єкта

Висновки

Список використаних джерел

Вступ

Характерною рисою теперішнього часу є світовий енергетичний дефіцит, що поступово збільшується. Наші сьогоднішні енергетичні системи у великому ступені покладаються на викопні види палива- кам'яне й буре вугілля, нафта, газ, сланець і торф, запаси яких обмежені. Зрештою, ці ресурси вичерпаються. Відновлювальні джерела енергії, які іноді називаються « альтернативними джерелами енергії», не мають кінцевої природи. Вони постійно поповнюються природними циклами землі й тим самим являють собою невичерпне джерело енергії.

У цей час питання про використання відновлюваних джерел енергії встає досить гостро. Підвищення цін на енергоносії, питання екології й гнучкості систем опалення й водопостачання спричиняють потребу в застосуванні нових технологій. За прогнозами Світового Енергетичного комітету, до 2020 року в розвинених країнах світу теплопостачання буде здійснюватися за допомогою альтернативних джерел енергії таких, як сонячні колектори, теплові насоси, вітряні станції тощо. [1].

Відновлювальна енергетика вже більше четверті століття успішно застосовується в побуті й промисловості, кількість об'єктів, що використають її, обчислюється десятками мільйонів.

Приклад використання теплових насосів для опалення приміщення

На Південній залізниці (Харківська обл.) встановлена теплонасосна установка для обігріву пасажирського вокзалу. Подібна система опалення, для якої джерелом низько-потенційної енергії є земля, вперше застосована на залізницях України. Теплова потужність даної системи 40кВт. Максимальна витрата електроенергії 10,2кВт за годину. Розрахунковий термін окупності 6 років.

Система утворена з трьох циркуляційних контурів, що контактують між собою через теплообмінник. Перший контур – горизонтальний грунтовий

колектор з поліетиленових труб діаметром 40мм. Ця система складається з п’яти петель загальною довжиною 1100м. Кожна петля одним кінцем з’єднана із гребінкою на подачу, іншим кінцем – зі зворотним трубопроводом. Гребінки подачі й зворотного трубопроводу з’єднані трубопроводом з теплообмінником теплового насосу. У колекторі циркулює 30%-ий розчин етиленгліколю. Температура теплоносія не перевищує 50℃, забезпечуючи комфортний температурний режим у приміщенні. У приміщеннях встановлені датчики температури, відрегульовані на температуру від 18℃ до 20℃, що автоматично підтримується встановленою системою.

Згідно паспортних даних, тепловий насос FIGHTER-1320-40 може повноцінно опалювати самостійно будинок з тепловтратами до 36,8кВт. Такі тепловтрати будинок матиме при зовнішній температурі повітря -17℃. При зниженні температури до-20℃ устаткування не зможе забезпечити заданий температурний режим у приміщенні. Тому для цього передбачений електрокотел потужністю 10кВт, що включається автоматично й повністю покриває тепловтрати споруди до температури -32℃.

У літню пору якщо температура у приміщенні перевищує комфортну +23℃ система почне працювати у «зворотному напрямку», тобто як кондиціонер, забезпечуючи «холодом» пасажирський вокзал станції Залютине Південної залізниці.

За підсумками опалювального сезону 2006-2007 років економія коштів склала 60тис.грн.

1.Характеристика кліматичних умов м. Харкова та об’єкта дослідження

Таблиця 1- Середньомісячні температури для міста Харкова

Грудень	-4,8	Березень	-1,7	Червень	18,6	Вересень	14
Січень	-7,3	Квітень	7,7	Липень	19,8	Жовтень	7,1
Лютий	-6,9	Травень	15,1	Серпень	18,7	Листопад	0,3

Об’єктом дослідження є четвертий корпус Українського державного університету залізничного транспорту. Фасади будівлі наведені на рис. 1.1, плани поверхів – на рис 1.2. На першому поверсі корпусу розміщені навчальні аудиторії, спортивна зала, приміщення роздягалень, туалетів, буфету, допоміжні приміщення. На другому поверсі – приміщення навчальних аудиторій. Ширина даху: 30 м, довжина даху: 78,57 м, площа = 2357 м^2

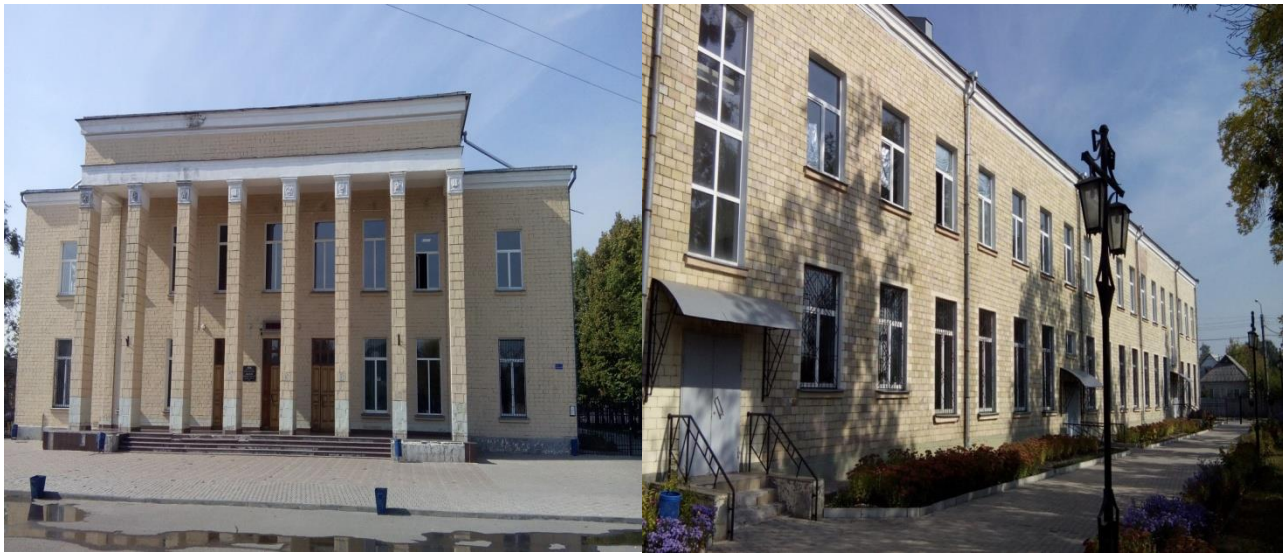


Рисунок 1.1 – Фасади корпусу №4 УкрДУЗТ





Рисунок 1.2 – Плани поверхів четвертого корпусу УкрДУЗТ

2. Розрахунок параметрів системи гарячого водопостачання

Системи гарячого водопостачання призначені для забезпечення споживачів водою необхідної температури. Гарячу воду для господарсько-побутових потреб отримують нагріванням холодної (водопровідної) води. Рівень температури залежить від виду споживання води. Так, для вмивання вона становить приблизно 30°С, для приймання душу й ванни - 37-40°С, для миття посуду - 55-70°С. Нормативні матеріали встановлюють такі значення температури гарячої води: після водопідігрівної установки - 60°С, у водорозбірних приладах - 55°С. Верхня межа гарячої води для запобігання опіків - 75°С.

Нагрівання холодної води можна здійснювати за рахунок спалювання палива в місцевих джерелах теплоти (плитах, водогрійних колонках тощо) або перетворення електричної енергії в теплову, а також централізовано на котельнях чи у водопідігрівниках, що використовують теплоту теплоносія з теплових мереж.

Особливістю систем гарячого водопостачання є суттєва нерівномірність споживання води за добу з характерними піками водорозбору і практично відсутнім водозбором в нічні години. Інша особливість роботи систем гарячого водопостачання полягає в тому, що вона відбувається при практично незмінній температурі нагрівання води і змінній витраті в режимі водорозбору. Витрачання води при водорозборі на кожному відрізку часу є випадковою величиною, яка залежить від кількості задіяних водорозбірних пристроїв і витрати води через них, кількості споживачів тощо. Тому розрахункові витрати визначають відповідно до теорії імовірності.

Споживання води характеризується суттєвою нерівномірністю впродовж доби, тижня. Помітно впливає на витрату теплоти системою сезонна нерівномірність, пов’язана з різною температурою холодної води взимку і влітку, і зі зміною витрати води. Найбільша витрата води фіксується в холодний період року. Для оцінки нерівномірності використовують коефіцієнт добової

нерівномірності витрати, який є відношенням витрати води за добу найбільшого споживання ($q_{доб,max}$) до середньої витрати води за добу впродовж тижня ($q_{доб,ср}$):

$$K_{доб} = \frac{q_{доб,max}}{q_{ддоб,ср}}, \qquad (2.1)$$

Часто при розрахунках систем гарячого водопостачання використовують інтегральні графіки витрачання теплоти. Такий графік будують з використанням добового графіка споживання гарячої води, відкладаючи по осі ординат кількість витраченої системою гарячого водопостачання теплоти від початку відліку до моменту часу, що розглядається.

2.1. Визначення витрат теплоти для гарячого водопостачання об'єкта.

Гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання

Метою гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів на розрахункових ділянках мережі і обчислення втрат тиску при рухові води. Розрахункам повинні передувати вибір схеми приєднання водопідігрівної установки з визначенням типу теплообмінних апаратів та їх конструктивних параметрів і розподіл системи гарячого водопостачання на розрахункові ділянки. За розрахункову ділянку приймають фрагмент системи з незмінними витратами води. Розрахунок систем гарячого водопостачання умовно можна розподілити на такі етапи:

- визначення витрат гарячої води на ділянках системи;
- визначення питомих втрат тиску і діаметрів трубопроводів на ділянках системи;
- визначення загальних втрат тиску на ділянках та у системі в цілому.

Втрати тиску в горизонтальному трубопроводі визначаються як сума втрат тиску на подолання сил тертя між рідиною і стінками трубопроводів (ΔP_T) і втрат тиску в так званих "місцевих опорах" (ΔP_M), до яких відносять повороти потоку (коліна), запірну арматуру, перехід трубопроводів з меншого діаметра на

більший або навпаки тощо:

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M. \qquad (2.1.1)$$

Втрати тиску, пов'язані з подоланням сил тертя, залежать від довжини трубопроводу l, його діаметру d, режиму руху речовини (ламінарний чи турбулентний), витрати речовини (швидкості W), шорсткості стінок внутрішньої поверхні труби і визначаються за формулою

$$\Delta P_T = \lambda_T \times \frac{l}{d} \times \frac{\rho W^2}{2}, \qquad (2.1.2)$$

де ρ - густина рідини.

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ_T залежить від режиму руху, що визначається величиною критерію Рейнольдса і абсолютної еквівалентної шорсткості стінок K_e. Для сталевих труб, які переважно використовують для теплопроводів, в діапазоні зміни числа Рейнольдса $2300 < Re < Re_{пр}$, розрахункова формула для коефіцієнта гідравлічного тертя має вигляд [12]

$$\lambda_T = 0{,}11\left(\frac{K_e}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}, \qquad (2.1.3)$$

де $Re = Wd/\nu$ - критерій Рейнольдса.

При $Re \geq Re_{пр}$ рух речовини в трубі не залежить від числа Рейнольдса і коефіцієнт гідравлічного тертя можна визначити за формулою [7]

$$\lambda_T = 0{,}11(K_e/d)^{0{,}25}, \qquad (2.1.4)$$
$$Re_{пр} = 568d/K_e.$$

Величину еквівалентної шорсткості при гідравлічних розрахунках

трубопроводів теплових мереж приймають для водяних мереж K_e=0,5 мм, для паропроводів K_e=0,2 мм, для конденсатопроводів K_e=1,0 мм.

Формулу (2.1.2) можна записати дещо інакше, вводячи питомі втрати тиску через тертя на довжині трубопроводу 1 м:

$$\Delta P_T = Rl; \qquad (2.1.2,a)$$

$$R = \frac{\lambda_T}{d} \times \frac{\rho W^2}{2}, \qquad (2.1.5)$$

Величину питомих або, як їх ще називають, лінійних втрат тиску можна також визначити через величину витрат речовини (G):

$$R = 0{,}8125 \frac{\lambda_T G^2}{d^5 \rho}, \qquad (2.1.6)$$

$$G = \rho W \pi d^2 / 4, \qquad (2.1.7)$$

За формулами (2.1.3) - (2.1.5) побудовані номограми для гідравлічного розрахунку теплових мереж. На рис. 2.1 наведена як приклад номограма для розрахунків сталевих трубопроводів для систем гарячого водопостачання.

$$P = \frac{q_{hTu} \cdot U}{q_0 \cdot N \cdot 3600},$$

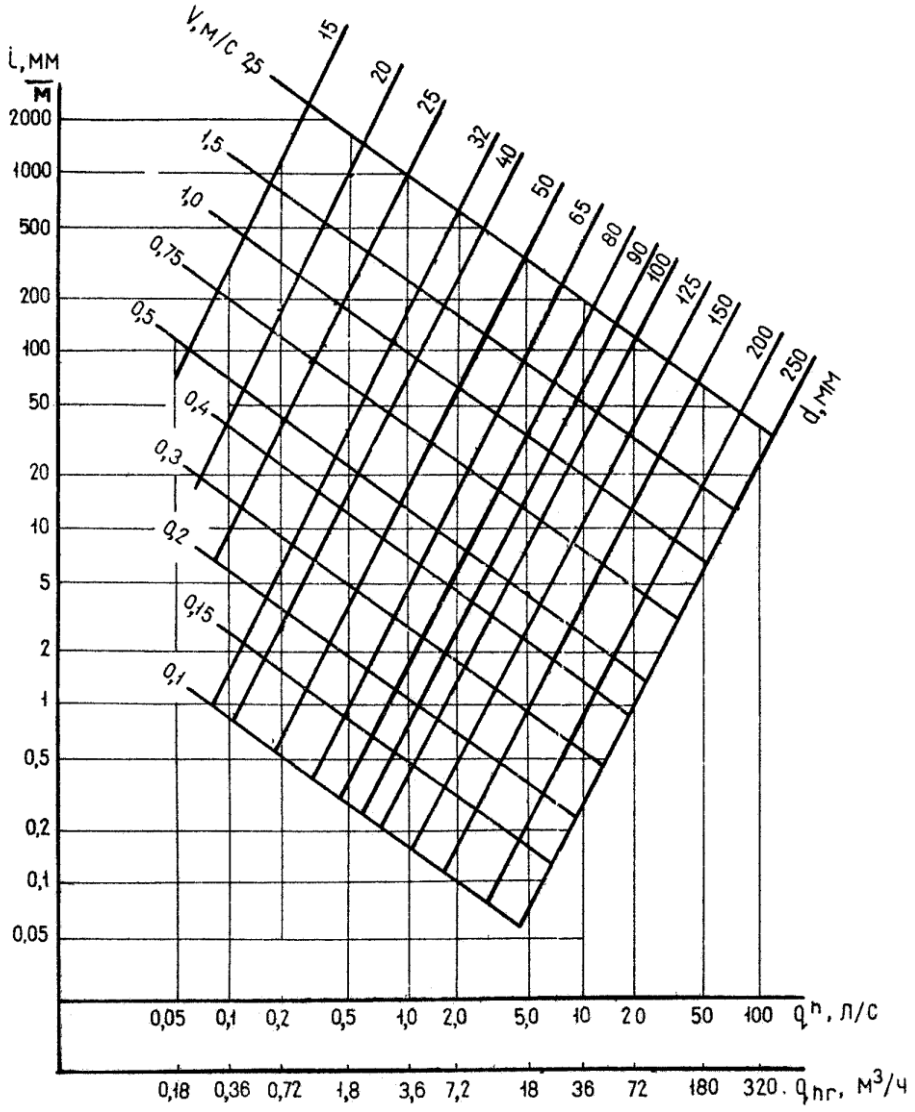


Рис. 2.1 - Номограма для гідравлічного розрахунку сталевих труб для систем гарячого водопостачання

Втрати тиску в місцевих опорах можна визначити або за формулою (2.1.8), використовуючи значення коефіцієнтів місцевих опорів, або за формулою (2.1.9), використовуючи величину еквівалентної довжини (l_e) для відповідних місцевих опорів. Значення еквівалентної довжини для деяких видів місцевих опорів наведені в довідковій літературі.

$$\Delta P_M = \Sigma \xi_м \frac{\rho W}{2}, \qquad (2.1.8)$$

де $\Sigma\xi_м$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці

$$\Delta P_м = Rl_e. \qquad (2.1.9)$$

За відсутністю даних про види і кількість місцевих опорів на трубопроводі еквівалентну довжину можна визначити орієнтовно за формулою

$$l_e = \alpha l, \qquad (2.1.10)$$

де α - коефіцієнт, що враховує частку падіння тиску в місцевих опорах відносно падіння тиску через тертя.

Потужність насосів, необхідну для пересування води в теплових мережах, і витрати електроенергії для роботи насосів визначають за формулами

$$N = \frac{GHg}{1000\eta_н}, \text{ кВт}; \qquad (2.1.11)$$

$$N_e = N \times T, \text{ кВт} \times \text{год}, \qquad (2.1.12)$$

де G - витрати води, кг/с; H - потрібний напір води на виході з насоса, м. вод.ст.; $\eta_н$ - ККД насоса; T - тривалість роботи насоса, год.

2.2. Результати розрахунку характеристик системи гарячого водопостачання

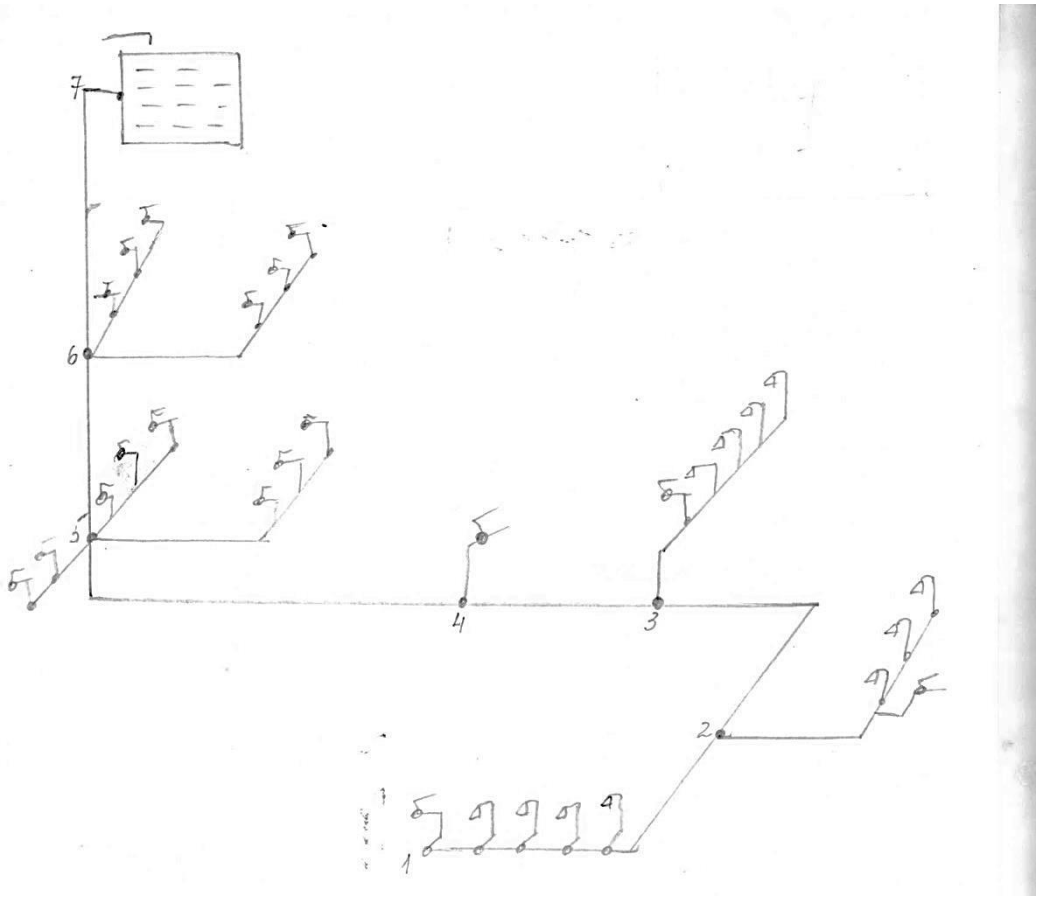


Рис. 2.2 - Аксонометрична схема гарячого водопостачання корпусу

(Рисунок переробити. Зробити креслення)

Витрати води визначають залежно від величини вірогідності дії водозбірних пристроїв на ділянці, яку обчислюють за формулою:

$$P = \frac{q_{h\text{ти}} \cdot U}{q_o \cdot N \cdot 3600} \quad , \qquad (2.2.1)$$

$q_{h\text{ти}}$= 8,5 л/год - норма витрати води споживачем;

U- число споживачів гарячої води;

q_0 = 0,18 л/с - норма витрати гарячої води лімітуючим водорозбірних приладом;

N – число водорозбірних приладів, U = 61 людина (прийнято).

$$P = \frac{8{,}5 \cdot 61}{0{,}18 \cdot 28 \cdot 3600} = 0{,}028.$$

Витрата води на розрахунковій ділянці системи. Для розрахунку максимальної витрати води на ділянці застосовують формулу:

$$q_{\text{уч}} = 5 \cdot \alpha \cdot q_0 \ , \qquad (2.2.2)$$

Коефіцієнт α для ділянки системи знаходять залежно від загальної кількості водозбірних пристроїв на ділянці і вірогідності їх дії за таблицею 2.2. Згідно з економічно доцільним визначенням швидкості води в трубопроводі та розрахунками витрати води за допомогою монограми обирають стандартні діаметри трубопроводів. Швидкість води в трубопроводах не повинна бути більше 1,5 м/с, а в підводках до водорозбірний пристроїв - 2,5 м/с.

Втрати тиску на ділянці обчислюють за формулою

$$\mathrm{H} = \mathrm{i} \cdot \mathrm{l}\left(1 + \mathrm{K_l}\right),$$

де i - питомі втрати тиску на ділянці (визначають за номограмою для гідравлічного розрахунку); l - довжина ділянки; K_l - коефіцієнт, що враховує втрати тиску в місцевих опорах (K_l = 0,2 - для подавальних і циркуляційних розподільчих трубопроводів; K_l = 0,5 для трубопроводів в межах теплових пунктів, а також для трубопроводів водорозбірних стояків з пристроями для сушіння рушників; K_l = 0,1 - для трубопроводів водорозбірних стояків без пристроїв для сушіння рушників і циркуляційних стояків).

Таблиця 2.2 - Значення коефіцієнтів α при $P \leq 0.1$та будь-якої кількості N і також при P > 0,1 і N>200

(N·P)	α	(N·P)	α	(N·P)	α	(N·P)	α	(N·P)	α
0.015	0.2	0.125	0.373	1.4	1.168	20	6.893	140	34.96
0.015	0.202	0.15	0.399	1.6	1.261	25	8.192	160	39.46
0.016	0.205	0.175	0.425	1.8	1.35	30	9.457	180	43.95
0.018	0.21	0.20	0.449	2.0	1.437	35	10.70	200	48.43
0.020	0.215	0.25	0.493	2.5	1.644	40	11.92	250	59.38
0.022	0.219	0.30	0.534	3.0	1.84	45	13.13	300	70.29
0.024	0.224	0.35	0.573	3.5	2.029	50	14.32	350	81.12
0.026	0.228	0.4	0.61	4.0	2.21	55	15.51	400	91.90
0.028	0.233	0.5	0.678	4.5	2.386	60	16.69	450	102.63
0.030	0.237	0.6	0.742	5.0	2.558	65	17.85	500	113.32
0.035	0.247	0.7	0.803	6.0	2.891	70	19.02	600	134.6
0.040	0.256	0.8	0.86	7.0	3.212	75	20.18	700	155.77
0.045	0.265	0.9	0.916	8.0	3.524	80	21.33	800	176.87
0.05	0.273	1.0	0.969	9.0	3.828	85	22.48	900	197.9
0.06	0.289	1.1	1.021	10	4.126	90	23.62	1000	218.87
0.07	0.304	1.2	1.071	12	4.707	95	24.77	1250	271.14
0.08	0.318			14	5.27	100	25.91	1600	343.9
0.09	0.331			16	5.821	110	28.18	1800	426.8
0.10	0.343			18	6.362	120	30.44		

Підбір діаметрів на ділянках і визначення питомих втрат тиску здійснено за допомогою номограми для гідравлічного розрахунку. Втрати тиску на ділянках розраховуємо за формулою:

$$H = i \cdot l \cdot (1 + K_l), \qquad (2.2.3)$$

i - питома втрата тиску через тертя;

l - довжина розрахункової ділянки;

K_l - коефіцієнт для обліку втрат тиску в місцевих опорах (для трубопроводів водорозбірних стояків без пристроїв для сушіння рушників прийнято K_l = 0,1).

Результати розрахунку зведені в таблицю 2.3

Таблиця 2.3 – Результати гідравлічного розрахунку системи гарячого водопостачання.

Номер Ділянки	N,шт	N·P	α	$g_{уч}$, кг/с	d, мм	l, м	Втрати тиску	
							Питомі мм.вод.ст./м	На ділянці мм.вод.ст.
1-2	5	0,14	0,36	0,32	20	33	350	12705
2-3	8	0,224	0,46	0,41	25	25	100	2750
3-4	13	0,364	0,58	0,52	32	/30	45	1485
4-5	14	0,392	0,61	0,55	32	19	40	836
6-5	22	0,616	0,75	0,68	32	5	65	358
7-6	28	0,784	0,85	0,77	32	6	130	858

Знаходимо максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{max} = q \cdot C \cdot (t_г \cdot t_х) = 0{,}77 \cdot 4187 \cdot (45 - 5) = 128960 \text{ Вт} \quad (2.2.4)$$

q – витрати гарячої води;

С – теплоємність;

$t_г$ - температура гарячої води (прийнято рівною 45℃) ;

$t_х$ – температура холодної води (прийнято рівною 5℃)

Знаходимо середні витрати гарячого водопостачання.

$$Q_{ср} = \frac{Q_{max}}{K_ч} = \frac{128{,}960}{8{,}66} = 14{,}89 \text{ кВт}$$

$К_ч$ = 8,66 – коефіцієнт годинної нерівномірної споживаючої води (прийнято)

2.3. Розрахунок ємності бака

Системи гарячого водопостачання із суттєвою нерівномірністю споживання води впродовж доби доцільно передбачати встановлення баків-акумуляторів. Акумуляція дозволяє вирівнювати графік споживання води і зменшити пікові навантаження на певному часовому відрізку. В місцевих системах гарячого водопостачання акумулятори розміщують у верхній або нижній частині системи. За принципом акумуляції теплоти акумулятори бувають: з постійною температурою і змінним об’ємом води, зі змінною температурою і постійним об’ємом води. Крім того, за тиском води в баках їх розподіляють на відкриті (ті, що сполучаються з атмосферою) і закриті, які знаходяться під тиском.

Відкриті баки частіше застосовують при їх верхньому розміщенні (рис.2.3), тому, що у схемах з нижнім розміщенням відкритого баку має місце втрата тиску води, що заповнює бак, і виникає необхідність встановлення спеціального насоса для подачі води в систему. Такі схеми використовують, як правило, при малих тисках води перед підігрівником води.

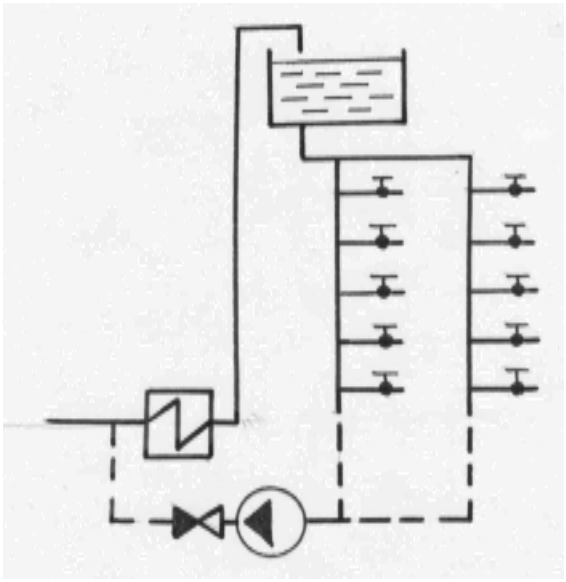


Рис. 2.3 – Схема системи гарячого водопостачання з верхнім розміщенням відкритого бака- акумулятора

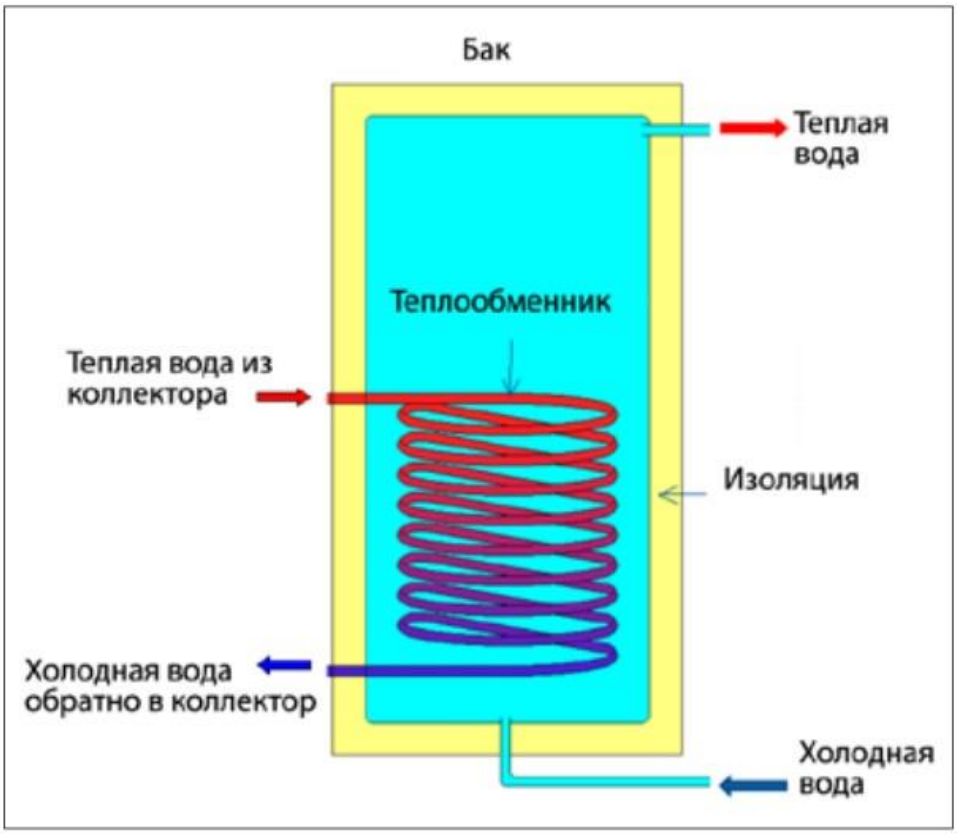


Рис. 2.4.-Конструкція бака для системи гарячого водопостачання

Зменшення середніх за добу витрат теплоти на гаряче водопостачання можна досягти акумулюванням теплової енергії з метою її використання в пікові години доби. Це можливо зробити за допомогою використання в системі бака-акумулятора. Ефективність установки значно залежить від правильності вибору обсягу бака-акумулятора. Баки необхідно встановлювати в приміщеннях захищених від атмосферних впливів. Для забезпечення достатнього зниження теплових втрат в трубопроводі, а також в цілях безпеки необхідно застосовувати теплоізоляцію товщиною не менше 19 мм.. Діаметри труб підбираються індивідуально, виходячи з необхідного гідравлічного опору системи і витрати теплоносія. Можливі параметри системи і діаметри труб повинні бути узгоджені з параметрами насосних станцій. Системи гарячого водопостачання необхідно монтувати з оцинкованих труб на нарізних з'єднаннях або зварюванням у середовищі діоксиду вуглецю. Застосовується арматура загальнопромислового призначення, що розрахована на робочий тиск до 0,6 МПа. Розподільчі трубопроводи і стояки повинні бути теплоізольовані.

Обчислення ємності баків-акумуляторів здійснюють залежно від графіків вироблення і споживання теплоти у системі. До розрахунку прийнято добовий графік витрати гарячої води, який наведено на рис. 2.5

Для добового графіка споживання гарячої води характерний пік витрат води (від 12 до 13 годин) і нульовий водорозбір в нічні години. Пік споживання води приблизно в 8,6 раза перебільшує середні за добу витрати. Кожен з днів тижня має свій характерний графік, але при розрахунках систем гарячого водопостачання до уваги приймають добу з максимальним водорозбором.

При розрахунках систем гарячого водопостачання використовують інтегральні графіки витрачання теплоти. Інтегральний графік витрат теплоти в системі будують на основі добового графіка споживання гарячої води, відкладаючи по осі ординат кількість витраченої системою гарячого водопостачання теплоти від початку відліку до моменту часу, що розглядається. Таким чином, кінцева ордината дорівнює добовим витратам теплоти системою.

З’єднуючи вершини ординат ламаною лінією, отримують графік витрати теплоти (лінія 1 на рис. 2.6). З’єднуючи початок координат з вершиною ординати, що відповідала кінцевому моменту часу, отримують лінію вироблення теплоти при цілодобовій роботі водопідігрівника (лінія 1 на рис. 2.6). Ємність баку визначають по максимальній різниці між лініями вироблення і споживання теплоти у системі (A_{max}). Об'єм бака визначають за формулою

$$V = \frac{A_{max}}{(t_г - t_х) \cdot C}, \qquad (2.2.5)$$

де $t_г$, $t_х$ - температура гарячої і холодної води; С- питома теплоємність води

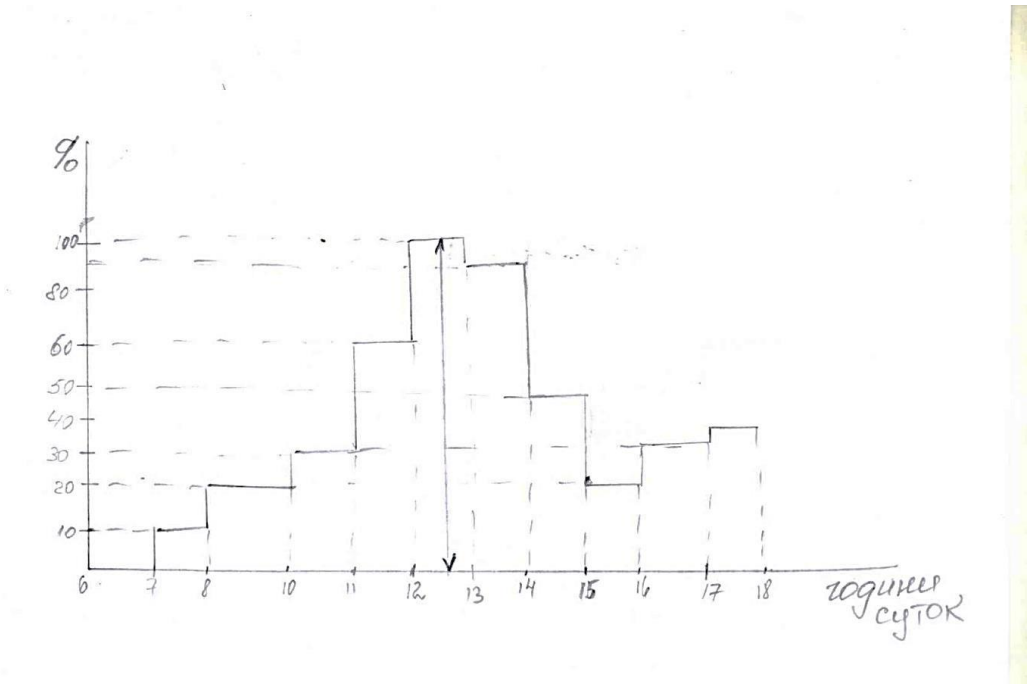


Рисунок 2.5 -Добовий графік споживання гарячої води

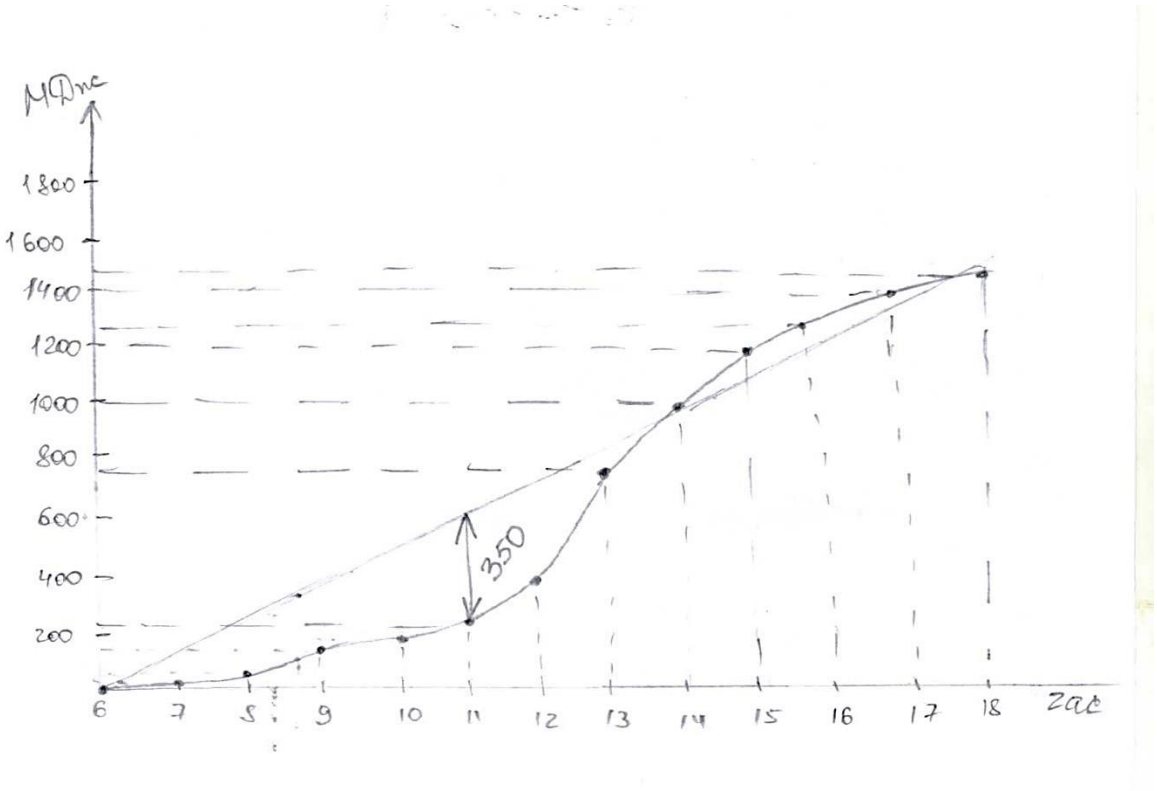


Рисунок 2.6 –Інтегральний графік споживання гарячої води у системі

Результати розрахунків подано у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 –Результати обчислень витрат теплоти у системі

Інтервал часу з незначними витратами	Всього годин	К4	Витрати теплоти		
			Розрахункова формула	Результат, МДж	
9:00- 10:00	1	0,02	Q= К4 * q*C*Δt*3600 ; Q=0,02*0,77*4187*40*3600	9,28	9,28
10:00- 11:00	1	0,1	Q= 0,1*464254560	46,42	55,7
11:00- 12:00	1	0,25	Q= 0,25*464254560	116,05	171,75
12:00- 13:00	1	1,0	Q= 1,0*464254560	464,2	635,95
13:00- 14:00	1	0,8	Q= 0,8*464254560	371,4	1007,35
14:00- 15:00	1	0,4	Q= 0,4*464254560	185,7	1193,05
15:00- 16:00	1	0,2	Q= 0,2*464254560	92,84	1285,89
16:00- 17:00	1	0,1	Q= 0,1*464254560	46,42	1332.31
Всього				1332.31	

Максимальна відмінність ліній 1 і 2 на інтегральному графіку дорівнює 428,5 МДж. Об'єм бака становить

$$M = \frac{428{,}25 \cdot 10^6}{4187 \cdot 45} = 2270 \text{ кг; } V = 2{,}27 м^3$$

2.3. Конструктивний розрахунок теплообмінника гарячого водопостачання.

Для приєднання теплообмінного апарату використано одноступінчасту паралельну схему (рис. 2.7). Нагрівним середовищем для теплообмінника є

теплоносій після теплового насосу. Для нагрівання води використано пластинчастий теплообмінний апарат, перевагами якого у порівнянні з кожухотрубчастими апаратами є підвищений рівень коефіцієнтів теплообміну і кращі експлуатаційні показники (більший термін експлуатації , більші міжремонтні терміни тощо). Загальний вигляд прийнятого апарату з пластинами $0{,}1\text{м}^2$ наведено на рис. 2.8

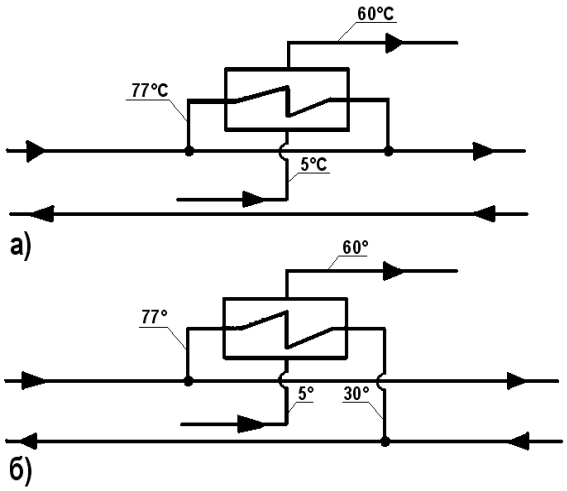


Рис. 2.7 – Одноступінчасті схеми приєднання водопідігрівниківдо закритих теплових мереж:а- передвключена; б- паралельна

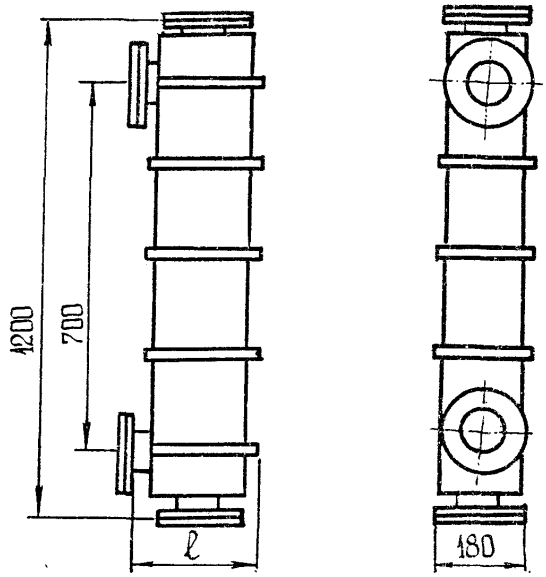


Рис.2.8.- Загальний вигляд теплообмінника з пластинами Н 0,1

Метою конструктивного разрахунку теплообмінного апарата є визначення площі поверхні теплообміну, тобто кількості пластин, відповідно розміри апарата та схеми компоновки його каналів.

Прийнята для розрахунку методика наведена за [3].

Розрахунок ведуть у наступній послідовності.

Середня температура гріючого середовища в апараті $\overline{\tau_2}$, °С,

$$\overline{\tau_2} = 0{,}5 \cdot (\tau'_2 + \tau_2^I), \qquad (2.3)$$

де τ'_2– температура гріючого середовища на вході в апарат, °С;

τ_2^I– температура гріючого середовища на виходіізапарата, °С,

$$\overline{\tau_2} = 0{,}5 \cdot (42 + 77) = 59{,}5.$$

Середня температура середовища, що нагрівається в апараті, $\overline{t_1}$, °С,

$$\bar{t_1} = 0{,}5 \cdot (t_x + t_I^h), \qquad (2.4)$$

де t_x– температура середовища, що нагрівається, на вході в апарат, °С;

t_I^h– температура середовища, що нагрівається, на виході з апарату, °С,

$$\bar{t_1} = 0{,}5 \cdot (5 + 45) = 25.$$

Середня температура стінки $\overline{t_{ст}}$, °С,

$$\overline{t_{ст}} = 0{,}5 \cdot (\bar{\tau_2} + \bar{t_1}), \qquad (2.5)$$

де $\bar{\tau_2}$– середня температура гріючого середовища в апараті, °С;

$\bar{t_1}$– середня температура середовища, щонагрівається в апараті, °С,

$$\overline{t_{ст}} = 0{,}5 \cdot (59{,}5 + 25) = 42{,}25$$

Для визначення швидкості необхідно спочатку прийняти у першому наближенні значення коефіцієнтів тепловіддачі середовища $\alpha_T^{|} = 12000\ \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, гідравлічного опору $\xi = 1{,}5$, втрати тиску за трактом гріючого середовища $\Delta P_1 = 30000\text{Па}$.

Раціональна швидкість гріючого середовища в каналах W_1, м/с,

$$W_T^{|} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_T^{|} \cdot (\bar{t_1} - \overline{t_{ст}}) \cdot \Delta P_1}{C_1 \cdot (t_1' - t_2'') \cdot \rho_1^2 \cdot \xi}}\ , \qquad (2.6)$$

де $\alpha_T^{|}$– коефіцієнт тепловіддачі середовища, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

$\overline{t_{ст}}$– середня температура стінки, °С;

ΔP_1– втрати тиску за трактом, Па;

ρ_1^2– густина гріючого середовища, кг/м^3;

C_1– теплоємкість гріючого середовища, $\text{Дж/кг} \cdot \text{К}$;

ξ– коефіцієнт гідравлічного опору,

$$W_T^{|} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot (59{,}5 - 42{,}25) \cdot 30000}{4187 \cdot (77 - 42) \cdot 1000^2 \cdot 1.5}} = 0{,}66.$$

Критерій Рейнольдса для гріючого середовища $R_{e\,T}^{|}$,

$$R_{e\,T}^{|} = \frac{W_T^{|} \cdot \mathrm{d_e}}{\nu_{\mathrm{T}}^{|}}, \qquad (2.7)$$

де $W_T^{|}$– раціональна швидкість гріючого середовища в каналах, м/с;

$\mathrm{d_e}$– еквівалентний діаметр каналу, м;

$\nu_{\mathrm{T}}^{|}$– коефіцієнт кінематичної в'язкості гріючого середовища, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$,.

$$R_{e\,T}^{|} = \frac{0.66 \cdot 0.00885}{0.81 \cdot 10^{-6}} = 7211{,}11.$$

Критерій Нуссельта для турбулентного режиму $\mathrm{Nu}_T^{|}$,

$$\mathrm{Nu}_T^{|} = \mathrm{Ст} \cdot {R_{e\,T}^{|}}^{0{,}73} \cdot \mathrm{Pr_ж}^{0{,}4} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr_ж}}{\mathrm{Pr_{ст}}}\right)^{0{,}25}, \qquad (2.8)$$

де $\mathrm{C_т}$ =0,157– коефіцієнт для турбулентного режиму;

$R_{e\,T}^{|}$ – критерій Рейнольдса для води при середній температурі;

$\mathrm{Pr_ж}$ – критерій Прандтля для води при середній температурі;

$\mathrm{Pr_{ст}}$– критерій Прандтля для води при середній температурі стінки,

$$\mathrm{Nu}_T^{|} = 0{,}157 \cdot 7211{,}11^{0{,}73} \cdot 5{,}43^{0{,}4} \cdot \left(\frac{5{,}43}{6{,}34}\right)^{0{,}25} = 194{,}53.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючого середовища до стінки канала $\alpha_T^{|}$, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$,

$$\alpha_T^{|} = \frac{\mathrm{Nu}_T^{|} \cdot \lambda_T^{|}}{\mathrm{d_e}}, \quad (2.12)$$

де Nu_1– критерій Нуссельта для гріючого середовища;

$\lambda_T^{|}$- коефіцієнт теплопровідності гріючого середовища, Вт/м · К ,

$$\alpha_T^{|} = \frac{194.53 \cdot 0.618}{0.00885} = 13584{,}1.$$

Раціональна швидкість середовища, що нагрівається, W_h, м/с,

$$\mathrm{W}_h = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_h^{|} \cdot (\mathrm{t_{ст}} - \bar{\mathrm{t}}_2) \cdot \Delta P_h^1}{\mathrm{C}_2 \cdot (\mathrm{t}_2'' - t_2') \cdot \rho_2^2 \cdot \xi}}, \quad (2.9)$$

де ρ_2^2– густина середовища, що гріється, кг/м^3;

C_2– теплоємкість середовища, що гріється, Дж/кг · К,

$$\mathrm{W}_h = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot (42{,}25 - 25) \cdot 30000}{4187 \cdot (45 - 5) \cdot 1000^2 \cdot 1{,}5}} = 0{,}58.$$

Критерій Рейнольдса для середовища,що гріється $R_{e\,h}^{|}$,

$$R_{e\,h}^{|} = \frac{W_h \cdot \mathrm{d_e}}{\nu_h^{|}}, \quad (2.10)$$

де W_h– раціональна швидкість середовища, що гріється, в каналах, м/с;

$\nu_{\mathrm{h}}^{|}$– коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища, що гріється, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$,

$$R_{e\,h}^{|} = \frac{0{,}58 \cdot 0{,}00885}{1{,}1 \cdot 10^{-6}} = 4135{,}36.$$

Критерій Нуссельта длясередовища, що гріється$\mathrm{Nu}_h^{|}$,

$$\mathrm{Nu}_h^{\text{I}} = \mathrm{Ст} \cdot {R_{e_h}}^{\text{I}\,0,73} \cdot \mathrm{Pr}_{\text{ж}}{}^{0,4} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ж}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0,25}, \qquad (2.11)$$

де $C_т$ =0,157– коефіцієнт для турбулентного режиму;

$R_{e_h}^{\text{I}}$ – критерій Рейнольдса для середовища, що гріється при середній температурі;

$\mathrm{Pr}_{\text{ж}}$ – критерій Прандтля для середовища, що гріється при середній температурі;

$\mathrm{Pr}_{\text{ст}}$– критерій Прандтля для середовища, що гріється при середній температурі стінки,

$$\mathrm{Nu}_h^{\text{I}} = 0,157 \cdot 4135,36^{0,73} \cdot 7,8^{0,4} \cdot \left(\frac{7,8}{6,34}\right)^{0,25} = 163,37.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища α_h^{I}, Вт/м · К,

$$\alpha_h^{\text{I}} = \frac{\mathrm{Nu}_h^{\text{I}} \cdot \lambda_h^{\text{I}}}{\mathrm{d_e}}, \qquad (2.16)$$

де Nu_h^{I}– критерій Нуссельта для середовища, що гріється;

λ_h^{I}– коефіцієнт теплопровідності середовища, що гріється, Вт/м · К,

$$\alpha_h^{\text{I}} = \frac{163,37 \cdot 0,58}{0,00885} = 10706,7.$$

Коефіцієнт теплопередачі K_1, Вт/м^2 · К ,

$$\mathrm{K}_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T^{\text{I}}} + \mathrm{r}_1 + \mathrm{r}_{\text{ст}} + \mathrm{r}_2 + \frac{1}{\alpha_h^{\text{I}}}}, \qquad (2.12)$$

де α_T^{I}– коефіцієнт тепловіддачі від гріючого середовища до стінки

канала, $Вт/м^2 \cdot К$;

$\alpha_h^{|}$– коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища, $Вт/м \cdot К$;

$r_{ст}$=6,3·10^{-6}– термічний опір матеріалу стінки [2],м^2·К/Вт;

r_1=2,3· 10^{-4}– термічний опір забруднень на пластинах з боку гріючого середовища [2],м^2·К/Вт;

r_2=2,5· 10^{-4}–термічний опір забруднень на пластинах з боку середовища, що гріється [2], м^2·К/Вт,

$$К_1 = \frac{1}{\frac{1}{13584,1} + 2,3 \cdot 10^{-4} + 6,3 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{4} + \frac{1}{10706,7}} = 1530,69.$$

Середній логарифмічний температурний напір Δt_1, °С,

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м})}, \qquad (2.13)$$

де $\Delta t_б$- більша різниця температур, °С;

$\Delta t_м$- менша різниця температур, °С,

$$\Delta t_1 = \frac{37 - 32}{\ln(\frac{37}{32})} = 34,4.$$

Поверхня теплообміну F_1, м^2,

$$F_1 = \frac{Q_{|}^{h}}{К_1 \cdot \Delta t_1}, \qquad (2.14)$$

де Q – теплове навантаження теплообмінника,(128960Вт);

$К_1$– коефіцієнт теплопередачі;

Δt_1– середній логарифмічний температурний напір, °С,

$$F_1 = \frac{14890}{1530{,}69 \cdot 34{,}4} = 0{,}28.$$

Площа поперечного перерізу пакету з боку гріючого середовища f_{nt}, м^2,

$$f_{nt} = \frac{G^{tot}}{W_T^{|} \cdot \rho_1}. \qquad (2.16)$$

де G^{tot}- розрахункові втрати теплоносія через першу ступінь, та в цілому на вводі, кг/с,

$$f_{nt} = \frac{0{,}88}{0{,}66 \cdot 1000} = 0{,}00133.$$

Площа поперечного перерізу пакета середовища, що нагрівається, f_{nh}, м^2,

$$f_{nh} = \frac{G_h}{W_2 \cdot \rho_2^2}. \qquad (2.17)$$

де W_2 - раціональна швидкість середовища, що нагрівається, м/с,

$$f_{nh} = \frac{0{,}77}{0{,}58 \cdot 1000} = 0{,}00133.$$

Кількість каналів в одному пакеті для гріючого середовища m_T,

$$m_T = \frac{f_{nt}}{f_0}, \qquad (2.18)$$

де f_{nt}– площа поперечного перерізу пакету з боку гріючого середовища, м^2;

f_0=0,00064 м^2 — площа поперечного перерізу каналу, м^2 [2],

$$m_T = \frac{0.00133}{0.00064} = 2.$$

Кількість каналів в одному пакеті для середовища, що нагрівається, m_h,

$$m_h = \frac{f_{nh}}{f_0}, \qquad (2.19)$$

де f_{nh}– площа поперечного перерізу пакету з боку середовища, що гріється, м^2,

$$m_h = \frac{0.00133}{0.00064} = 2.$$

Кількість пластин в одному пакеті для гріючого середовища n_T,

$$n_T = 2 \cdot m_T, \qquad (2.20)$$

де m_T– кількість каналів в одному пакеті для гріючого середовища,

$$n_T = 2 \cdot 2 = 4.$$

Кількість пластин в одному пакеті для середовища, що нагрівається, n_h,

$$n_h = 2 \cdot m_h, \qquad (2.21)$$

де m_h– кількість каналів в одному пакеті для середовища, що гріється,

$$n_h = 2 \cdot 2 = 4.$$

Поверхня теплообміну одного пакету для гріючого середовища F_T, м^2,

$$F_T = F_0 \cdot n_T, \qquad (2.22)$$

де F_0– площа поверхні пластини, м^2;

n_T– кількість пластин в одному пакеті для гріючого середовища,

$$F_T = 0{,}1 \cdot 4 = 0{,}4.$$

Поверхня теплообміну одного пакету для середовища, що нагрівається, F_h, м^2,

$$F_h = F_0 \cdot n_h \qquad (2.23)$$

Ден$_h$– кількість пластин в одному пакеті для середовища, що нагрівається,

$$F_h = 0{,}1 \cdot 4 = 0{,}4.$$

Кількість пакетів у апараті для гріючого середовища X_T,

$$X_T = \frac{F_{|}}{F_T}, \qquad (2.24)$$

де $F_{|}$– поверхня теплообміну, м^2;

F_T- поверхня теплообміну одного пакету для гріючого середовища, м^2,

$$X_T = \frac{0{,}28}{0{,}4} = 0{,}7 \text{ прийнято } 1.$$

Кількість пакетів у апараті для середовища, що нагрівається X_h,

$$X_h = \frac{F_{|}}{F_h}, \qquad (2.25)$$

де F_h- поверхня теплообміну одного пакету для середовища, що нагрівається, м^2,

$$X_h = \frac{0{,}28}{0{,}4} = 0{,}7 \text{ прийнято } 1$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для гріючого середовища $\xi_{ТФ}$,

$$\xi_{ТФ} = \frac{A}{Re_T^{0{,}25}}, \qquad (2.26)$$

де А = 14,4– коефіцієнт для турбулентного режиму [2];

$Re_{\text{Т}}$– фактичне значення критерію Рейнольдса для гріючого середовища,

$$\xi_{\text{ТФ}} = \frac{14{,}4}{7211{,}11^{0.25}} = 1{,}56.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для середовища, що гріється, $\xi_{\text{hФ}}$,

$$\xi_{\text{hФ}} = \frac{\text{A}}{Re_{\text{h}}{}^{0{,}25}}, \qquad (2.27)$$

де Re_{h}– фактичне значення критерію Рейнольдса для середовища, що гріється,

$$\xi_{\text{hФ}} = \frac{14.4}{4135{,}36^{0{,}25}} = 1{,}79.$$

Втрати тиску для гріючого середовища $\Delta\text{P}_{\text{T}}{}^{\text{I}}$, Па,

$$\Delta\text{P}_{\text{T}}{}^{\text{I}} = \xi_{\text{ТФ}} \cdot \frac{\text{L}_{\text{пр}}}{\text{d}_{\text{e}}} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_T^{\text{I}}{}^2}{2} \cdot \text{X}_{\text{T}}\,, \qquad (2.28)$$

де $\xi_{\text{ТФ}}$– коефіцієнт гідравлічного опору для гріючого середовища;

$\text{L}_{\text{пр}}$= 1,12 м – приведена довжина каналу [2];

X_{T}- фактична кількість пакетів у апараті для гріючого середовища,

$$\Delta\text{P}_{\text{T}}{}^{\text{I}} = 1.56 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}00885} \cdot 1000 \cdot \frac{0{,}66^2}{2} \cdot 1 = 35525.$$

Втрати тиску для середовища, що гріється, $\Delta P_h^{\ |}$, Па,

$$\Delta P_h^{\ |} = \xi_{h\Phi} \cdot \frac{L_{пр}}{d_e} \cdot \rho_2 \cdot \frac{(W_2^2)^2}{2} \cdot X_{h\Phi}, \qquad (2.29)$$

де $\xi_{h\Phi}$– коефіцієнт гідравлічного опору для середовища, що гріється;

$X_{h\Phi}$– фактична кількість пакетів у апараті для середовища, що гріється,

$$\Delta P_h^{\ |} = 1{,}79 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}00885} \cdot 1000 \cdot \frac{0{,}514^2}{2} \cdot 1 = 21360.$$

3.Загальна характеристика теплових насосів

Тепловий насос, або термотрасформатор – це екологічно чиста, компактна установка, що дозволяє отримувати теплоту для використання за рахунок перетворення низькопотенційної теплоти в енергію більш високого температурного потенціалу. Використання теплових насосів дозволяє концентрувати розсіяну в оточуючому середовищі теплоту для подальшого використання, наприклад, для опалення та гарячого водопостачання за рахунок перетворення низькопотенційної теплоти в енергію більш високого температурного потенціалу. Як робоче тіло у теплонасосних установках використовують в основному фреони. Параметри робочого тіла у характерних точках циклу визначають за допомогою спеціальних діаграм, розроблених для кожної марки фреону.

3.1. Цикл теплонасосної установки

Теплота, що відводиться від низькопотенційного джерела q_1, поглинається легкокиплячим робочим тілом (наприклад, фреоном; як приклад, у табл. 3.1 наведені теплофізичні властивості фреону R 407 C) у випарнику.

Таблиця 3.1. – Температура випару й конденсації R 407 C

Тиск	Температура випару	Температура конденсації	Тиск	Температура випару	Температура конденсації
1	-21,3	-27,9	11	31,4	26,1
1,4	-16,9	-23,3	12	34,3	29,1
1,8	-13,3	-19,3	13	37,1	31,9
2,2	-9,6	-15,7	14	39,7	34,5
2,6	-6,5	-12,5	15	42,2	37,1
3	-3,6	-9,5	16	44,5	39,5
4	2,5	-3	17	46,8	41,8
4,6	6,1	0,5	18	48,9	44
5	8,2	2,6	19	51	46,2
5,8	12,2	6,6	20	53	48,2
6,6	15,7	10,2	21	54,9	50,2
7	17,4	11,9	22	56,7	52,1
8	21,3	15,9	23	58,5	54
9	24,9	19,5	24	60,2	55,8
10	28,3	22,9	25	61,8	57,9

Робоче тіло переходить з рідкого стану до пари. Компресор стискає пару робочого тіла. При цьому відбувається підвищення тиску і відповідне підвищення температури пари. Стискання пари здійснюють до рівня, який забезпечує необхідний для подальшого використання рівень робочих температур. Теплоту від стиснених парів передають через теплообмінник,

наприклад, до системи теплоспоживання. Робоче тіло, віддаючи теплоту q_2 , при цьому конденсується при високому тиску. Тиск робочого тіла у дроселі знижують до величини, при якій відбувається його випаровування. Цикл повторюється. Зображення циклу у координатах (тиск- ентальпія) наведено на рис.3.1.

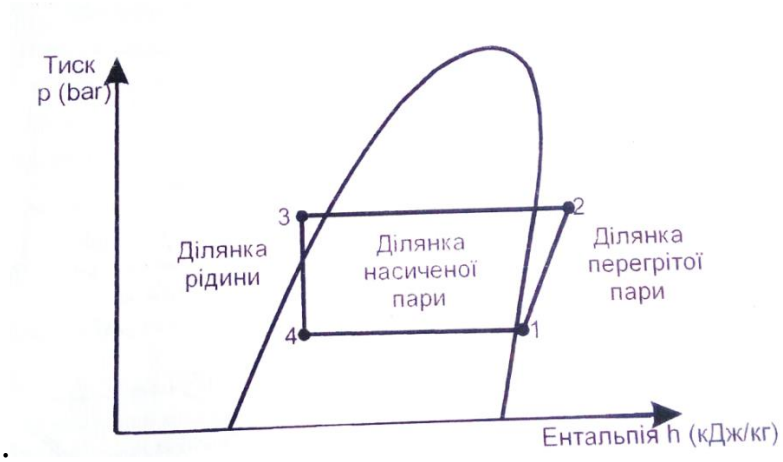


Рис. 3.1. – Цикл теплового насосу

Цикл теплового насосу утворюють наступні процеси: випаровування (4 - 1); стискання (1 - 2); скраплення (конденсація) (2 - 3); зняття тиску (декомпресія) (3 - 4)

Як джерела низькопотенційної теплоти використовують атмосферне повітря; воду річок, озер, моря; грунт; каналізаційні стоки, вторинні енергоресурси промислових підприємств.

Грунт має здатність акумулювати сонячну енергію тривалий час, що забезпечує порівняно рівномірну температуру джерела теплоти протягом року й, тим самим високий коефіцієнта корисної дії теплового насосу. Температура у верхніх шарах грунту змінюється залежно від сезону. Нижче границі замерзання ці температурні коливання значно менше. Для приймання накопиченої у грунті теплоти використовують горизонтально прокладені теплообмінники або за допомогою вертикально прокладених теплообмінників. У першому випадку труби прокладають на глибині 1,2-1,5м. Довжина трубопроводів не повинна

перевищувати 100 м, тому що інакше має місце значна втрата тиску й, відповідно, висока продуктивність насосів. Тепло навколишнього середовища передається до суміші води й антифризу (розсолу), температура замерзання якої повинна становити приблизно -15℃. У подальшому у випарнику теплоту передають робочому тілу з низькою температурою кипіння (наприклад, фреону).

Вода добре акумулює сонячне тепло. Навіть у холодний зимовий період грунтові води мають постійну температуру від +7 до +12℃. Внаслідок постійного температурного рівня цього джерела коефіцієнт корисної дії теплового насоса протягом всього року залишається високим. Відкриті водойми також можуть бути придатними для тепло генерації, тому що завдяки високій теплоємкості вода акумулює значну кількість теплоти. Температура води під шаром криги має значення вище 0℃.

Повітря як джерело теплоти найбільш просте у використанні. У більшості випадків можна використовувати тільки зовнішнє повітря. Використання внутрішнього повітря будинків як джерело опалення житлових споруджень, як правило, виключається. Це доцільно лише в особливих випадках, наприклад, при промисловому використанні тепла газів, що відходять.

Можливими областями застосування теплових насосів вважають системи опалення та гарячого водопостачання (ГВП) житлово-комунального сектору, басейнів, громадських споруд; системи кондиціювання повітря; утилізація теплоти викидів системи вентиляції метрополітену; утилізація теплоти технологічних відходів на промислових підприємствах; системи охолодження безперервно працюючого обладнання (трансформатори, скловиробництво тощо). У кліматичних умовах України за допомогою теплових насосів можна забезпечити теплове навантаження гарячого водопостачання споруд (температура нагріву води $\leq 60℃$ і часткове забезпечення опалювального навантаження. Теплонасосні установки ідеально комбінуються з системами опалення «Тепла підлога», для яких температура води на вході до системи не перевищує 65 ℃ .

Для оцінок ефективності застосування теплонасосних установок використовують наступні показники: коефіцієнт перетворення, співвідношення корисної продуктивностіа (СКП).

Коефіцієнт перетворення визначають як відношення корисної теплової енергії, яку отримують на виході з теплового насосу, до енергії, що витрачається на стиснення холодоагенту (орієнтовні значення коефіцієнта подано у табл.1.2)

$$\varepsilon = \frac{Q_K}{L}, \tag{3.1}$$

Співвідношення корисної продуктивності є відношенням корисної енергії на виході з установки до підведеної енергії.

$$\text{СКП} = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{підв}}}, \tag{3.2}$$

Вказана величина дає змогу визначити вартість теплової енергії, що вироблена тепловим насосом, з урахуванням вартості енергії, підведеної до установки, та усіх втрат енергії в установці.

Теплові насоси приєднують до системи теплозабезпечення за моновалентною або бівалентною схемою. Моновалентна схема передбачає вироблення необхідної теплової енергії виключно тепловим насосом. Бівалентну схему використовують у тих випадках, коли теплонасосна установка не може забезпечити температуру нагріву середовища, необхідну для системи споживання теплової енергії. Вона передбачає використання і теплового насосу і теплогенератора іншого типу, наприклад газового котла чи електропідігрівача.

Таблиця 3.2.- Енергетична ефективність теплових насосів

Джерело низько-потенційної енергії	Зворотна вода 15-25℃	Водойма (5-25)℃	Стічні води (25-30)℃	Відпрацьоване повітря (20-30)℃	Повітря
Споживач	ГВП	Ситема опалення («Тепла підлога»), ГВП	ГВП басейнів	Технологічний процес сушки	Повітряне опалення приміщень
Температурний рівень	50-60℃	(40-50)℃	25-30℃	(30-40)℃	(20-25)℃
коефіцієнт ε	4,0-4,2	4,2-4,5	4,5-5,0	3,1-3,3	3,6-3,7

ГВП – гаряче водопостачання

4. Обчислення параметрів циклу теплонасосної установки

Цикл теплонасосної установки подано на рис.4.3. Цикл утворюють такі процеси : випаровування, перегрів пари, стискання, конденсація, декомпресія.

Випаровування (4 - 1′). Рідкий холодоагент надходить із низьким тиском (наприклад, 0,45 МПа) і температурою -3 °С у випарник. Температура холодоагенту нижче, ніж джерела тепла. Внаслідок цього перепаду температури відбувається передача теплоти від джерела тепла до холодоагенту. Холодоагент випаровується (утворюється насичена пара) і ентальпія зростає. Після випару при тому ж тискові відбувається примусовий перегрів пари холодоагенту для досягнення впевненості в повному випарі всієї рідини. Перегрівом пари досягається те, що до компресора пгарантовано надходить пароподібний холодоагент.

Стискання (1′ - 2). Пароподібний холодоагент всмоктується й стискується компресором. Тим самим тиск пароподібного холодоагенту піднімається (наприклад, до 1,8 МПа). При цьому відбувається і підвищення температури (до 67 °С).

Скраплення (2 - 3). Доведена до високої температури пара, що перебуває під тиском, надходить до конденсатора і віддає теплоту теплоносію, що циркулює у системі споживання теплової енергії (вода системи гарячого водопостачання). Вода системи гарячого водопостачання при цьому нагрівається, а пари фреону, віддаючи тепло, переходять у рідкий стан (конденсуються)

Зняття тиску (декомпресія) (3 - 4). Розташований між зріджувачем і випарником розширювальний клапан замикає собою контур холодоагенту. Через цей розширювальний клапан, що перебуває під високим тиском скраплений холодоагент, проходячи операцію зниження тиску, переходить на більш низький рівень тиску (0,45 МПа). Холодоагент знову готовий до прийому тепла. У тепловому насосі, таким чином, закритий цикл.

Зображення циклу теплового насосу у координатах (тиск- ентальпія) подано на рис.4.2. У табл.4.1, 4.2 наведені параметри робочого тіла (фреону R-

407С) у характерних точках циклу і характеристики термодинамічних процесів, які утворили цикл.

Таблиця 4.1. - Параметри фреону R-407C у характерних точках циклу

Номер точки	Тиск Р, МПа	Температура t, ^{0}С	Ентальпія і, кДж/кг
4	0,45	-3	245
1’	0,45	0	410
1	045	10	420
2	1,8	67	455
3	1,8	30	245

Таблиця 4.2.- Характеристики процесів теплового насосу

Процес	Позначення	Підведена(відведена) теплота, кДж/кг	Витрачена зовнішня робота, кДж/кг
Випаровування	4-1’	165	-
Перегрів пари	1’-1	10	-
Стискання пари	1-2	-	35
Конденсація	2-3	210	-

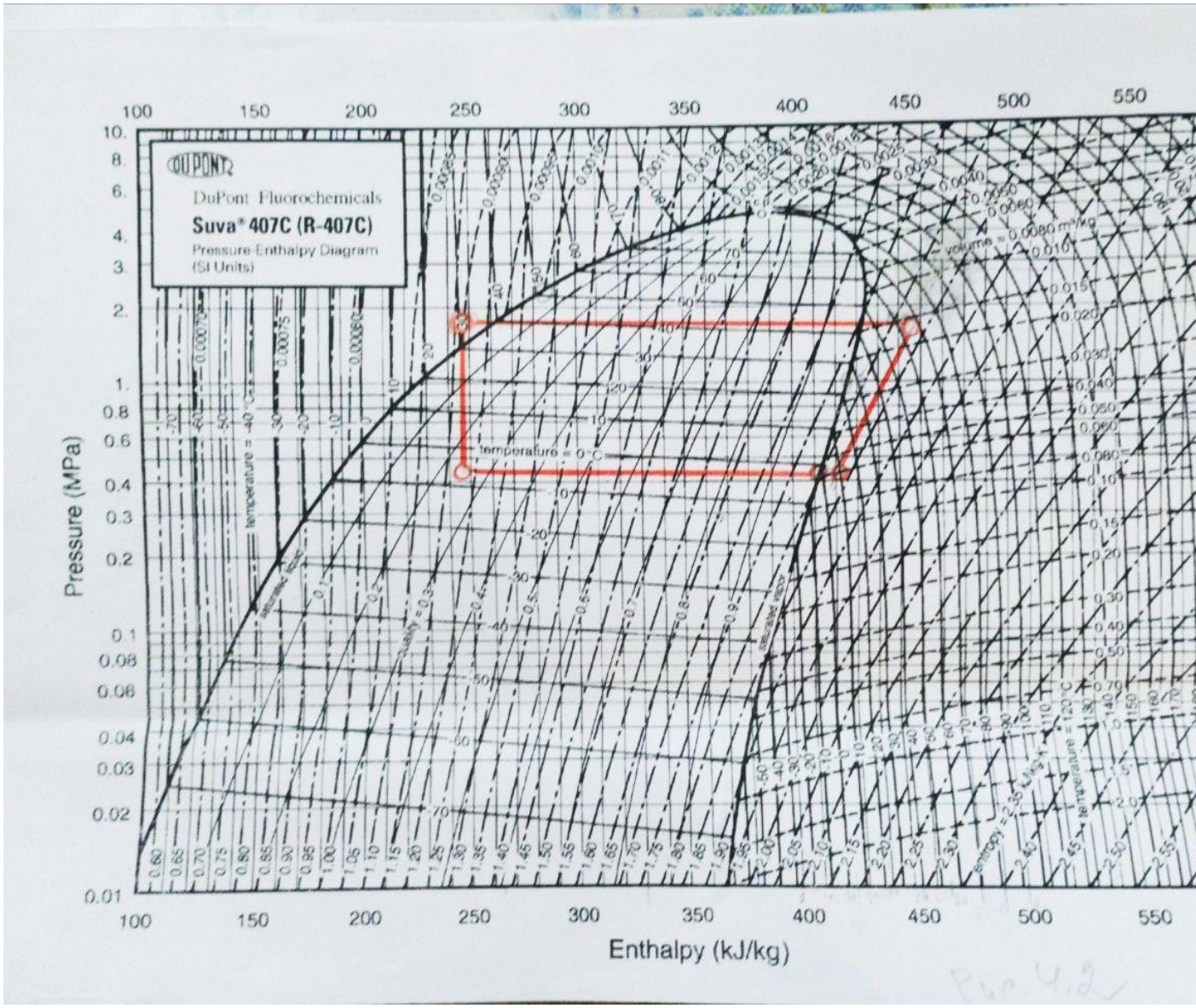


Рис. 4.3 - діаграма (lg p – h) для фреону R-407C.

Коефіцієнт перетворення теплового насосу дорівнює

$$\varepsilon = \frac{Q_K}{L} = \frac{210}{35} = 6.$$

4.3 Оцінка теплотворної здатності грунтового теплообмінника

Найбільш перспективним джерелом представляється грунт поверхневих шарів Землі в зв'язку з його доступністю, а також його достатньо високого температурної о потенціалу, грунт являться гарним акумулятором теплоти. Високу здатність акумулювати теплоту мають водонасичені грунти.

Згідно данним, на глибині більше 11,5 м для Харківської області температура грунта не зазнає впливу коливань зовнішнього повітря, впливу осадків і т. п. та залишається постійною, дорівнюючи середньорічні температурі атмосферного повітря 7,2 ° С. Зміна температури грунта на глибині 1-3 м, по данним роботи , складає від 2 до 9°С, на протязі з жовтня по березень. Нижче відмітки 11 5 м на кожні 20 м середньо річна температура збільшується на 1 °С.

Для вилучення теплоти з грунту беремо теплообмінник у вигляді сталевої труби (діаметр 146мм) з заглибленим днищем, в нижню частину котрого опущений шланг (38 мм), по якому подають розсіл на глибину.

Як холодоносій використаємо 25% розчин етиленгліколю;

Глибина закладення однієї свердловини - ЗО м;

Розрахункова температура грунту $T_{Гр}$ = 8,2°С [3];

Ґрунт - водонасичений;

Температура подачі розсолу етиленгліколю в свердловину Т = 1°С;

Діаметр обсадної зруби свердловини 146х6 мм.

Тепловіддача одного погонного метра свердловини визначається із співвідношення, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}} \cdot \text{год}$,

$$q = \frac{(t_{гр} - t_p)}{\frac{\ln \cdot (\xi / r_0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda}}, \qquad (4.1)$$

де ξ - можливий радіус промерзання, м;

λ - коефіцієнт теплопровідності грунту;

r_0 - радіус обсадної труби грунтового теплообмінника.

Величина залежить від багатьох не завжди відомих при проектуванні величин, зв'язаних складними залежностями, обумовленими часом эксплуатации шпари, а також вологості фунту.

З метою виключення можливості промерзання фунту температура подачі розсолу не повинна бути нижче 1 °С.

На підставі існуючого досвіду експлуатації величину ξ можна прийняти рівної 0,15 м. Це значення відповідає наступним умовам роботи свердловини: $t_р$ ≈0°С; час роботи τ= 1000год,

$$q_e = \frac{(8{,}2 - 1)}{\frac{\ln\cdot(0{,}15/0{,}73}{2\cdot 3{,}14\cdot 2{,}3}} = 147$$

Таким чином, забезпечується деякий запас по холодопродуктивності свердловини. З обліком цього Вт/м ,

$$q_e = 147\cdot 1{,}16 = 170$$

Холодопродуктивність однієї свердловини глибиною 30 м становить,кВт,

$$Q^1_{Скв} = 0{,}170\cdot 30 = 5{,}113 \text{ кВт}$$

При питомій теплоємності 25% етиленгліколю, Ср = 0,685 ккал/кг та розрахунковою різницею холодоагента 7°С максимальна витрата етіленгликолю на одну свердловину складає, кг/год ,

$$G_{хл} = \frac{4410}{0{,}685 \cdot 7} = 979$$

Необхідна теплова продуктивність низько потенційного джерела, для забезпечення роботою з максимальною тепловою продуктивністю 15,5 кВт:

$$Q_0 = Q_т \cdot (1 - \frac{1}{\mu}),$$

де μ – мінімальне, економічно вигідне значення коефіцієнта перетворення теплового насосу (приймаємо рівним 6), кВт,

$$Q_0 = 14{,}89 \cdot \left(1 - \frac{1}{6}\right) = 12{,}4 \quad \text{кВт}$$

Для забезпечення Q_0, необхідна установка двох свердловин, кВт,

$$Q_0 = Q^{I}_{Скв} + Q^{II}_{Скв} = 5{,}113 + 5{,}113 + 5{,}113 = 15{,}34 \text{ кВт}$$

Свердловини розміщують на присадибній ділянці на відстані 20 м одна від одної.

4.4 Порівняння різних холодоагентів для використання у теплонасосній установці

Для здійснения процесу трансформації теплоти в теплонасосній установці (ТНУ) застосовуються різні робочі речовини, термодинамічні і теплофізичні властивості яких повинні задовольнити вимогам, залежним від призначення установки і її схеми, температурних рівнів нижнього і верхнього джерел теплоти, умов довговічності і екологічної безпеки і т.п.

Характеристики теплового насоса багато в чому залежать від робочої речовини. У цій якості найчастіше застосовуються різні фреони, хладогентигалогенопохідні травичних вуглеводнів, як R22, R134a, R407, R717, R152a, R600, також озонобезечний фреон R142b.

Найбільшою об’емною продуктивністю володіє аміак R717, фреони R22 і R12, отже при однаковій тепловій потужності потрібно менша кількіст. хладогента, що заправляться, в результаті будуть меншими витрати роботи в компресорі. Характеристики фреонів визначають коефіцісит перетворення тепла і отже, економічність теплового насоса .

Холодильний агент - хладогент, робоча речовина холодильної машини, яка при кипінні або в процесі розширення відимає теплоту від охололжуваного об’єкту і потім після стискування передає її середовишу, що охолоджує (воді, повітрю і т. п.). До хладогентів пред’являється ряд вимог: вони повинні мати низьку температуру кипіння при тиску вище атмосферного (щоб уникнути підсосу повітря), помірний тиск температуру конденсації, низьку температуру твердіння і високу критичну температуру, велику теплоту паротворення при

малих питомих об’ємах пари, малу теплоємність і високу теплопровідність. Крім того, хладогенти повинні бути вибухобезпечними, нетоксичними, негорючими, нейтральними до конструкційних матеріалів, інертними до мастила і т. д. Залежно від температури кипіння при атмосферному тиску хладогенти підрозділяють на 3 групи: високотемпературні (вище -10 °С), помірні (нижче -10 °С) і низькотемпературні (нижче -50 °С). Основними холодильними агентами є аміак - R717, фреони (хладони) і деякі вуглеводні [10].

Хладогент (Аміак) R717 відноситься до групи помірних холодильних агентів. Достоїнствами аміаку є його низька вартість і високі теплофізичні показники. До недоліків відносяться токсичність, вибухонебезпека. Аміак також руйнівно впливає на мідь і її сплави.

Хімічна формула NH3 (аміак). Відноситься до групи ГФУ (HFC - гідрофторвуглероди). З "натуральних" хладогентів R717 стоїть на одному з перших місць як альтернатива R22 і R502. Виробництво аміаку в світі досягає 120 млн. т, і лише мала частина його (до 5%) використовується в холодильній техніці. Аміак не руйнує озоновий шар (ODP = 0) і не вносить прямого вкладу до збільшення парникового ефекту (GWP = 0).

Газ з різким задушливим запахом, шкідливий для організму людини. Гранично допустима концентрація в повітрі 0,02 мг/дм3, що відповідає об'ємній долі його 0,0028%. У з'єднанні з повітрям при об'ємній долі 16...26,8% і наявності відкритого полум'я аміак вибухонебезпечний. Пари аміаку легші за повітря, він добре розчиняється у воді (один об'єм води може розчинити 700 об'ємів аміаку, що виключає замерзання вологи в системі). Мінеральні масла аміак майже не розчиняє. На чорні метали, алюміній і фосфористу бронзу не діє, проте у присутності вологи руйнує кольорові метали (цинк, мідь і її сплави). Масова доля вологи в аміаку не повинна перевищувати 0,2%. По термодинамічним властивостям аміак - один з кращих хладогентів: по об'ємному холодовиробництву він значно перевищує 12, R11, R22 і R502, має вищий коефіцієнт тепловіддачі, що дозволяє застосовувати в теплообмінних апаратах труби меншого діаметру при заданому холодовиробництві. Із-за різкого запаху аміаку поява течі в холодильній системі легко виявляється обслуговуючим

персоналом. Саме з цих причин R717 знайшов широке вживання в крупних холодильних установках. Хладогент R717 має низьку вартість.

Один з недоліків аміаку - високе значення показника адіабати (1,31) в порівнянні з R22 (1,18) і R12 (1,14), що приводить до значного збільшення температури нагнітання. У зв'язку з цим пред'являють жорсткі вимоги до термічної стабільності холодильних мастил, які використовуються у поєднанні з аміаком. Конденсатор повинен мати розвинену поверхню теплообміну, внаслідок чого зростає його металоємність. Характеристики хладогента R717, що відноситься до групи ГФУ, а також деяких хладагентів груп ХФУ(Хлорфторвуглероди) ГХФУ (гідрохлорфтрвуглероди)

Аміак має надзвичайно високе значення теплоти пароутворення, внаслідок чого порівняно мала масова витрата циркулюючого хладогента (13-15% в порівнянні з R22). Це сприятлива якість для крупних холодильних установок, але ускладнює регулювання подачі аміаку у випарник при малих потужностях.

Додаткові складнощі при створенні холодильного устаткування викликає висока активність аміаку по відношенню до міді і мідних сплавів, тому трубопроводи, теплообмінники і арматуру виконують із сталі. Із - за високої токсичності і горючості аміаку зварні з'єднання ретельно контролюють. Унаслідок високої електропровідності R717 ускладнено створення натвгерметичних з герметичних компресорів. В той же час для промислових холодильних установок потужністю ольше 20 кВт амак • краща альтернатива. На аміаку працюють багато теплових насосів.

Фреони в більшості випадків нешкідливі і негорючи; налічується понад 50 різних фреонів і їх сумішей, вживаних у всіх температурних групах. [12].

Всі фреони - це речовини, утворені на основі двох газів - метану CH, і етану, - CH;- CH;. У холодильній техніці метан має марку R50, етан - R70.

Всі останні фреони виходять з метану з етану заміщенням атомів водню атомами хлору і фтору. Наприклад, всім відомий R-22 виходить з метану заміщенням одного атома водню хлором і два - фтором. Хімічна формула цього фреону - CHF¿CI. Фізичні властивості хладогентів залежать від вмісту трьох

складових - хлору, фтору і водню. Так у міру зменшення кількості атомів водню горючість хладогентів падає, а стабільність зростає. Вони можуть довго існувати в атмосфері, не розкладаючись на частини і завдавати шкоди довкіллю.

А по мірі збільшення числа атомів хлору зростає токсичність хладогентів і їх озоноруйнуюча здатність. Шкода, що наноситься фреонами озоновому шару оцінюється величиною озоноруинуючого потенціалу, якии дорівнює нуль для озонооезопечних хладагентів (R410.R407) і до 13 в озоноруйнуючих (R10, R110). При цьому за одиницю прийнятий озоноруйнуючий потенціал фреону R12, до останнього часу найбільш широко поширеного у всьому світі. Як тимчасова альтернатива R12 був вибраний фреон R-22, озоноруйнуючий потенціал якого склав 0,05.

Використання фреону R22 було дозволене конвенцією Монреаля лише до 2005 року і був замінений на озонобезпечні хладогенти R407C та R410a. На відміну від традиційних хладогентів R407C і R-410a є сумішами різних фреонів, а тому менш зручні в екеплуатації. Так до складу R407C, створеного як альтернатива R22, входять три фреони: R32 (23%), R125 (25%) і R134a (52%). Кожен з них відповідає за забезпечення певних властивостей: перший сприяє збільшенню продуктивності, другий - виключає спалах, третій визначає робочий тиск в контурі хладогента. Ця суміш не є ізотропною, а тому при будь-яких витоках хладагента, його фракції випаровуються нерівномірно і оптимальний склад міняється. таким чином, при розгерметизації холодильного контура ТН не можна просто дозаправити; залишки хладогента необхідно злити і замінити новим. Саме це і стало основною перешкодою для поширення R407C. Характеристики R407C порівняно з R22 представлені в таблиці

Показники	R407C	R22
Середня температура кипіння при атмосферному тиску	-43,56	-40,8
Щільність рідини при 25^0C, кг/м^3	41,98	44,21
Потенціал руйнування озону	0	0,05
Відносне холодовиробництво	1	1
Потенціал глобального потепління	1600	1700
Холодильний коефіцієнт	6,27	6,43
Тиск насиченої рідини при 25^0C	1174	1043

Як видно з таблиці, в порівнянні з R22 хладогент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління (GWP) R407 майже таке, як і в R22, потенціал руйнування озону (ODP) дорівнює нулю). При нижчій температурі нагнітання і трохи більш високому тиску нагнітання енергетична ефективність R407C близька до енергетичної ефективності R22. У таблиці 32 накедені дійсні порівняльні характеристики різного устаткування, виготовленого для роботи на R22, при експлуатації на R407C як в режимі холодильної машини, так 1 в режимі теплового насоса (устаткування не зазнало жодних змін при переведенні на R407C) [12].

Хладагент марки R410a, що складається з R32 (50%) і R125 (50%) є умовно ізотропним. Тобто при витоку суміш практично не міняє свого складу, а тому ТН може бути просто дозаправлений. Проте і R410a не позбавлений деяких недоліків. На відміну від R22, який добре розчиняється в звичайному мінеральному маслі , Нові Хладагенти передбачають використання

синтетичного поліефірного масла. Поліефірне масло володіє одним дуже істотним недоліком - воно швидко поглинає вологу, втрачаючи при цьому свої властивості. Причому при зберіганні, транспортуванні і заправці необхідно виключити не лише попадання краплинної вологи, але і контакту з вологим повітрям, з якого масло активно вбирає воду. До того ж воно не розчиняє будь-які нафтопродукти і органічні сполуки, які стають потенційними забруднюючими речовинами. крім того, кліматичне устаткування на R-410 при тій же продуктивності виходить істотно дорожче. Причина у високому робочому тиску. Так при температурі конденсації +43°С, в R22 воно складає близько 16 атм., а в R410 - порядка 26 атм. 3 цієї причини всі вузли і деталі холодильного контура ТН на R410a, включаючи компресор, мають бути міцнішими. Це збільшує витрату міді і робить його систему дорожчою. І нарешті, озонобезпечні хладагенти коштують у декілька разів дорожче традиційних. Наприклад кілограм К4109 в 7 разів дорожчий ніж кілограм звичного R22. R407С дешевше на нього активно перекладається промислова гамма устаткування, а з урахуванням того, що при будь-якому витоку ного треба зливати, витрати на фреон виростають на порядок

Пропан застосовують і в теплових насосах. У Ліллехаммере (Норвегія) працює тепловий насос на пропані потужністю 43 кВт з натвгерметичним компресором з пластинчастими теплооомінниками. У системі теплового насоса маса пропана трохибільше 1 кг, устаткування знаходиться в окреми будівлі. На думку фахівців, контроль за пожароопасностью можливий.

Хладогент R600

R600 - Хімічна формула C_4H_{10} (очищений бутан).

В порівнянні з хладогентами R12 і R134a очищений бутан має значні екологічні переваги. Цей природний газ не руйнує озоновий шар (ODP = 0) і не сприяє появіпарникового ефекту (GWP = 0,001). Маса хладагента, циркулюючого в холодильному агрегаті при використанні очищеного бутана, значно скорочується (приблизно на 30%). Питома маса бутана в 2 рази більше питомої маси повітря - газоподібний R600 стелеться по землі. Очишений бутан

добре розчиняється в мінеральному маслі, має вищий, ніж R12, Холодильний коефіцієнт,щозменшує енергоспоживання.

Очищений бутан горючий [хладогент 3-го класу (It/din 8975)]. Легко палає і вибухонебезпечний, але лише при з'єднанні з повітрям при об'ємній долі хладогента 1,3 - 8,5%. Нижній кордон вибухонебезпеки (1,3%) відповідає 31 г R600 на Ім' повітря; верхній кордон (8,5%) - 205г R600 на Ім повітря. Температура спалаху рівна 460°С. В даний час італійські і німецькі фірми застосовують R600 в побутовій холодильній техніці. Зокрема, фірми "'Neccі compressori" і "Zanussi"міжнародного концерну Electrolux compressors" випускають компресори, що працюють на ізобутані. Холодильні агрегати з R600 характеризуються меншим рівнем шуму із-за низького тиску в робочому контурі хладогента. Використання очищеного бутана в існуючому холодильному устаткуванні пов'язане з необхідністю заміни компресорів на компресори більшої продуктивності, оскільки по питомому об'ємному холодовиробництві R600 значно програє хладогенту R12(практично в два рази).

5. Техніко- економічне порівняння варіантів системи гарячого водопостачання об'єкта

У розділі порівняно варіанти системи гарячого водопостачання учбового корпусу. За першим варіантом підігрівання води здійснюють у котельні при спалюванні газу з теплотою згоряння 38МДж/м^3. Інші вихідні дані для першого варіанта наведені у табл.5.1. За другим варіантом теплоту виробляє тепловий насос. Вихідні дані для другого варіанта подано у табл. 5.2.

Таблиця 5.1.- Показники опалювальної котельні

№ з/п	Показник	Величина
1	Теплова продуктивність,Q, кВт	14,89
2	Коефіцієнт корисної дії котла, $\eta_к$, %	85
3	Вартість палива, $S_п$, грн./тис. м^3.	6,96
4	Електрична потужність насосу для обслуговування котельні, $N_н$, кВт	1,0
5	Коефіцієнт використання напруги насосом, $K_н$	0,8
6	Коефіцієнт використання потужності за часом, $K_ч$	0,8
7	Тривалість роботи насоса гарячого водопостачання за рік, $T_р$, годин	3240
8	Вартість електроенергії,$S_е$, Грн./кВт*год	4,58

Таблиця 5.2.- Показники теплонасосної установки

№ з/п	Показник	Розмірність	Величина
1	Теплова продуктивність,Q	кВт	14,89
2	Електрична потужність компресора, $N_к$	кВт	2,5
3	Електрична потужність насосу для обслуговування котельні, $N_н$	кВт	1,0
4	Вартість теплового насосу, $Ц_{ТНУ}$	грн	84000

5.1. Визначення техніко-економічних показників роботи котельні

1. Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{max} = q \cdot C \cdot (t_г \cdot t_х) = 0,77 \cdot 4187 \cdot (45 - 5) = 128960 \text{Вт}$$

q = 0,77кг/с – витрата води;

2. Середні витрати теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{ср} = \frac{Q_{max}}{K_4} = 14,89 \text{ кВт};$$

3. Річні витрати теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{рік} = \frac{Q_{ср} \cdot T}{10^9} = \frac{14890 \cdot 3240 * 3600}{10^9} = 173,7 \text{ ГДж/рік}$$

$T = 3240$ год – тривалість роботи системи за рік.

4. Витрата газу за рік

$$q_{газа} = \frac{Q_{год}}{Q_P^H \cdot \eta_K} = \frac{173,7 * 10^9}{37,71 \cdot 10^6 \cdot 0,92} = 5006 \text{ м}^3\text{/ рік}$$

$Q_P^H = 9000 \cdot 4,19 = 37710$ кДж/м^3 – теплота згоряння палива (прийнято);

$\eta_K = 0,92 -$ коефіцієнт корисної дії котла (прийнято);

5. Загальна вартість газу для гарячого водопостачання

$$З_{г.}^{г.в.} = q_{газа} \cdot 6,96 = 5006 \cdot 6,96 = 34840 \text{грн}$$

6. Витрата електроенергії на гаряче водопостачання
7. Потужність насоса для гарячого водопостачання корпусу прийнято рівною 1 кВт
8. Річна витрата електроенергії

$$N_{рік} = N \cdot T = 1 \cdot 3240 = 3240 \text{кВт·год}$$

9. Вартість електроенергії для гарячого водопостачання

$$З_{ел.}^{г.в.} = N_{рік} \cdot 4{,}65 = 3240 \cdot 1{,}90 = 15714 \text{ грн.}$$

10. Витрати за варіантом

$$З_{1.}^{г.в.} = З_{ел.}^{г.в.} + З_{г.}^{г.в.} = 15714 + 34840 = 50554 \text{ грн/рік}$$

2. Визначення техніко-економічних показників роботи теплового насосу

2.1. Кількість електроенергії, спожитої за рік, обчислюємо як суму витрат компресором і насосом

$$N_{ТНУ} = (N_к + N_н)\, K_н * K_ч * Т_р = (2{,}5+1)*0{,}8*0{,}8*3240 = 7258 \text{кВт*год.}$$

2.2. Вартість електроенергії, спожитої тепловим насосом за рік

$$В_{ТНУ} = N_{ТНУ} * S_е = 7258*1{,}9 = 13790 \text{ грн/рік}$$

3. Порівняння варіантів

3.1. Річна економія коштів

$$Е = В_к - В_{ТНУ} = 50554 - 13790 = 35201 \text{ грн/рік}$$

3.3 Орієнтовний термін окупності теплового насосу

$$Т_{ТНУ} = \frac{Ц_{ТНУ}}{Е} = \frac{84000}{35201} = 2{,}4 \text{ роки}$$

Висновки

1 Обчислено витрати теплоти для потреб гарячого водопостачання корпусу. Максимальні витрати теплоти дорівнюють 128960 Вт. З урахуванням встановлення у системі бака для акумулювання гарячої води у період мінімального споживання води середні витрати теплоти дорівнюють 14,89 кВт. Обчислено ємність бака-акумулятора.

2.Визначено параметри фреону у характерних точках циклу теплового насоса. Обчислено коефіцієнт перетворення теплового насоса. Підібрано теплонасосне обладнання для забезпечення навантаження гарячого водопостачання корпусу.

3. Здійснено оцінку теплотворної здатності грунтового теплообмінника. Обчислено кількість свердловин, що забезпечують необхідну теплову продуктивність.

Список використаних джерел

1. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні. КТМ 204 України. 244-94.

2. Теплова ізоляція будівель. ДБН В.2.6-31:2016. - Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. - 2016. - 31с.

3. Шульга М. О. Теплопостачання та гаряче водопостачання / М. О. Шульга, О. О. Алексахін. – Харків: ХНАМГ, 2004. – 229 с.

4. Маляренко В.А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження / В.А. Маляренко. – Харків: „Вид. САГА”, 2006. – 484 с.

5. Алексахін О.О. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі. Навчальний посібник / О.О. Алексахін, О.В.Панчук.– Харків,УкрДУЗТ, 2017.–230 с.

6. Будівельна кліматологія: ДСТУ –НБВ.1.1-27:2010: чинний від 01.11.2011. [Текст]: Мінрегіонбуд, Київ. 2011. – 123с.

7. Алексахін О.О. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення. / О.О.Алексахін, О.М.Герасимова.- Харків: ХДАМГ, 2002. - 206 с.

8 Г. Хайнрих Х. Найорк, В. Нестлер. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. [Текст] /Перевод с немецкого Н.Л. Кораблевой и канд. техн. наук Е.Ш. Фельдмана под редакцией канд. техн. наук Б.К. Явнеля. – М., Стройиздат, 1985. – 179 – 194с, 212 – 218с.

9 Д.Рей. Тепловые насосы: [Текст] / под общ. редакцией Д.Рей, Д.Майкмайкл. – М.: Энергоиздат. – 1982. – 224 с.

10 Применение воздушных тепловых насосов в условиях холодного климата / Акватерм №3 (49). [Текст]. – 2009. – 16 – 18 с.

11 Е.И. Янтовский. Промышленные тепловые насосы [Текст] / под общ. редакцией Е.И. Янтовский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 124 с.