

ЕНЕРГЕТИКА

УДК 621.577+697.1

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/21>

Безродний М.К.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Притула Н.О.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Мішко П.І.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ПРИРОДНОЇ ВОДИ І ГРУНТУ В ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ

Проаналізовано існуючий стан та перспективи впровадження теплових насосів. Показано недоліки встановлення ґрунтових та водяних теплових насосів. Показано, що вказані недоліки можуть бути усунені за рахунок одночасного використання теплоти ґрунту та природної води як нижнього джерела теплоти для теплонасосної установки. Описано принципову теплонасосну схему низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти природної води та ґрунту та розглянуто принцип її роботи. Побудовано математичну модель для визначення оптимальних характеристик теплообмінника у формі бухти, в якій враховано ефективність роботи теплового насоса. На основі термодинамічного аналізу принципової теплонасосної схеми з урахуванням оптимального ступеня охолодження етиленгліколю у випарнику теплового насоса за рахунок чого забезпечуються мінімальні енергетичні затрати на теплонасосну систему, отримано оптимальне співвідношення між характеристиками теплообмінника, а саме довжина труби, діаметр труби та швидкість руху теплоносія. Отримані оптимальні характеристики теплообмінника залежать в основному від різниці температур води у колодязі та середньої температури етиленгліколю, що циркулює всередині труби, яка впливає на питомий тепловий потік, підведений до теплообмінника, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія і практично не залежать від температурних умов роботи теплонасосної системи. Наведені співвідношення можуть бути використані на стадії проектування теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти природної води та ґрунту при визначенні оптимальної довжини труби бухти, а також перепаду тиску в контурі для підбору циркуляційного насоса, або витрати теплоносія зі сторони нижнього джерела теплоти для забезпечення оптимальних умов роботи теплонасосної системи тепlopостачання.

Ключові слова: тепловий насос, система опалення, теплообмінник, теплота природно води, теплота ґрунту.

Постановка проблеми

На сьогоднішній день в Україні гостро постали проблеми раціонального використання природних енергоресурсів та охорони довкілля. Ці питання можуть бути вирішені за рахунок впровадження сучасної техніки генерації теплоти – теплових насосів (ТН). Їхнє використання дозволить: знизити витрати енергії на тепlopостачання; витіснити з енергетичного балансу країни значну кількість

природного газу; забезпечити екологічну чистоту тепlopостачання; досягти зниження обсягів викидів шкідливих та парникових газів [1].

Базуючись на вищеперерахованих можливостях, найбільш очікуваною зміною в структурі теплового балансу України є активний розвиток теплових насосів, оскільки їх використання забезпечує, окрім економічного, значний енергозберігаючий та екологічний ефект.

З метою зменшення залежності України від імпортованих енергоносіїв потрібно впровадити енергоефективні технології та забезпечити ширше застосування нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Нині теплові насоси вважаються найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики, для вирішення проблем енергозбереження, завдяки можливості використовувати відновлювану енергію довкілля. Універсальним джерелом теплоти для ТП є теплота ґрунту, оскільки він акумулює сонячну енергію, що забезпечує порівняно рівномірну температуру джерела теплоти протягом року, і тим самим, високий коефіцієнт корисної дії роботи ТН [2–4].

Аналізуючи роботу ТН з використанням як джерела теплоти ґрунту, можна назвати такі його переваги та недоліки: високий коефіцієнт трансформації за рахунок постійної високої температури джерела теплоти; невисокі експлуатаційні затрати; простота обслуговування горизонтальних теплообмінників (ТО); для установки вертикальних геотермальних ТО необхідна невелика площа ділянки; високі початкові капіталоукладення на інсталяцію обладнання вертикальних свердловин (буріння свердловин, погодження цих робіт з відповідними організаціями); використання горизонтального ґрунтового ТО потребує значної площі для його розміщення, що в свою чергу виснажує великі поверхні ґрунту та, як наслідок, спричиняє загибель рослин [2–5].

Значною перевагою користується вода, оскільки має високу теплоємність та інтенсивний теплообмін у випарнику. На рис. 1 представлено схему використання теплоти води відкритої водойми. Через випарник ТН циркуляційним насосом прокачується гліколь, що підігрівається в теплообміннику очищеної у фільтрі водою, що подається занурювальним насосом. У цій схемі використовується проміжний циркуляційний контур [6], що включає в себе окрім насоса теплообмінник для використання теплоти природної води і випарник ТН.

Можна уникнути встановлення проміжного контуру, якщо опустити у водойму бухту з поліетиленової труби і

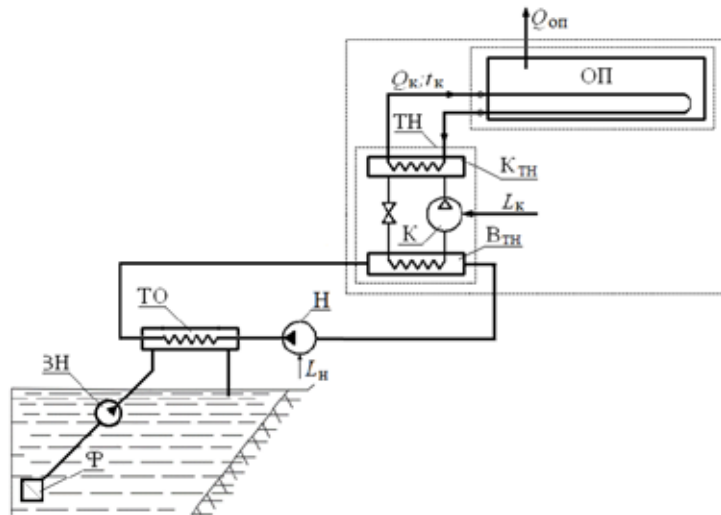
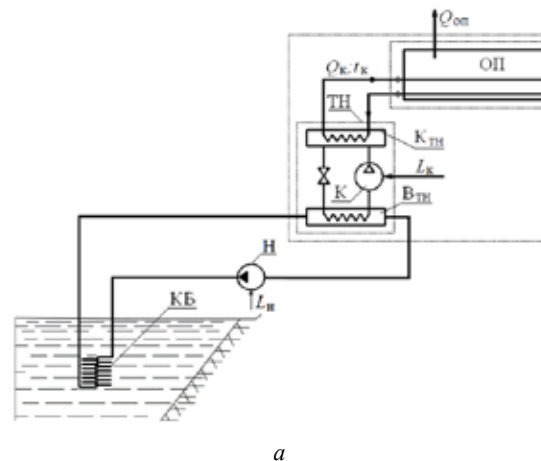
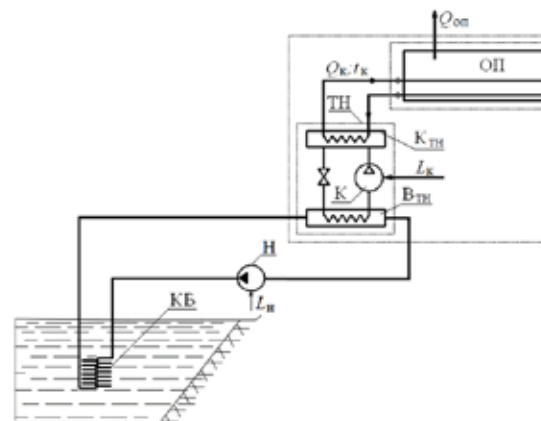


Рис. 1. Схема використання теплоти відкритої водойми з проміжним циркуляційним контуром:

ОП – опалювальне приміщення, ТН – тепловий насос, $K_{ТН}$ – конденсатор ТН, $V_{ТН}$ – випарник ТН, К – компресор, Н – насос, L_k – робота приводу компресора ТН, L_n – робота приводу насоса, ТО – теплообмінник, ЗН – занурений насос, Ф – фільтр.



а



б

Рис. 2. Схема використання теплоти відкритої водойми з теплообмінником виконаним у вигляді:

а) компактної бухти (КБ) з поліетиленової труби; б) розгорнутої бухти (РБ) з поліетиленової труби.

використовувати її поверхню як теплопередавальну в контурі циркуляції гліколю через випарник. При цьому бухта може бути компактною, як показано на рис. 2а, або розгорнутою рис. 2б.

Аналізуючи роботу ТН з використанням природної води як джерела теплоти, можна назвати наступні переваги та недоліки: можливість розміщення на невеликій ділянці; достатній коефіцієнт трансформації; високі капіталовкладення; великі затрати на обслуговування системи фільтрів для води, яка потрапляє до випарника ТН; додаткова витрата енергії за рахунок використання зануреного насоса [1; 5; 6].

Постановка завдання

В наведеному огляді зазначенні недоліки використання як природної води, так і ґрунту як нижнього джерела теплоти для ТН. Поєднання цих джерел теплоти в одній теплонасосній установці дозволить усунути ці недоліки і отримати кращі показники роботи. Таким чином, при будівництві будинків поблизу відкритих водойм з'являється технічна можливість використання теплоти цих водойм як джерела низькопотенційної теплоти з його перетворенням в ТН. Доцільність такого використання повинна оцінюватися з урахуванням фізичних характеристик теплообмінних пристроїв, що застосовуються.

Виклад основного матеріалу досліджень

На рис. 3 зображена принципова теплонасосна схема низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти природної води

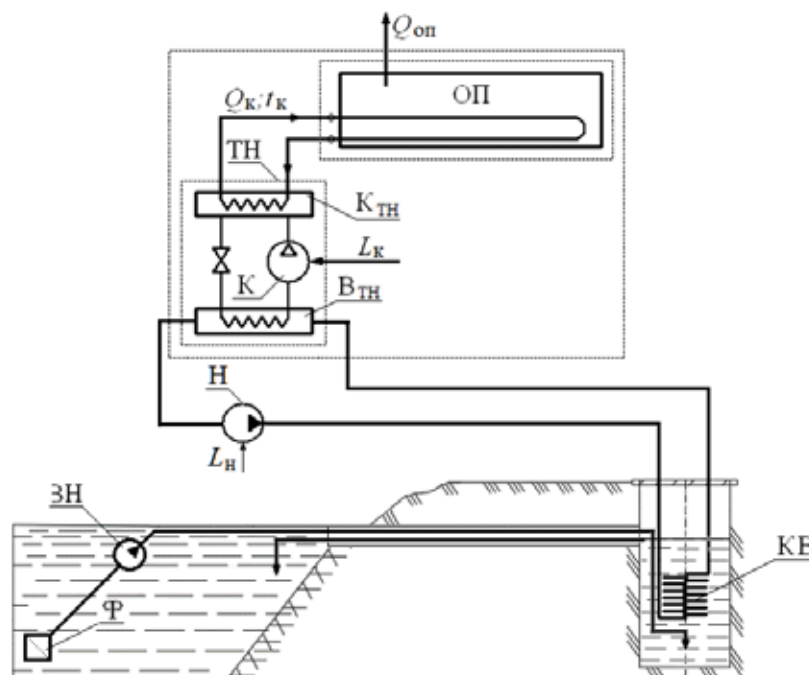


Рис. 3. Принципова теплонасосна схема низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти природної води та ґрунту

та ґрунту. В наведеному аналізі розглядаються теплообмінник у вигляді бухти. По трубах теплообмінника рухається незамерзаючий теплоносіє (етиленгліколь чи пропіленгліколь), який нагрівається за рахунок теплоти ґрунту та води, а потім віддає теплоту водяній системі теплопостачання будинку. Вода із водойми подається зануреним насосом в колодезь, де розташований теплообмінник і скидається назад у водойму. Теплота води, що попередньо підігрілася за рахунок проходження в ґрунті, відбирається за допомогою опущеної в колодезь з цією водою бухти із поліетиленової труби. В проміжному контурі, заповненому етиленгліколем, теплота передається від теплообмінника до випарника теплового насоса.

Водний розчин етиленгліколю з температурою t_T^{BX} й об'ємною витратою V_T насосом подається у випарник ТН, де він охолоджується та на виході його температура становить t_T^{BHX} . В роботі [5] встановлено, що існує оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН. Це проявляється внаслідок того, що затрати енергії на привід компресора ТН та на насос при зміні температури теплоносія на виході з випарника ТН змінюються в протилежних напрямках. Таким чином, підтримання оптимального ступеня охолодження теплоносія в випарнику ТН забезпечує мінімальні сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення в цілому.

Опалювальне приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{оп}$. Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора ТН Q_K з температурою теплоносія t_K на вході в систему опалення.

Розрахункові формули

Рівняння теплового балансу теплообмінника у формі бухти, що занурений в колодезь з водою, яка попередньо підігріта за рахунок проходження в ґрунті, можна представити у вигляді

$$Q_{підв} = Q_{відв} \quad (1)$$

Без урахування нестационарності процесу підведений тепловий потік до теплообмінника визначається за співвідношенням

$$Q_{підв} = q_{ТО} L_{ТО} \quad (2)$$

де $q_{ТО}$ – питомий тепловий потік, віднесений до 1 м труби теплообмінника, зануреного у колодезь, Вт/м; $L_{ТО}$ – довжина труби ТО у формі компактної бухти, м.

З іншого боку в літературі [1, 6] наводяться дані щодо питомої довжини труби теплообмінника, віднесеної до 1 кВт теплового потоку від води в водоймі до етиленгліколю. Формула для визначення цієї величини має вигляд

$$L_{TO} = C\Delta t^m, \quad (3)$$

де L_{TO} – довжина поліетиленового трубопроводу, віднесена до 1 кВт теплового потоку від води до циркулюючого по трубі етиленгліколю, м; Δt – різниця температури води у колодязі та середньої температури етиленгліколю, що циркулює всередині труби, °С; C і m – коефіцієнт та показник степені, значення яких можна визначити з табл. 1.

Залежність (3) достовірна, якщо потік рідини в трубках не є ламінарним і $Re > 3000$ [1; 6].

Тоді, аналогічно формулі (2) можна записати

$$1000 = q_{TO}L_{TO}, \quad (4)$$

звідки можна отримати значення питомого теплового потоку q_{TO} в такому теплообміннику для подальшого аналізу задачі, що розглядається

$$q_{TO} = \frac{1000}{C\Delta t^m}. \quad (5)$$

Тоді, підведений тепловий потік до ТО може бути визначений з рівняння

$$Q_{підв} = \frac{1000}{C\Delta t^m} L_{TO}, \quad (6)$$

де $\Delta t = t_b - (t_{вип}^{вх} - \Delta t_{вип}^{опт} / 2)$ – температурний напір в теплообміннику.

Підведений до теплообмінника тепловий потік дорівнює тепловому потоку, що відводиться у випарнику. Нехтуючи впливом дисипації енергії при подоланні потоком етиленгліколю гідравлічного опору випарника, величину $Q_{вип}$ можна визначити за формулою:

$$Q_{відв} = Q_{вип} = w \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \rho_t c_p \Delta t_{вип}, \quad (7)$$

де w – швидкість етиленгліколю в теплообміннику, м/с; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби бухти, м; ρ_t – густина етиленгліколю, кг/м³; c_p – ізобарна теплоємність етиленгліколю, КДж/кг К; $\Delta t_{вип}$ – різниця температур етиленгліколю на вході та виході з випарника, °С.

Аналіз, проведений в [5], показав, що оптимальний ступінь охолодження етиленгліколю у випарнику теплового насоса, який забезпечує мінімум затрат електроенергії на ТНС теплопостачання, зростає зі збільшенням загальних втрат тиску в нижньому контурі та слабо залежить від розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні температур 30–50 °С, температури навколишнього середовища та температури етиленгліколю на вході до випарника ТН.

Вираз для оптимального ступеня охолодження етиленгліколю у випарнику теплового насоса, який визначено в роботі [5], має вигляд

$$\Delta t_{вип}^{опт} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_n \eta_{пр}}} \left[\eta_{ТН} - 1 + \frac{273 + t_r^{вх} - \Delta t_b}{273 + t_k + \Delta t_k} \right], \quad (8)$$

де η_n , $\eta_{пр}$ – ККД насоса та його приводу відповідно. Можна прийняти, що в оптимальному режимі роботи насоса $\eta_n = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{пр} = 0,95$ [1]; $\eta_{ТН}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, здійснювані робочим тілом в ТН, який згідно з [1] можна прийняти 0,6; Δt_b – різниця температур етиленгліколю та робочого тіла ТН на виході з випарника, °С; Δt_k – різниця температур робочого тіла ТН та води на виході з конденсатора, °С. У наведеному аналізі згідно [1] прийнято $\Delta t_b = 5$ °С і $\Delta t_k = 5$ °С; $t_r^{вх}$ – температура етиленгліколю на вході до випарника теплового насоса, °С.

Температура води на виході з конденсатора t_k дорівнює температурі гріючого теплоносія на вході в систему опалення. Для визначення цієї температури має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря [5]

$$t_k = t_n + (t_r^p - t_n) \left(\frac{t_n - t_o}{t_n - t_o^p} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (9)$$

де t_r^p – розрахункова температура гріючого теплоносія при розрахунковій температурі навколишнього середовища t_o^p ; $n = 0$ для низькотемпературних системи опалення.

Таблиця 1

Значення величин C і m

$D_{н},$ мм	C				m			
	Бухта розгорнута		Бухта компактна		Бухта розгорнута		Бухта компактна	
	Літо	Зима	Літо	Зима	Літо	Зима	Літо	Зима
33	82	51	98	63	-0,78	-0,72	-0,75	-0,71
42	56	46	65	56	-0,64	-0,72	-0,79	-0,70
48	69	48	83	61	-0,72	-0,72	-0,70	-0,73

Комплекс постійних величин в формулі (8)

$$A = \frac{\Delta p}{\rho_t c_p} \quad (10)$$

Сумарні втрати тиску в нижньому контурі (у випарнику теплового насоса та теплообміннику у формі бухти)

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{ТО}}, \quad (11)$$

де $\Delta p_{\text{ТО}}$ – втрати тиску при подоланні потоком етиленгліколю гідравлічного опору теплообмінника, що визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{ТО}} = \lambda \frac{\rho_t w^2 L_{\text{ТО}}}{2 d_{\text{вн}}} \quad (12)$$

Для подальших розрахунків прийнято, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається в залежності від режиму течії етиленгліколю:

– при ламінарному режимі течії в гладких трубах $Re < 2300$ коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається згідно з законом Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (13)$$

– при турбулентному режимі течії $Re < 2300$ коефіцієнт гідравлічного тертя λ для гладких труб визначається за рівнянням Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (14)$$

де $Re = wd_{\text{вн}}/\nu_t$, а ν_t – кінематична в'язкість етиленгліколю, $\text{м}^2/\text{с}$.

Якщо у співвідношення (1) підставити формули (2), (7), (8), то отримаємо квадратне рівняння відносно невідомої довжини труби у бухті теплообмінника $L_{\text{ТО}}$ при заданих умовах його застосування

$$aL_{\text{ТО}}^2 - \epsilon L_{\text{ТО}} - c = 0. \quad (15)$$

Рішення рівняння (15) дозволяє отримати вираз для оптимальної довжини труби контуру ТО, якому відповідає додатній корінь квадратного рівняння

$$L_{\text{ТО}}^{\text{опт}} = \frac{\epsilon + \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a}, \quad (16)$$

де коефіцієнти квадратного рівняння:

$$a = \left(\frac{4q_{\text{г}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_t c_p} \right)^2; \quad \epsilon = \frac{\lambda w^2 B}{2c_p d_{\text{вн}}}; \quad c = \frac{\Delta p_{\text{вип}} B}{\rho_t c_p}, \quad (17)$$

а комплекс B виражений з співвідношення (8) і має вигляд

$$B = \frac{(273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_{\text{т}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]. \quad (18)$$

Розрахунковий аналіз оптимальних характеристик теплообмінника нижнього контуру для використання теплоти природної води і ґрунту.

Отримана формула (16) являє собою оптимальне співвідношення між такими параметрами теплообмінника, як довжина труби бухти, діаметр труби і швидкість руху теплоносія при заданих умовах застосування бухти, визначеному підведеному тепловому потоку до ТО $Q_{\text{підв}}$, теплофізичних властивостей вибраного теплоносія, а також температурних умов роботи теплонасосної установки.

Як теплоносієм для відбору теплоти від ґрунту найбільш часто використовують водяні розчини етиленгліколю або пропіленгліколю. Розчин на основі етиленгліколю має меншу в'язкість і тому практично виключає ламінарний режим в умовах руху теплоносія в реальних теплообмінниках. В роботі [1; 6] зазначено, що при виключенні ламінарного режиму руху теплоносія інтенсивність тепловідбору від ґрунту практично не залежить від діаметра труби.

За вищезазначених умов роботи теплообмінника за формулою (16) було проведено розрахунки оптимального співвідношення між довжиною труби бухти $L_{\text{ТО}}$, швидкістю руху теплоносія w та внутрішнім діаметром труби $d_{\text{вн}}$. Результати розрахунків наведені в табл. 2. Розрахунки проведено для таких вхідних даних:

- 25% водяний розчин етиленгліколю;
- температура розчину етиленгліколю на вході до випарника $t_{\text{т}}^{\text{вх}} = 3^\circ\text{C}$;
- теплофізичні властивості розчин етиленгліколю: густина $\rho_t = 1044,636 \text{ кг/м}^3$; ізобарна теплоємність $c_p = 3765 \text{ Дж/кг К}$; кінематична в'язкість $\nu_t = 3,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [5];
- температура навколишнього повітря $t_{\text{о}} = -20^\circ\text{C}$;
- розрахункова температура ґріючого теплоносія $t_{\text{т}}^{\text{р}} = 45^\circ\text{C}$;
- розрахункова температура на опалення $t_{\text{п}}^{\text{о}} = -20^\circ\text{C}$;
- втрати тиску у випарнику теплового насоса $\Delta p_{\text{вип}} = 35 \text{ КПа}$ [5].

Для зручності практичного використання отриманих даних в табл. 2 наведені також загальні теплові потоки, що відводяться одним контуром бухти теплообмінника від нижнього джерела і які можуть бути використані при проектуванні системи теплонасосного опалення будинку з заданими втратами теплоти на опалення.

Результати розрахунків оптимальних параметрів ТО

Діаметр Труби D_3 , мм	Різниця температур Δt , °C	Питомий тепловий потік, Вт/м	Характеристики теплообмінника	Швидкість w , м/с				
				$w_1 = 0.7$	$w_2 = 0.8$	$w_3 = 0.9$	$w_4 = 1$	$w_5 = 1,1$
33	2	26	$L_{ТО}^{opt}$, м	113	155	213	292	398
			Q , кВт	2,938	4,03	5,538	7,592	10,348
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	44	76	128	211	339
	4	43	$L_{ТО}^{opt}$, м	58	74	96	125	163
			Q , кВт	2,494	3,182	4,128	5,375	7,009
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	22	36	57	90	139
	6	57	$L_{ТО}^{opt}$, м	41	51	64	81	102
			Q , кВт	2,337	2,907	3,648	4,617	5,814
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	16	25	38	58	87
42	2	29	$L_{ТО}^{opt}$, м	166	228	316	437	598
			Q , кВт	4,814	6,612	9,164	12,673	17,342
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	48	83	142	236	382
	4	47	$L_{ТО}^{opt}$, м	86	111	145	191	251
			Q , кВт	4,042	5,217	6,815	8,977	11,797
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	25	41	65	103	160
	6	63	$L_{ТО}^{opt}$, м	59	75	94	120	153
			Q , кВт	3,717	4,725	5,922	7,56	9,639
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	17	27	42	65	98
48	2	27	$L_{ТО}^{opt}$, м	254	359	508	713	985
			Q , кВт	6,858	9,693	13,716	19,251	26,595
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	62	111	192	324	530
	4	45	$L_{ТО}^{opt}$, м	123	163	216	288	384
			Q , кВт	5,535	7,335	9,72	12,96	17,28
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	30	50	82	131	207
	6	61	$L_{ТО}^{opt}$, м	83	106	136	175	227
			Q , кВт	5,063	6,466	8,296	10,675	13,847
			$\Delta p_{ТО}$, кПа	20	33	52	80	122

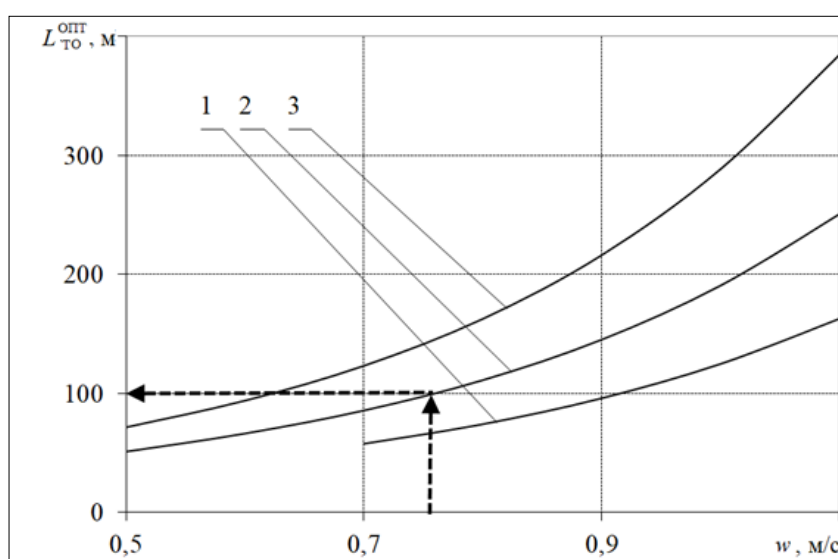


Рис. 4. Залежність довжини бухти теплообмінника від швидкості руху водяного розчину етиленгліколю при різниці температур води у колодязі і середній температурі етиленгліколю, що циркулює всередині поліетиленової труби, рівній $\Delta t = 4$ °C: 1 – $d_3 = 33$ мм; 2 – $d_3 = 42$ мм; 3 – $d_3 = 48$ мм

На рис. 4 і 5 наведена графічна інтерпретація отриманих оптимальних характеристик бухти теплообмінника при різниці температур води у колодязі і середній температурі етиленгліколю, що циркулює всередині поліетиленової труби, рівній $\Delta t = 4 \text{ }^\circ\text{C}$. З рис. 4 оптимальна довжина поліетиленової труби в бухті контуру теплообмінника може бути визначена в залежності від вибраного значення швидкості руху теплоносія та діаметра труби.

При визначених, таким чином, величинах довжини труби бухти ТО ($L_{\text{ТО}}^{\text{опт}}$) і прийнятому діаметрі поліетиленової труби в бухті (d_3) рис. 5 дозволяє визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{\text{ТО}}$ в бухті теплообмінника, після чого може бути визначено загальний перепад тиску в контурі нижнього джерела теплоти для підбору циркуляційного насоса.

Навпаки, якщо вхідною величиною при проектуванні бухти, поміщеної в колодязь, є тиск циркуляційного насоса, то з урахуванням співвідношення (11) за допомогою графіків на рис. 5 можна визначити оптимальне співвідношення довжини і діаметра труби і потім з рис. 4 знайти відповідне значення швидкості руху теплоносія, що має бути враховане при визначенні необхідної витрати теплоносія через теплообмінник в залежності від теплової потужності ТН для даного об'єкту тепlopостачання. На основі отриманих параметрів для однієї бухти може бути визначена необхідна кількість бухт, паралельно підключених в залежності від теплової потужності ТН для даного об'єкту тепlopостачання.

Висновки

1. На основі термодинамічного аналізу принципової теплонасосної схеми низькотемпературного

водяного опалення з використанням теплоти природної води та ґрунту з урахуванням оптимального ступеня охолодження теплоносія у випарнику теплового насоса для забезпечення мінімальних енергетичних затрат на теплонасосну систему отримано оптимальне співвідношення між характеристиками теплообмінника у формі бухти, а саме довжина труби, діаметр труби, швидкість руху теплоносія при заданих умовах його застосування (різниці температур води у колодязі та середньої температури етиленгліколю, що циркулює всередині труби, теплофізичні характеристики теплоносія, температурні умови роботи теплонасосної системи).

2. Отримані оптимальні характеристики теплообмінника у формі бухти залежать в основному від різниці температур води у колодязі та середньої температури етиленгліколю, що циркулює всередині труби, яка впливає на питомий тепловий потік, відведений до теплообмінника, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія і практично не залежать від температурних умов роботи теплонасосної системи.

3. Наведені співвідношення можуть бути використані на стадії проектування колектору у формі бухти при визначенні оптимальної довжини труби бухти, а також перепаду тиску в контурі для підбору циркуляційного насоса, або витрати теплоносія зі сторони нижнього джерела теплоти для забезпечення оптимальних умов роботи теплонасосної системи тепlopостачання з використанням теплоти природної води та ґрунту.

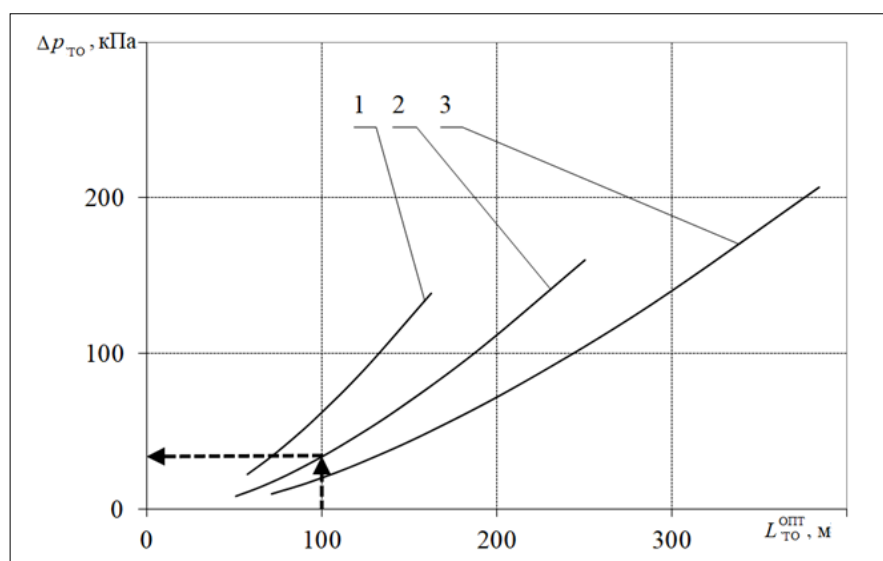


Рис. 5. Залежність втрат тиску у теплообміннику від довжини труби при різниці температур води у колодязі і середній температурі етиленгліколю, що циркулює всередині поліетиленової труби, рівній $\Delta t = 4 \text{ }^\circ\text{C}$: 1 – $d_3 = 33 \text{ мм}$; 2 – $d_3 = 42 \text{ мм}$; 3 – $d_3 = 48 \text{ мм}$

Список літератури:

1. Безродний М. К. Теплові насоси та їх використання [Текст] : навч. посіб. / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра. К. : НТУУ «КПІ», 2013. 312 с.
2. Mohammadreza Pishkariahmadabad, Hamdi Ayed, Wei-Feng Xia, Yashar Aryanfar, Abdulaziz M. Almutlaq, Belgacem Bouallegue Thermo-economic analysis of working fluids for a ground source heat pump for domestic uses / Case Studies in Thermal Engineering, Volume 27, October 2021, 101–330.
3. Hongzhi Zhang, Zongwei Han, Lingyan Yang, Jiawei Yuan, Xinlu Cheng, Mingzhen Ji, Gui Li Analysis of influence of the length of ground heat exchangers on the operation characteristics and economy of ground source heat pumps / Energy and Built Environment, Volume 2, Issue 2, April 2021, Pages 127–136
4. Barbara Larwa, Krzysztof Kupiec Heat transfer in the ground with a horizontal heat exchanger installed – Long-term thermal effects / Applied Thermal Engineering, Volume 164, 5 January 2020, 114–539
5. Безродний М.К Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула. К. : НТУУ «КПІ», 2016. 272 с.
6. Гершкович В.Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В.Ф. Гершкович. К. : Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. 60 с.

Bezrodny M.K., Prytula N.O., Mishko P.I. OPTIMAL CHARACTERISTICS OF A HEAT EXCHANGER FOR THE USE OF HEAT OF NATURAL WATER AND SOIL IN HEAT PUMP HEATING SYSTEMS

The current state and prospects of introduction of heat pumps are analyzed. The disadvantages of installing ground and water heat pumps are shown. It is shown that these shortcomings can be eliminated by the simultaneous use of soil heat and natural water as the lower source of heat for the heat pump installation. The basic heat pump scheme of low-temperature water heating using the heat of natural water and soil is described and the principle of operation is considered. A mathematical model for determining the optimal characteristics of the heat exchanger in the form of a bay, which takes into account the efficiency of the heat pump. Based on the thermodynamic analysis of the basic heat pump scheme taking into account the optimal degree of cooling of ethylene glycol in the heat pump evaporator due to which the minimum energy costs for the heat pump system are obtained, the optimal ratio between the characteristics of the bay heat exchanger is obtained. The obtained optimal characteristics of the heat exchanger depend mainly on the difference between water temperatures in the well and the average temperature of ethylene glycol circulating inside the pipe, which affects the specific heat flow to the heat exchanger, weakly depend on. These relations can be used at the stage of designing a heat pump system for low-temperature water heating using the heat of natural water and soil in determining the optimal length of the bay pipe, as well as the pressure drop in the circuit to select a circulating pump, or operation of the heat pump system of heat supply.

Key words: heat pump, heating system, heat exchanger, heat of natural water, heat of soil.