

УДК 621.577 + 697.1

М.К. Безродний, Н.О. Притула

ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

This paper investigates characteristics of ground heat exchangers for heat pump heating systems. We obtain the optimal ratio between characteristics of ground heat exchanger (tube length of one loop, pipe diameter, and brine velocity in the circuit for heat pump systems) under given conditions of its application (the intensity of selecting heat from soil, thermo-physical characteristics of the heat carrier, temperature conditions of the heat pump system). These optimal characteristics of ground heat exchanger allow providing the optimal degree of cooling brine in the evaporator of the heat pump. Therefore they contribute to obtaining the minimum total costs of electricity of heat pump heating system as a whole. The optimal characteristics of ground heat exchanger mainly depend on soil type, slightly depend on the thermo-physical characteristics of the heat carrier and practically do not depend on temperature conditions of the heat pump system. These relationships can be used for the design stage of the soil reservoir to determine the optimal length of the tube circuit.

Вступ

Використання теплонасосних систем (ТНС) теплопостачання з ґрунтовими теплообмінниками (ГТ) дає можливість вирішити такі важливі завдання сьогодення, як зменшення використання традиційних джерел енергії, мінімізація антропогенного впливу на навколишнє середовище та покращення якості теплопостачання.

Тепловий насос (ТН) використовує постійно присутню у верхніх шарах землі енергію і перетворює її в корисну теплоту для опалення. Позитивним моментом у цьому способі отримання корисної теплоти є те, що при практично необмеженому використанні джерела теплоти майже не наноситься шкода довкіллю. Таким чином, ґрунт – найуніверсальніше джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячну енергію протягом тривалого періоду, що забезпечує порівняно рівномірну температуру джерела теплоти протягом року і, тим самим, забезпечує високий коефіцієнт трансформації ТН.

Енергетична доцільність застосування ТН як джерела теплоти переконливо доведена результатами великої кількості наукових досліджень і досвідом експлуатації мільйонів теплонасосних установок (ТНУ) в промислово розвинених країнах світу. Усі широкомасштабні програми з енергозбереження, що реалізуються за кордоном, передбачають їх широке впровадження [1, 2].

Оскільки нині нема стандартних горизонтальних ГТ для вилучення теплоти з ґрунту, то такі системи мають проектуватися для кожного об'єкта окремо. Таким чином, при проектуванні ТНС теплопостачання виникає необхідність у виборі таких оптимальних характеристик ГТ, як

довжина труби одного контуру, діаметр труб, швидкість руху соляного розчину в контурі [3–5].

Постановка задачі

Мета роботи – визначення оптимальних характеристик ГТ: довжини труби одного контуру, діаметра труб, швидкості руху соляного розчину в контурі для ТНС теплопостачання залежно від умов роботи ГТ та ТНУ. Ці характеристики мають забезпечити оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН, що дасть змогу отримати мінімальні питомі витрати електроенергії на ТНС теплопостачання в цілому.

Аналітичний аналіз системи

На рис. 1 наведено принципову схему низькотемпературного водяного опалення з використанням "розсольно-водяного" ТН та горизонтального ГТ.

Для вилучення теплоти з ґрунту і використання його як нижнього джерела теплоти для ТН застосовуються вертикальні та горизонтальні ГТ. У наведеному аналізі розглядаються горизонтальні ГТ. Трубами ґрунтового колектора рухається незамерзаючий теплоносій, який нагрівається за рахунок теплоти ґрунту, а потім віддає теплоту водяній системі теплопостачання будинку. Соляний розчин з температурою $t_{c,p}^{BX}$ й об'ємною затратою $V_{c,p}$ насосом з ґрунтового колектора подається у випарник ТН. Тут соляний розчин охолоджується і на виході його температура становить $t_{c,p}^{ВИХ}$. Опалювальне приміщення має тепло-

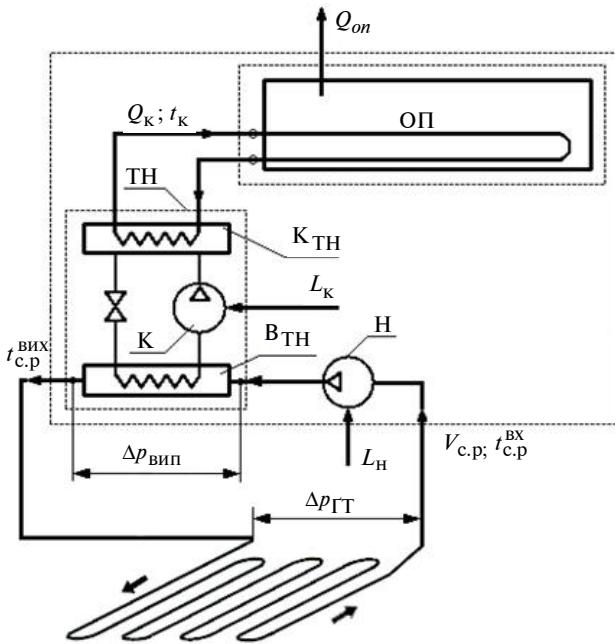


Рис. 1. Принципова схема низькотемпературного водяного опалення з використанням розсолно-водяного теплового насоса: ОП – опалювальне приміщення; ТН – тепловий насос; К_{ТН} – конденсатор ТН; В_{ТН} – випарник ТН; К – компресор; Н – насос

ві втрати в навколишнє середовище Q_{on} . Для їх компенсації використовується тепловий потік від конденсатора ТН Q_k з температурою теплоносія t_k на вході в систему опалення.

Рівняння теплового балансу ГТ можна подати у такому вигляді:

$$Q_{підв} = Q_{відв}. \quad (1)$$

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

$$Q_{підв} = q_r L_{ГТ}, \quad (2)$$

де q_r – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м прокладеного в ґрунті горизонтального теплообмінника, Вт/м; $L_{ГТ}$ – довжина труб ГТ, м.

Відведений тепловий потік від ГТ дорівнює підведеному тепловому потоку до випарника. Нехтуючи впливом дисипації енергії при подоланні потоком соляного розчину гідравлічного опору випарника, величину $Q_{вип}$ можна визначити за формулою

$$Q_{відв} = Q_{вип} = w \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \rho_{с.р} c_p \Delta t_{с.р}, \quad (3)$$

де w – швидкість соляного розчину в ГТ, м/с; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труб ГТ, м; $\rho_{с.р}$ – густина соляного розчину, кг/м³; c_p – ізобарна теплоємність соляного розчину, кДж/кг·К; $\Delta t_{с.р}$ – різниця температур соляного розчину на вході та виході з випарника, °С.

У [3–5] наведено різні значення ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН від 3 до 5 °С без надання жодного термодинамічного обґрунтування вибору цього значення.

Аналіз, проведений у [6], виявив, що оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН, який забезпечує мінімум затрат електроенергії на ТНС тепlopостачання, зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A та слабко залежить від розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні температур 30–50 °С, температур навколишнього середовища та соляного розчину на вході до випарника в діапазоні 2–5 °С.

Вираз для оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН, який визначено в [6], має вигляд

$$\Delta t_{с.р}^{опт} = \sqrt{\frac{A T_k^{ТН}}{\eta_n \eta_{пр}} \left[\eta_{ТН} - 1 + \frac{273 + t_{с.р}^{вх} - \Delta t_{вип}}{T_k^{ТН}} \right]}, \quad (4)$$

де $T_k^{ТН} = 273 + t_k + \Delta t_k$ – температура конденсації робочого агента в конденсаторі ТН, К; η_n , $\eta_{пр}$ – ККД насоса та його приводу відповідно. Можна припустити, що в оптимальному режимі роботи насоса $\eta_n = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{пр} = 0,95$ [7]; $\eta_{ТН}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, здійснювані робочим тілом в ТН, який згідно з [8] можна прийняти 0,6; $\Delta t_{вип}$ – різниця температур соляного розчину 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 з [8] прийнято $\Delta t_{вип} = 5$ °С і $\Delta t_k = 5$ °С; $t_{с.р}^{вх}$ – температура соляного розчину на вході до випарника теплового насоса, °С.

Температура води на виході з конденсатора t_k дорівнює температурі гріючого теплоно-

сія 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 [9]:

$$t_k = t_n + (t_T^p - t_n) \left(\frac{t_n - t_0}{t_n - t_0^p} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (5)$$

де t_T^p – розрахункова температура гріючого теплоносія при розрахунковій температурі навколишнього середовища t_0^p ; $n = 0$ для низькотемпературних систем опалення.

Комплекс заданих величин у формулі (4) виражається співвідношенням

$$A = \frac{\Delta p}{\rho_{c,p} c_p}. \quad (6)$$

Сумарні втрати тиску в нижньому контурі (у випарнику ТН та ГТ) становлять

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{ГТ}}, \quad (7)$$

де $\Delta p_{\text{ГТ}}$ – втрати тиску при подоланні потоком соляного розчину гідравлічного опору ГТ, які визначаються за формулою Дарсі–Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{ГТ}} = \lambda \frac{\rho_{c,p} w^2}{2} \frac{L_{\text{ГТ}}}{d_{\text{вн}}}. \quad (8)$$

Для подальших розрахунків прийнято, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається залежно від режиму течії соляного розчину:

- при ламінарному режимі течії в гладких трубах $Re < 2300$ коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається згідно із законом Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}; \quad (9)$$

- при турбулентному режимі течії $Re > 2300$ коефіцієнт гідравлічного тертя λ для гладких труб визначається за рівнянням Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (10)$$

де $Re = wd_{\text{вн}} / \nu_{c,p}$, а $\nu_{c,p}$ – кінематична в'язкість соляного розчину, m^2/c .

Якщо у співвідношення (1) підставити формули (2)–(4), то отримаємо квадратне рівняння відносно невідомої довжини труби ГТ $L_{\text{ГТ}}$ при заданих умовах його застосування

$$aL_{\text{ГТ}}^2 - \epsilon L_{\text{ГТ}} - c = 0. \quad (11)$$

Розв'язок рівняння (11) дає змогу отримати вираз для оптимальної довжини труби контуру ГТ, якому відповідає додатний корінь квадратного рівняння

$$L_{\text{ГТ}}^{\text{опт}} = \frac{\epsilon + \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a}, \quad (12)$$

де коефіцієнти квадратного рівняння

$$a = \left(\frac{4q_r}{\pi \rho_{c,p} d_{\text{вн}}^2} \right)^2; \quad \epsilon = \frac{\lambda w^2 B}{2c_p d_{\text{вн}}};$$

$$c = \frac{\Delta p_{\text{вип}} B}{\rho_{c,p} c_p},$$

а комплекс B виражений зі співвідношення (4) і має вигляд

$$B = \frac{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_{\text{с,р}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}} \right].$$

Розрахунковий аналіз оптимальних характеристик ГТ

Отримана формула (12) являє собою оптимальне співвідношення між такими параметрами ГТ, як довжина труби одного контуру, діаметр труби та швидкість руху теплоносія при заданих умовах застосування ГТ, тобто інтенсивності тепловідбору від ґрунту q_r , теплофізичних властивостей вибраного теплоносія, а також температурних умов роботи ТНУ. Однією з основних характеристик умов роботи теплообмінника є інтенсивність відбору теплоти від ґрунту, величина якої залежить від типу та вологості ґрунту, часу вилучення теплоти, а також умов використання теплообмінника в холодний і теплий періоди року. При використанні ґрунтового масиву тільки як джерела теплоти в холодний період року значення середніх теплових потоків на погонний метр труби ґрунтового колектора для різних типів ґрунтів наведено в [10].

Як теплоносій для відбору теплоти з ґрунту найчастіше 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 ГТ. У [3] зазначено, що при виключенні ламінарного режиму руху теплоносія інтенсивність тепловідбору з ґрунту практично не залежить від діаметра труби.

За зазначених вище умов роботи ГТ за формулою (12) проведено розрахунки оптимального співвідношення між довжиною труби контуру L , швидкістю руху теплоносія w та внутрішнім діаметром труби $d_{\text{вн}}$. Результати розрахунків, наведені в таблиці, отримані для таких вхідних даних:

- 25 %-ий водяний розчин етиленгліколю;
- температура соляного розчину на вході до випарника $t_{\text{с,р}}^{\text{вх}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$;
- теплофізичні властивості соляного розчину: густина $\rho_{\text{с,р}} = 1044,636 \text{ кг/м}^3$; ізобарна теплоємність $c_p = 3765 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$; кінематична в'язкість $\nu_{\text{с,р}} = 3,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [11];
- температура навколишнього повітря $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- розрахункова температура гріючого теплоносія $t_{\text{Т}}^{\text{р}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$;
- розрахункова температура на опалення $t_{\text{р}}^{\text{о}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{\text{вип}} = 35 \text{ кПа}$ [3].

Для зручності практичного використання отриманих даних у таблиці наведено також відповідні перепади тиску в контурі теплообмінника.

На рис. 2 і 3 наведено графічну інтерпретацію отриманих оптимальних характеристик контуру ГТ при використанні його в умовах дуже вологих зв'язаних ґрунтів. З рис. 2 оптимальну довжину труби контуру теплообмінника можна визначити залежно від вибраного значення швидкості руху теплоносія та діаметра труби із врахуванням реального значення $L_{\text{ГТ}}^{\text{опт}}$, яке має бути погоджене з розмірами ділянки для розміщення ГТ.

При знайдених таким чином величинах $L_{\text{ГТ}}^{\text{опт}}$ і $d_{\text{вн}}$ рис. 3 дає можливість визначити

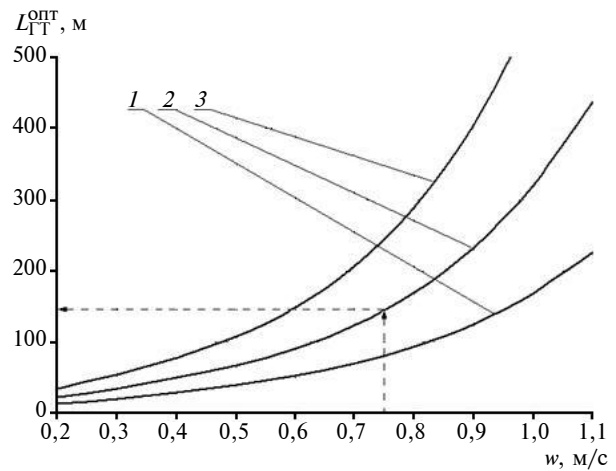


Рис. 2. Залежність довжини ГТ від швидкості руху водяного розчину етиленгліколю: 1, 2, 3 – діаметр труби ГТ $d_3 = 25; 32; 40$ мм відповідно

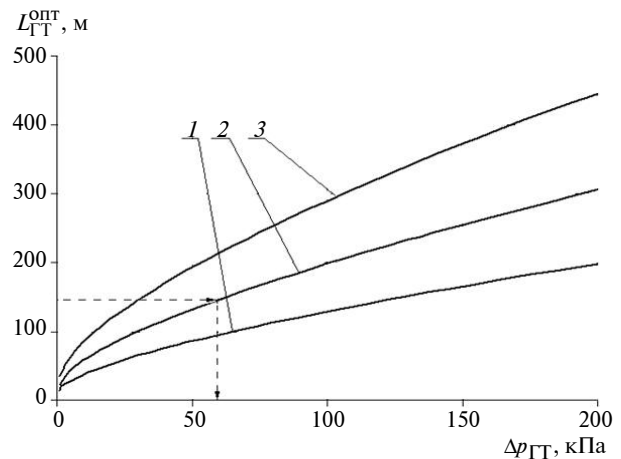


Рис. 3. Залежність довжини ГТ від втрат тиску у ньому: 1, 2, 3 – діаметр труби ГТ $d_3 = 25; 32; 40$ мм відповідно

відповідний перепад тиску $\Delta p_{\text{ГТ}}$ в трубах теплообмінника, після чого можна отримати загальний перепад тиску (формула (7)) в контурі нижнього джерела теплоти для підбору циркуляційного насоса.

Навпаки, якщо вхідною величиною при проектуванні ГТ є тиск циркуляційного насоса, то із врахуванням співвідношення (7) за допомогою графіків на рис. 3 можна визначити оптимальне співвідношення довжини та діаметра труби і потім з рис. 2 знайти відповідне значення швидкості руху теплоносія, що має бути враховане при визначенні необхідної витрати теплоносія через ГТ залежно від теплової по-

Таблиця. Оптимальна довжина труб $L_{ГТ}^{опт}$, м та відповідний перепад тиску $\Delta p_{ГТ}$, кПа

Грунти	Питомий тепловий потік, Вт/м	Діаметр труби, мм		Швидкість w , м/с				
				$w_1 = 0,3$	$w_2 = 0,5$	$w_3 = 0,7$	$w_4 = 0,9$	$w_5 = 1,1$
Сухі, незв'язані	10–15	25 × 2,3	$L_{ГТ}^{опт}$	39	81	165	344	682
			$\Delta p_{ГТ}$	3	22	81	262	736
		32 × 2,9	$L_{ГТ}^{опт}$	66	141	305	664	1341
			$\Delta p_{ГТ}$	5	28	109	369	1059
		40 × 3,7	$L_{ГТ}^{опт}$	103	230	528	1187	2427
			$\Delta p_{ГТ}$	6	35	144	502	1459
Вологі, зв'язані	15–20	25 × 2,3	$L_{ГТ}^{опт}$	27	53	99	190	360
			$\Delta p_{ГТ}$	2	14	49	145	389
		32 × 2,9	$L_{ГТ}^{опт}$	46	92	179	360	701
			$\Delta p_{ГТ}$	4	18	64	200	554
		40 × 3,7	$L_{ГТ}^{опт}$	72	148	304	635	1261
			$\Delta p_{ГТ}$	4	22	83	269	758
Дуже вологі, зв'язані	20–25	25 × 2,3	$L_{ГТ}^{опт}$	21	40	70	125	227
			$\Delta p_{ГТ}$	2	11	34	95	245
		32 × 2,9	$L_{ГТ}^{опт}$	35	68	124	233	437
			$\Delta p_{ГТ}$	3	13	44	130	345
		40 × 3,7	$L_{ГТ}^{опт}$	55	108	207	406	781
			$\Delta p_{ГТ}$	3	16	56	172	469
Насичені вологою	25–30	25 × 2,3	$L_{ГТ}^{опт}$	17	32	53	91	159
			$\Delta p_{ГТ}$	1	9	26	69	172
		32 × 2,9	$L_{ГТ}^{опт}$	29	54	94	168	303
			$\Delta p_{ГТ}$	2	11	34	93	239
		40 × 3,7	$L_{ГТ}^{опт}$	45	85	154	288	537
			$\Delta p_{ГТ}$	3	13	42	122	323
З високим рівнем ґрунтових вод	30–40	25 × 2,3	$L_{ГТ}^{опт}$	13	24	39	64	106
			$\Delta p_{ГТ}$	1	7	19	49	114
		32 × 2,9	$L_{ГТ}^{опт}$	22	41	68	115	198
			$\Delta p_{ГТ}$	2	8	24	64	157
		40 × 3,7	$L_{ГТ}^{опт}$	35	64	111	195	347
			$\Delta p_{ГТ}$	2	10	30	83	209

тужності ТН для цього об'єкта теплопостачання. На основі отриманих параметрів для одного контуру ГТ може бути визначена кількість контурів паралельно підключених залежно від теплової потужності ТН для конкретного об'єкта теплопостачання.

Аналогічні розрахунки, проведені для пропіленгліколю та різних температур холодного (2–5 °С) і гарячого (30–50 °С) теплоносіїв, засвідчили, що оптимальне співвідношення між параметрами контуру теплообмінника в першу чергу змінюється залежно від типу ґрунту, слабо залежить від теплофізичних характеристик теплоносія і практично не залежить від температурних умов роботи ТНС.

Висновки

На основі попереднього аналізу оптимального ступеня охолодження теплоносія у випарнику ТН для забезпечення мінімальних енергетичних затрат на ТНС отримано оптимальне співвідношення між характеристиками

ГТ (довжина труби одного контуру, діаметр труби, швидкість руху теплоносія) при заданих умовах його застосування (інтенсивність відбору теплоти від ґрунту, теплофізичні характеристики теплоносія, температурні умови роботи ТНС).

Отримані оптимальні характеристики ГТ залежать в основному від типу ґрунту, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія і практично не залежать від температурних умов роботи ТНС.

Наведені співвідношення можуть бути використані на стадії проектування ГТ при визначенні оптимальної довжини труби контуру, а також перепаду тиску в контурі для підбору циркуляційного насоса, або витрати теплоносія зі сторони нижнього джерела теплоти для забезпечення оптимальних умов роботи ТНС теплопостачання з використанням теплоти ґрунту.

Отримані результати будуть покладені в основу подальших досліджень щодо визначення характеристик горизонтальних ГТ для комбінованих ТНС.

1. *L. Rybach*, "Status and Prospects of Geothermal Heat Pumps (GHP) in Europe and Worldwide; Sustainability Aspects of GHPs", Int Course of Geothermal Heat Pumps, pp. 1–15, 2002.
2. *J. Lund, B. Sanner, L. Rybach et al.*, "Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps. A World Overview", Renewable Energy World, vol. 6, pp. 1–10, 2004.
3. *Гершкович В.Ф.* Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами. – К.: Укр. Акад. Архитект., ЧП "Енергомінимум", 2009. – 60 с.
4. *Руководство по проектированию и монтажу тепловых насосов Dimplex* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://geowatt.kz/downloads/HP_planning_and_installation_Rus.pdf Logatherm WPS 6–11 K и WPS 6–17.
5. *Документация для планирования и проектирования тепловых насосов. Vuderus* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.adeptamasa.com/doc_project/Logatherm%20WPS_draft.pdf
6. *Безродний М.К., Прутула Н.О.* Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту // Наукові вісті НТУУ "КПІ" – 2012. – № 1. – С. 7–12.
7. *Оборудование WILLO* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>
8. *Некрасова О.А., Синяк Ю.В.* Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30–34.
9. *Шубин Е.П.* Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. – М.: Энергия, 1979. – 360 с.
10. *Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами.* – Чинний від 01.09.2010. – К.: Мінрегіонбуд України, 2010. – 52 с.
11. *Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterPropertis/>