

Перелік позначень

C —теплоємність, питома вартість; E, e —поток ексергії, питома ексергія;
 G, m — масова витрата; h — питома ентальпія; H —висота; L —глибина; l —питома робота; N —потужність; P —тиск; R —газова постійна; r —питоме тепло пароутворення; s —питома ентропія; T, t — температура; Q —теплота; Q_h^c —теплота згоряння газоподібного палива; U —коефіцієнт ежекції; V —об'ємна витрата; ω —швидкість; η —коефіцієнт корисної дії; ψ —коефіцієнт; ρ —щільність; ζ —коефіцієнт; ε —ексергетична ефективність;

Нижні індекси

$нс$ —навколишнього середовища; y —утилізуючого середовища; q —тепловий; $мех$ —механічний; $дв$ —двигуна; i —індикаторний; Q —тепла; V —об'єму; e —ефективний; l —лінійний; p —повітря; z —зонду; Σ —загальний; D —деструкції; L —втрат; P —продукту; F —палива; f —рідини; g —газу; $пал$ —палива; $газ$ —газу паливного; $Км$ —компресора; $Нр, Нц, Нс$ —насосів (розсолу, циркуляційного, мережевого); $ВТ$ —вентилятора; $вн$ —внутрішній; $Тр$ —тертя; $ПЗ$ —продукти згоряння; $над$ —надлишковий; $ел$ —електричний.

Скорочені назви

$ГТТ$ —гібридний термотрансформатор; $ВК$ —водогрійний котел; $КУ$ —котельна установка; $ТН$ —тепловий насос; $РПСК$ —рідинно-паровий струминний термокомпресор; $ВН$ —водонагрівач; $ОП$ —опалююче приміщення; $ПЕР$ —первинний енергоресурс; $ТЕС$ —теплоелектростанція; $ЛЕП$ —лінія електропередачі; $СОР$ —коефіцієнт перетворення; $СТК$ —струминний термокомпресор.

1. Загальна характеристика роботи

Актуальність роботи пов'язана з проблемами енергозбереження і екологічної чистоти теплопостачання об'єктів комунальних і промислових підприємств. Важлива роль в розв'язанні вказаних проблем нині відводиться впровадженню в системи теплопостачання теплонасосних установок, що використовують поновлювальні природні джерела теплоти.

Відносна дешевизна і доступність вуглеводневих палив (в першу чергу природного газу) за останні десятиліття привели до масового спалювання їх в топках котельних агрегатів з метою виробництва низькопотенційного тепла. В умовах обмеженості енергоресурсів в країні і безперервного зростання цін на паливо реалізація такого енерговитратного теплопостачання є украй нерациональним і марнотратним способом використання цінних енергоресурсів, що розцінюється нині як ознака технічної відсталості, [1].

З позиції законів термодинаміки, основне завдання теплопостачання, наприклад, опалювання, полягає в компенсації безповоротних втрат тепла через ізолюючі поверхні в докілья шляхом підведення необхідного теплового потоку \dot{Q} , що складається з ексергії E_q (енергія, що перетворюється) і анергії A_q (енергія теплоносія при температурі рівній температурі докілья $T_{н.с}$).

При цьому залежно від методів формування необхідної кількості ексергії існує декілька принципово різних можливостей створення гріючого теплового потоку \dot{Q} .

Широко вживаний нині традиційний спосіб полягає в тому, що беруть потік чистої ексергії E_1 (наприклад, хімічну енергію палива, електричну, механічну) і створюють з нього гріючий потік $\dot{Q} = E_1$. До таких енерговитратних пристроїв відносяться водогрійні котли, електронагрівачі, гідравлічні теплогенератори і багато інших теплотехнологічних систем.

Оскільки необхідна для нагріву теплоносія опалювання ексергія E_q складає зазвичай лише малу частину потоку \dot{Q} , то міра енергоефективності таких систем украй низька. Наприклад, при нагріві оборотної води опалювання від 30°C до 70°C міра енергоефективності теплопостачання складає 12...15%.

З позиції економічної доцільності, традиційний спосіб може бути «виправданий» тільки низькою вартістю палива і простою конструкцією водогрійних котлів.

Практичне рішення проблеми може бути досягнуте в результаті розробки перспективних методів трансформації низькопотенційного тепла і створення на їх основі енергоефективних систем теплопостачання.

До способів енергозберігаючого теплопостачання можна віднести:

- когенерація при реалізації прямих циклів(спільне виробництво електроенергії і низькопотенційного тепла на ТЕЦ або МІНІ-ТЕЦ);
- підвищувальна термотрансформація, реалізовується в парокompресорних теплових насосах;
- понижуюча термотрансформація в абсорбційних теплових насосах;
- гібридна термотрансформація із застосуванням рідинно-парових струминних компресорів.

Мета цього дослідження полягає у визначенні показників енергоефективності гібридного термотрансформатора в теплонасосному режимі роботи і їх порівняння з показниками котельних установок і теплових нососів.

Завданнями цього дослідження є:

- вибір схемних рішень теплонасосних установок на базі гібридного термотрансформатора;
- визначення режимних і енергетичних характеристик гібридного термотрансформатора для даних схем;
- Порівняльний аналіз енергоефективності різних способів теплопостачання.

Практичне значення виконуваної роботи полягає в створенні розрахункової схеми моделі визначення характеристик для можливості вибору оптимального варіанту автономного теплопостачання для цілей гарячого водопостачання або опалювання.

Наукова новизна дослідження визначається відсутністю необхідної інформації за даним типом термотрансформаторів.

2. Функціональний опис гібридного термотрансформатора

Схема даної установки згідно [2,3] представлена на рисунку 2.1

об'єднані по циркуляційному контуру утворюють струмінний термокомпресорний модуль термотрансформатора, СТК-модуль, який функціонально аналогічний механічному компресору в моновалентних пароконпресорних теплових насосах.

3. Моделювання режимних характеристик

3.1. Вибір схемних рішень

Відповідно до мети і завдань цього дослідження з можливого різноманіття схем були вибрані наступні варіанти

- Схема А включає застосування ГТТ для цілей гарячого водопостачання з використанням низкопотенційної теплоти природного ґрунту;
- схема Б включає застосування ГТТ для опалювальних цілей з використанням низкопотенційної теплоти ґрунтової води;
- схема В включає застосування ГТТ для цілей ГВС і опалювання з використанням теплоти атмосферного повітря.

Вказані схеми представлені на малюнках 3.1, 3.2 і 3.3.

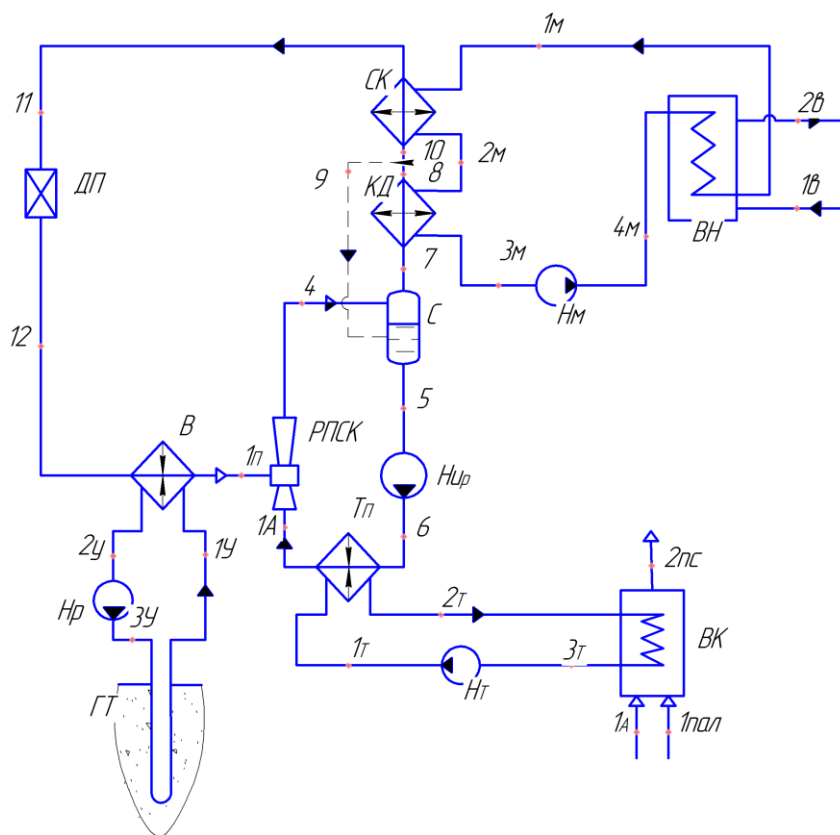


Рисунок 3.1. Схема гібридного термотрансформатора для системи ГВС з використанням теплоти природного ґрунту.

Умовні позначення: РПСК—рідинно-паровий струминний компресор; С—сепаратор; Нц—насос циркуляційний; ТП—теплообмінник підігрівач; КД—конденсатор; СК—субкулер; ДП—дросельний пристрій; В—випарник; ВН—водонагрівач санітарної води; ВК—водогрійний котел; Нм—насос мережевий; Н_Т—насос теплоносія; Н_р—насос розсільний; ГТ—грунтовий теплообмінник.

1_А, 1_П, 4...12—вузлові точки станів робочої речовини термотрансформатора;

1_м, 2_м, 3_м, 4_м—вузлові точки станів мережевої гріючої води споживача теплового навантаження;

1_т, 2_т, 3_т—вузлові точки станів теплоносія водогрійного котла;

1_у, 2_у, 3_у—вузлові точки станів середовища утилізуючого теплоту ґрунту (рідину розсолу).

1_{пал}, 1_А, 2_{ПЗ}—вузлові точки станів палива, повітря і продуктів згоряння водогрійного котла.

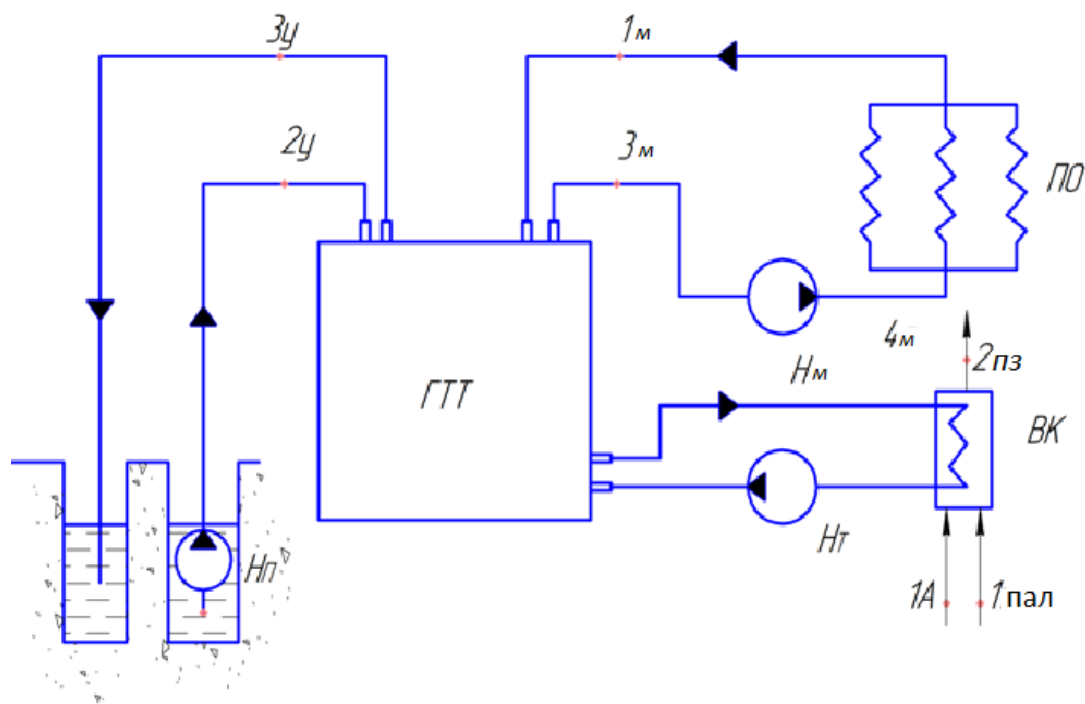


Рисунок 3.2. Схема включення гібридного термотрансформатора в систему опалення з використанням теплоти ґрунтової води.

Умовні позначення: ГТТ—гібридний термотрансформатор; ПО—пристрої опалення; ВК—водогрійний котел; Н_П—насос погрузний; Н_м—насос теплової мережі; Н_Т—насос теплоносія.

1_у, 2_у, 3_у—вузлові точки станів ґрунтової води; 1_м, 2_м, 3_м, 4_м—вузлові точки станів мережевої води; 1_т, 2_т, 3_т—вузлові точки станів теплоносія

водогрійного котла; $1_{\text{ПАЛ}}$, $1_{\text{А}}$, $2_{\text{ПС}}$ —вузлові точки станів палива, повітря і продуктів згорання водогрійного котла.

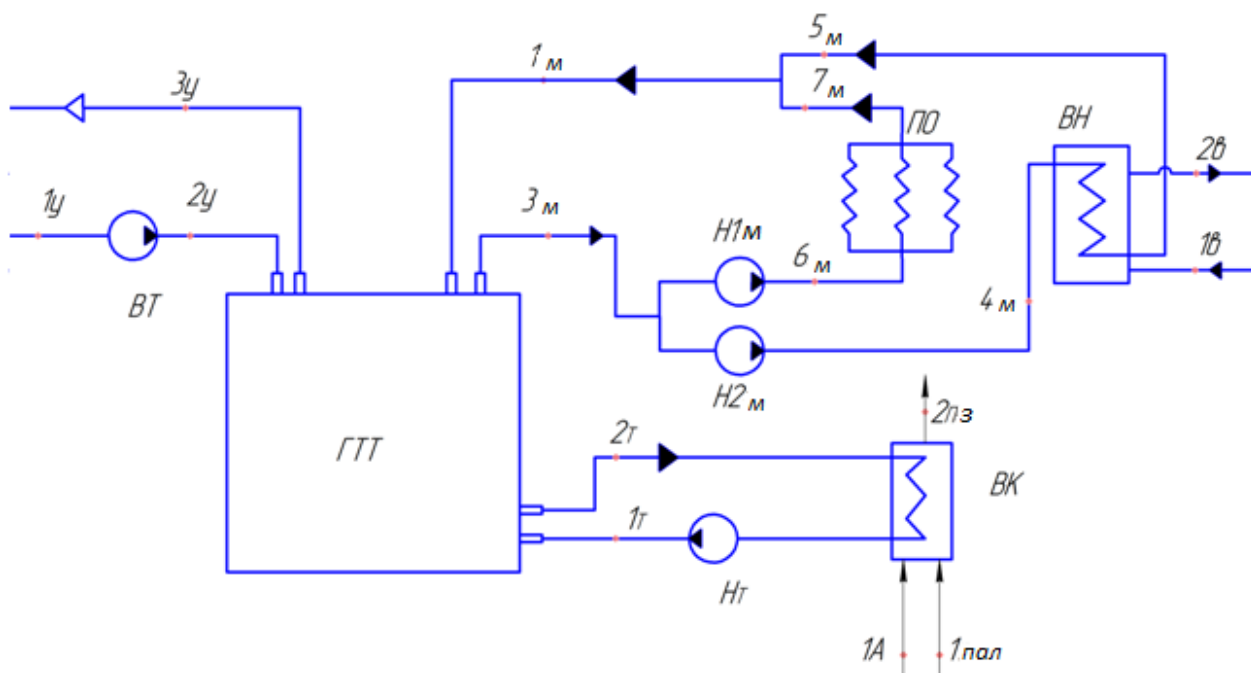


Рисунок 3.3. Схема включення гібридного термотрансформатора в комплексну систему опалення і ГВС з використанням теплоти атмосферного повітря.

Умовні позначення: ГТТ—гібридний термотрансформатор; ПО—пристрої опалення; ВН—водонагрівач санітарної води; ВК—водогрійний котел; $H1_{\text{м}}$, $H2_{\text{м}}$ —насоси мережеві; $H_{\text{т}}$ —насос теплоносія; Вт—вентилятор припливного повітря.

$1_{\text{у}}$, $2_{\text{у}}$, $3_{\text{у}}$ —вузлові точки станів атмосферного повітря; $1_{\text{м}}$, $2_{\text{м}}$... $7_{\text{м}}$ —вузлові точки станів мережевої води; $1_{\text{в}}$, $2_{\text{в}}$ —вузлові точки станів санітарної водопровідної води; $1_{\text{т}}$, $2_{\text{т}}$, $3_{\text{т}}$ —вузлові точки станів теплоносія водогрійного котла; $1_{\text{пал}}$, $1_{\text{А}}$, $2_{\text{пз}}$ —вузлові точки станів палива, повітря і продуктів згорання водогрійного котла.

Кожна з схем включає 2 контури зв'язку термотрансформатора із зовнішніми джерелами теплоти.

- Контур перенесення низькопотенційної теплоти (грунт, ґрунтова вода, атмосферне повітря).
- Контур теплоносія «водогрійний котел—теплообмінник—підігрівач» СТК-модуля.

Незалежно від цільового призначення в кожній схемі передбачений контур мережевої води (гріючий контур). Для системи ГВС в цей контур вводиться ємнісний водонагрівач для санітарної води.

Перенесення теплоти від природного ґрунту здійснюється за рахунок циркуляції рідини розсолу через вертикальний ґрунтовий теплообмінник за допомогою насоса розсолу, Нр. Ґрунтова вода перекачується безпосередньо через випарник термотрансформатора погрудним насосом Нп. Атмосферне повітря в схемі В поступає у випарник за допомогою припливного вентилятора.

Проведене моделювання режимних характеристик передбачає чисельне визначення зв'язку між витратами в усіх контурах кожної системи залежно від температурного рівня потоку низкопотенційної теплоти при забезпеченні постійності теплоплопродуктивності термотрансформатора.

Для проведення розрахунку були прийняті наступні загальні початкові данні:

- теплопродуктивність термотрансформатора, $Q_{TH} = 100 \text{ кВт}$;
- робоча речовина, R134a;
- температура конденсації, $t_k = 60^\circ \text{C}$;
- температура після субкулера, $t_{11} = 45^\circ \text{C}$;
- тиск рідини активного потоку на вході в РПСК, $P_{1A} = 20 \text{ бар}$;
- нагрів рідини активного потоку в теплообміннику-підігрівачі, $\Delta t_{II} = 2^\circ \text{C}$;
- паливо для водогрійного котла—природний газ марки «Е» з нижньою теплотою згоряння по сухій масі, $Q_H^C = 34,01 \frac{\text{МДж}}{\text{нм}^3}$;
- температура теплоносія водогрійного котла, на вході $t_{2T} = 70^\circ \text{C}$; на виході $t_{3T} = 90^\circ \text{C}$;
- температура мережевої води на вході в ГТТ, $t_{1M} = 40^\circ \text{C}$; на виході з ГТТ $t_{2M} = 55^\circ \text{C}$;
- параметри довкілля : $T_{nc} = 263 \text{ К}$; $P_{nc} = 100 \text{ кПа}$.

Додаткові початкові дані:

- температура санітарної води на вході у водонагрівач, $t_{1e} = 10^\circ \text{C}$; на виході $t_{2e} = 50^\circ \text{C}$;
- рідину розсолу у ґрунтовому теплообміннику—30%-ий водний розчин пропіленгліколю.

З урахуванням температурних умов низкопотенційних джерел теплоти для кожної з схем був встановлений діапазон виміру визначальних факторів для випарника термотрансформатора, таблиця 3.1.

Таблиця 3.1. Діапазон виміру визначальних чинників для випарника

Варіант схеми	показник	позначення	Розмір-ність	Чисельне значення
А	Температура рідини розсолу :			
	• на вході у випарник	t_{1y}	$^{\circ}C$	2, 5, 3
	• на виході з випарника	t_{2y}	$^{\circ}C$	0, 3, 6
	Температура кипіння робочої речовини	t_{eun}	$^{\circ}C$	-3, 0, 3
Б	Температура ґрунтової води :			
	• на вході у випарник	t_{1y}	$^{\circ}C$	8, 9, 10
	• на виході з випарника	t_{2y}	$^{\circ}C$	5, 6, 7
	Температура кипіння робочої речовини	t_{eun}	$^{\circ}C$	0, 1, 2
В	Температура атмосферного повітря :			
	• на вході у випарник	t_{1y}	$^{\circ}C$	-15, -8, -2, 4
	• на виході з випарника	t_{2y}	$^{\circ}C$	-18, -11, -5, 1
	Температура кипіння робочої речовини	t_{eun}	$^{\circ}C$	-25, -18, -12, -6
	Гідравлічний опір в первинному контурі	$\square P_y$	Па	100

3.2. Режимні характеристики термотрансформатора

На основі програмного комплексу для розрахунку термотрансформатора за заданими початковими даними вказаним в розділі 3.1, були отримані значення параметрів робочого процесу, у тому числі основних і необхідних для розрахунку ГТТ.

U – коефіцієнта інжекції РПСК;

ψ_4 – міри перевиробництва пари;

ψ_q – коефіцієнта перетворення ГТТ;

η_e – ексергетичного к.п.д. ГТТ;

$\eta_{естк}$ – ексергетичного к.п.д. СТК-модуля.

Вікно програми з результатами одного з варіантів розрахунку приведене на рисунку 3.4.

Результати розрахунку по вказаному програмному комплексу зведені в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2. Параметри робочого процесу ГТТ

$$P_{1A} = 20 \text{ бар}, \quad t_k = 60^\circ \text{C}, \quad \Delta t_{III} = 2^\circ \text{C}.$$

$t_{\text{вун}}, ^\circ \text{C}$	U	ψ_4	ψ_q	η_e	$\eta_{\text{естк}}$
-25	0,0486	1,179	2,505	0,301	0,775
-22	0,0534	1,147	2,697	0,324	0,809
-20	0,0542	1,150	2,736	0,329	0,794
-18	0,0546	1,155	2,765	0,332	0,775
-16	0,0575	1,142	2,884	0,347	0,787
-14	0,0570	1,157	2,862	0,344	0,749
-12	0,0566	1,166	2,873	0,345	0,724
-10	0,0582	1,163	2,947	0,354	0,718
-8	0,0564	1,185	2,889	0,347	0,674
-6	0,0557	1,198	2,887	0,346	0,644
-5	0,0553	1,200	2,894	0,348	0,636
-4	0,0550	1,205	2,898	0,345	0,625
-3	0,0547	1,219	2,857	0,343	0,602
-2	0,0537	1,231	2,824	0,339	0,581
-1	0,0529	1,242	2,801	0,337	0,564
0	0,0524	1,250	2,787	0,335	0,550
1	0,0523	1,255	2,779	0,334	0,539
2	0,0514	1,268	2,761	0,332	0,522
3	0,0499	1,287	2,707	0,325	0,500
4	0,0484	1,305	2,658	0,319	0,479
5	0,0472	1,322	2,618	0,315	0,461

На базі отриманих значень параметрів робочого процесу (U, ψ_4, ψ_q) визначаються режимні параметри устаткування гібридного термотрансформатора.

- масова витрата робочої речовини через конденсатор

$$\dot{m}_{\text{кд}} = \dot{Q} / \left(r_{\text{кд}} + \frac{\Delta h_{\text{СК}}}{\psi_4} \right); \quad (3.1)$$

де $\Delta h_{\text{СК}} = h_8 - h_{11}$ – питоме теплове завантаження на субкулер;

- масова витрата робочої речовини через випарник

$$\dot{m}_{\text{вун}} = \dot{m}_{\text{кд}} / \psi_4 \quad (3.2)$$

- масова витрата робочої речовини в контурі циркуляції СТК-модуля

$$\dot{m} = \dot{m}_H / U \quad (3.3)$$

-масова витрата конденсату за рахунок перевиробленої пари в ЖПСК

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{\kappa\delta} - \dot{m}_{\text{вин}} \quad (3.4)$$

-теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{\kappa\delta} = \dot{m}_{\kappa\delta} \cdot r_{\kappa\delta} \quad (3.5)$$

-теплове навантаження на субкулер

$$\dot{Q}_{\text{ск}} = \dot{Q}_{\text{тн}} - \dot{Q}_{\kappa\delta} \quad (3.6)$$

-теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_{\text{вин}} = \dot{m}_{\text{вин}} (h_{1\Pi} - h_{12}) \quad (3.7)$$

-теплове навантаження на теплообмінник-підігрівач робочої речовини

$$\dot{Q}_{\text{тп}} = \dot{m}_A (h_{1A} - h_6) \quad (3.8)$$

-індикаторна потужність циркуляційного насосу

$$(N_i)_{\text{нц}} = (\eta_{\text{нц}})_{\text{мех}} \left(\frac{\dot{Q}_{\text{тн}}}{\psi_q} - \frac{\dot{Q}_{\text{тп}}}{\eta_q} \right) \quad (3.9)$$

-споживана потужність приводу циркуляційного насосу

$$N_{\text{нц}} = \frac{(N_i)_{\text{нц}}}{(\eta_{\text{нц}}) \cdot \eta_{\text{дв}}} \quad (3.10)$$

Контур водогрійного котла можна розглядати в комплексі з теплообмінником-підігрівачем, а при установці певних автоматично-захисних пристроїв, підігрівання робочої речовини можна забезпечувати без проміжного контура теплоносія.

За наявності водогрійного котла його параметри визначаються наступною групою виразів :

-масова витрата теплоносія

$$G_T = \frac{\dot{Q}_{\text{тп}}}{c_T (t_{1T} - t_{2T})} \quad (3.11)$$

-об'ємна витрата теплоносія

$$V_T = G_T / \rho_T \quad (3.12)$$

-теплове навантаження на водогрійний котел

$$V_{ТОП} = V_{ГАЗ} = \frac{Q_{ВК}}{Q_H} \quad (3.13)$$

-загальний гідравлічний опір контура теплоносія

$$P_T = (1,4...1,5), \frac{\kappaПа}{\kappaВт \text{ теплового навантаження на ВК}}$$

-споживана потужність приводу насоса перекачування теплоносія

$$N_{HT} = \frac{V_T}{(\eta_{HT})_e \eta_{ос}} \quad (3.14)$$

де $(\eta_{HT})_e$ – ефективний к.п.д. насоса теплоносія.

У таблиці 3.3. представлені результати розрахунку режимних параметрів ГТТ залежно від температури кипіння робочої речовини у випарнику при підтримці

$$Q_{TH} = const, P_{1A} = const, t_K = const, t_{TH} = const.$$

Таблиця 3.3 Режимних параметрів термотрансформатора

Випарник			Циркуляційний контур		
$t_{вин}$	$m_{вин}$	$Q_{вин}$	m_A	$Q_{ТП}$	$N_{НЦ}$
$^{\circ}C$	кг/с	кВт	кг/с	кВт	кВт
$Q_{TH} = 100 \text{кВт}; P_{1A} = 20 \text{бар}; t_K = 60^{\circ}C; t_{TH} = 2^{\circ}C;$ $\eta_q = 0,95; (\eta_{НЦ})_{мех} = 0,9; \eta_{ос} = 0,9; m_{кд} = 0,637 \text{кг/с}$					
Схема А					
-3	0,522	68,7	9,54	31,4	2,170
0	0,509	68	9,72	31,9	2,445
3	0,495	66,9	9,91	32,6	2,882
Схема Б					
0	0,509	68	9,72	31,90	2,445
1	0,507	67,9	9,73	31,92	2,500
2	0,502	67,6	9,77	32,10	2,640
Схема В					
-25	0,540	64,0	11,12	36,57	1,578
-18	0,551	67,7	10,10	33,23	1,318
-12	0,546	68,4	9,652	31,75	1,540
-6	0,531	69,1	9,546	31,40	1,890

Водогрійний котел

$t_{\text{вн}}$	G_T	V_T	Q_{BK}	$V_{\text{газ}}$	N_{HT}
$^{\circ}C$	кг/с	$м^3 / год$	кВт	$нм^3 / год$	кВт
$t_{1T} - t_{2T} = 20^{\circ}C; \eta_q = 0.95; Q_H^C = 34.01 \frac{МДж}{нм^3}; (\eta_{HT})_e = 0,6; \eta_{об} = 0,9$					
Схема А					
-3	0,374	1,38	33,05	3,50	0,035
0	0,381	1,41	33,70	3,56	0,036
3	0,396	1,47	35,00	3,70	0,038
Схема Б					
0	0,381	1,41	33,70	3,56	0,036
1	0,382	1,413	34,60	3,66	0,037
2	0,383	1,419	34,84	3,69	0,037
Схема В					
-25	0,436	1,615	38,50	4,07	0,041
-18	0,396	1,467	34,98	3,70	0,038
-12	0,378	1,400	33,42	3,54	0,036
-6	0,374	1,386	33,06	3,50	0,035

3.3 Режимні характеристики контура утилізованого середовища

3.3.1 Контур рідини розсолу

У цьому контурі визначаються:

-масова витрата рідини розсолу

$$G_y = \frac{Q_{\text{вн}}}{c_y(t_{1y} - t_{2y})} \quad (3.15)$$

-об'ємна витрата рідини розсолу

$$V_y = \frac{G_y}{\rho_y} \quad (3.16)$$

-число вертикальних зондів з двох U-подібних поліетиленових труб $\varnothing 32 \times 2.9$.

$$n_z = 1.05 \frac{Q_{\text{вн}}}{q_l \cdot l_z} \quad (3.17)$$

-швидкість рідини розсолу в порожнині зонду

$$w_y = 2V_y / (\pi \cdot n_z \cdot d_{\text{вн}}^2) \quad (3.18)$$

-число Рейнольдса

$$\text{Re}_y = \frac{\rho_y \cdot w_y \cdot d_{\text{вн}}}{\mu_y} \quad (3.19)$$

-коефіцієнт тертя для $\text{Re}_y < 2500$

$$\lambda_{\text{ТР}} = \frac{64}{\text{Re}_y} \quad (3.20)$$

-гідравлічний опір ґрунтового теплообмінника

$$\Delta P_{\text{ГТ}} = 1,2 \lambda_{\text{ТР}} \frac{2L_z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_y w_y^2}{2} \quad (3.21)$$

-загальний гідравлічний опір контура розсолної рідини

$$\Delta P_y = \Delta P_{\text{ГТ}} + \Delta P_{\text{ГТ}} \quad (3.22)$$

-споживча потужність приводу насоса рідини розсолу

$$N_{\text{НР}} = \frac{V_y \Delta P_y}{(\eta_{\text{НР}})_e \eta_{\text{дв}}} \quad (3.23)$$

де $(\eta_{\text{НР}})_e$ – ефективний к.п.д. насоса розсолної рідини.

3.3.2. Контур ґрунтової води

-масова витрата ґрунтової води

$$G_y = \frac{Q_{\text{вн}}}{c_y (t_{1y} - t_{2y})} \quad (3.24)$$

-об'ємна витрата ґрунтової води

$$V_y = \frac{G_y}{\rho_y} \quad (3.25)$$

-загальний гідравлічний опір контура

$$\Delta P_y = \rho_y g_y H + (1 - \zeta_y) \cdot \frac{\rho_y w_y^2}{2} \quad (3.26)$$

-споживана потужність приводу погрузного насоса

$$N_{\text{НП}} = \frac{V_y \Delta P_y}{(\eta_{\text{НП}})_e \eta_{\text{дв}}} \quad (3.27)$$

3.3.3. Контур атмосферного повітря

-масова витрата повітря

$$G_y = \frac{\dot{Q}_{вин}}{C_{p,y}(t_{1y} - t_{2y})} \quad (3.28)$$

-щільність повітря

$$\rho_y = \frac{P_{nc}}{RT_{0y}} \quad (3.29)$$

-об'ємна витрата повітря

$$\dot{V}_y = G_y / \rho_y \quad (3.30)$$

-загальний гідравлічний опір

$$\square P = (1,0 \dots 1,2) \cdot \frac{Pa}{кВт \text{ теплопродуктивності}}$$

-споживча потужність приводу припливного вентилятора

$$N_{BT} = \frac{\dot{V}_y \square P_y}{(\eta_{ем})_e \eta_{ос}} \quad (3.31)$$

У таблиці 3.4 представлені результати розрахунку параметрів для первинного контура даних схем.

Таблиця 3.4 Режимних параметрів контура утилізованого середовища

$t_{вин}$	G_y	V_y	$\square P_y$	N
$^{\circ}C$	кг/с	$м^3 / год$	кПа	кВт
Схема А				
$q_l = 55 Вт / м; L_z = 80 м; \square P_{II} = 20 кПа; (\eta_{HP})_e = 0,8; \eta_{ос} = 0,9$				
-3	9,04	31,4	51	0,618
0	8,92	31,0	47	0,563
3	8,76	30,5	43	0,505
Схема Б				
$H=80 м; \xi_y = 4,5; w_y = 0,5 м / с; (\eta_{HP})_e = 0,8; \eta_{ос} = 0,9$				
0	5,401	19,50	785	5,9
1	5,405	19,46	780	5,85
2	5,375	19,35	780	5,82
Схема В				
$(\eta_{BT})_e = 0,66; \eta_{ос} = 0,9$				

-25	21,15	56067	0,1	2,6
-18	22,37	60992	0,1	2,82
-12	22,87	63679	0,1	2,95
-6	22,92	65233	0,1	3,02

3.4 Режимні параметри гріючого контура

У цьому контурі визначаються

-масова витрата мережевої води

$$G_m = \frac{Q_{TH}}{C_m(t_{2m} - t_{1m})} \quad (3.32)$$

-об'ємна витрата санітарної води

$$V_m = \frac{G_m}{\rho_m} \quad (3.33)$$

-масова витрата санітарної води з урахуванням 5% втрат теплоти в ємнісному водонагрівачі

$$G_e = \frac{0,95 \cdot Q_{TH}}{C_e(t_{2e} - t_{1e})} \quad (3.34)$$

-об'ємна витрата санітарної води

$$V_e = G_e / \rho_e \quad (3.35)$$

-гідравлічний опір в контурі мережевої води

$$\Delta P_m = \zeta_m(\Delta P_{КД} - \Delta P_{СК}) \quad (3.36)$$

-споживча потужність приводу насоса мережевої води

$$N_{HM} = \frac{V_m \Delta P_m}{(\eta_{НС})_e \eta_{об}} \quad (3.37)$$

Розрахункові величини вказаних параметрів приведені в таблиці 3.5

Таблиця 3.5 Режимних параметрів гріючого контура

t_K	G_m	V_m	G_B	V_B	ΔP_m	N_{HM}
$^{\circ}C$	кг/с	$м^3 / год$	т/ГОД	$м^3 / год$	кПа	кВт
60	1,6	5,8	2,048	2,057	150	0,335
$\zeta_C = 5; \Delta P_{КД} - \Delta P_{СК} = 30 \text{кПа}; (\eta_{НС})_e = 0,8; \eta_{об} = 0,9$						

4. Моделювання показників енергоефективності

4.1. Розрахункові схеми

Після визначення параметрів робочого процесу гібридного термотрансформатора виконується процедура схематизації енергопотоків у вигляді складання відповідних схем, рис. 4.1, 4.2, 4.3. На кожній схемі пунктирною лінією «а» виділяється межа системи для однозначності складання балансових рівнянь і визначення показників енергоефективності. Для порівняльного аналізу на малюнку 4.4. представлені схеми енергетичних і матеріальних потоків для парокомпресорного теплового насосу і водогрійного котла використовуваних для нагріву санітарної води в ємнісному водонагрівачі. У вказаних розрахункових схемах термотрансформатор розглядається як один з компонентів теплонасосної установки на його базі.

В якості показників енергетичної ефективності приймається наступне:

- ексергетична ефективність (ексергетичний к.п.д.), ε ;
- коефіцієнт перетворення по повному ланцюгу від первинного енергоресурсу (тепловий коефіцієнт), COP_{Σ} .

Залежно від цілей теплопостачання також розглядаються економічні показники:

- енергетична складова питомої вартості одиниці теплоти, c_Q ;
- енергетична складова питомої вартості одиниці об'єму санітарної води, що нагрівається, c_V .

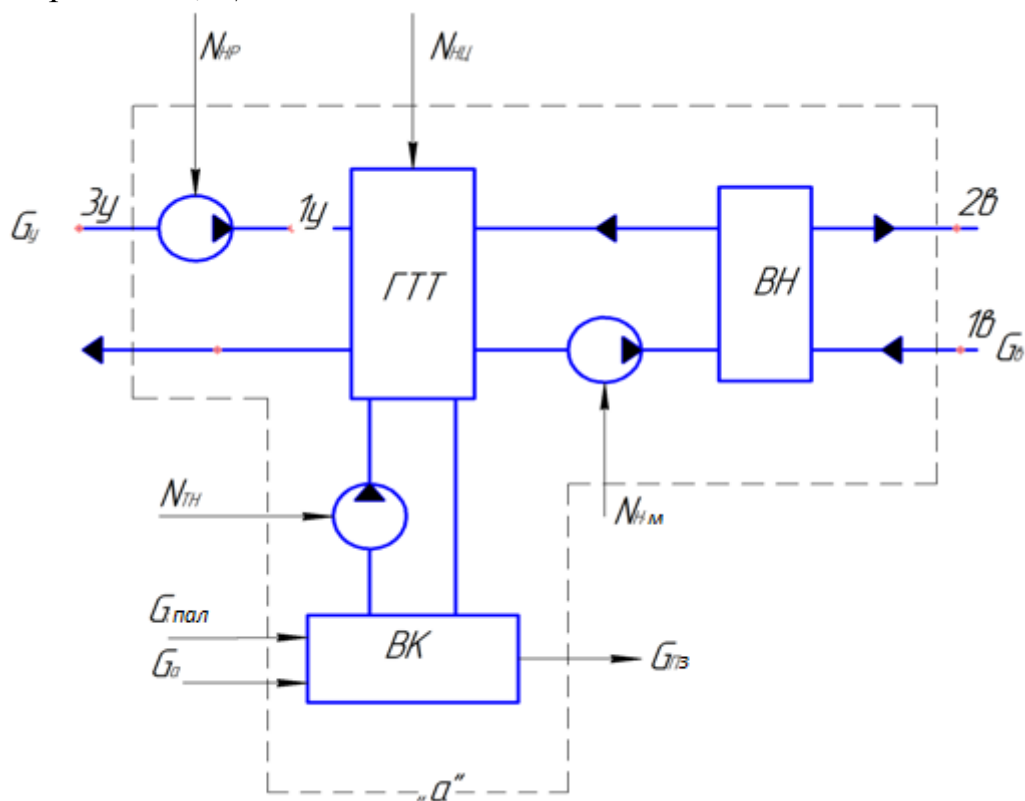


Рисунок 4.1 Схема енергетичних і матеріальних потоків для системи ГВС на базі гібридного термотрансформатора (системи А).

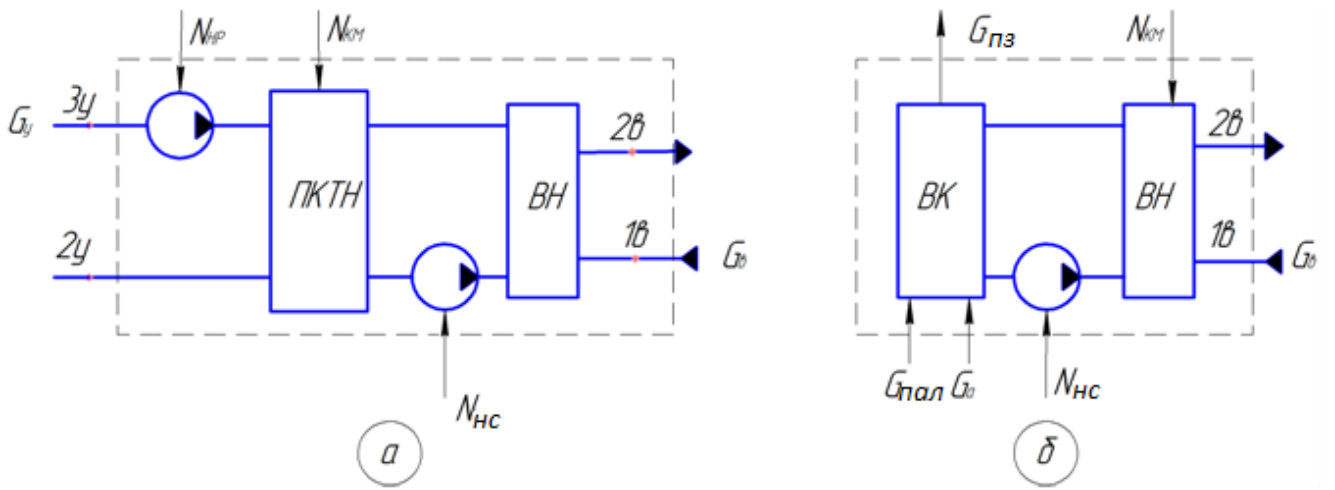


Рисунок 4.4. Схеми енергетичних і матеріальних потоків для системи ГВС на базі:

- a* – парокompресорного теплового насосу;
- б* – водогрійного котла.

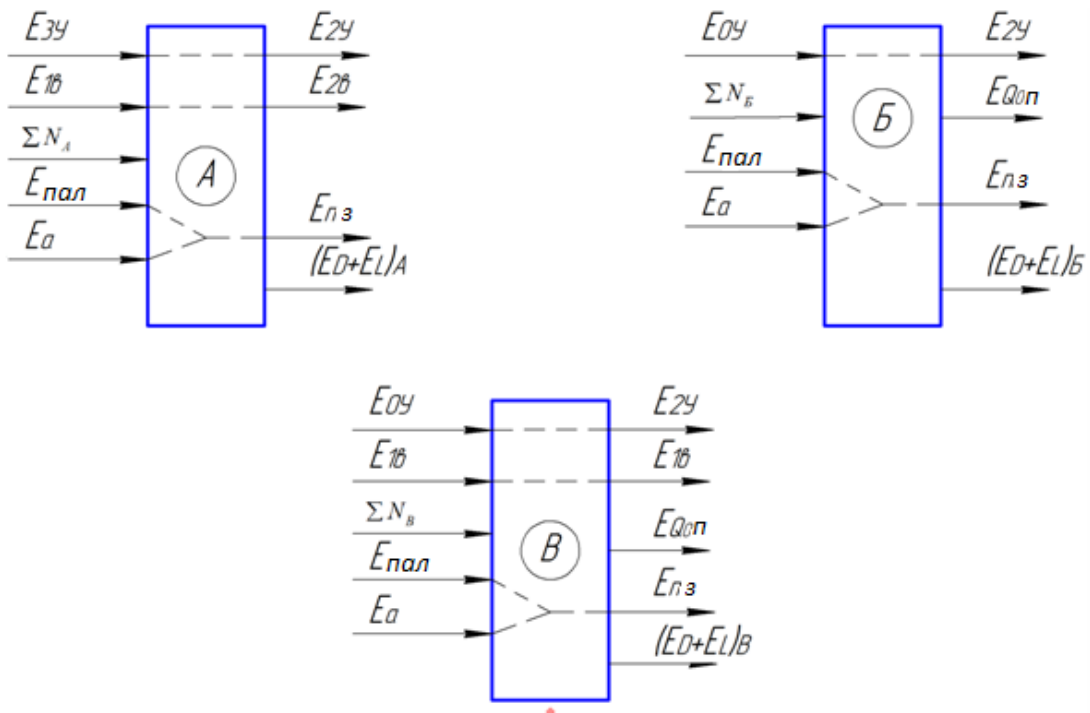


Рисунок 4.5 Схеми ексергетичних перетворень у межах систем А, Б і В. (Рисунки 4.1, 4.2, 4.3).

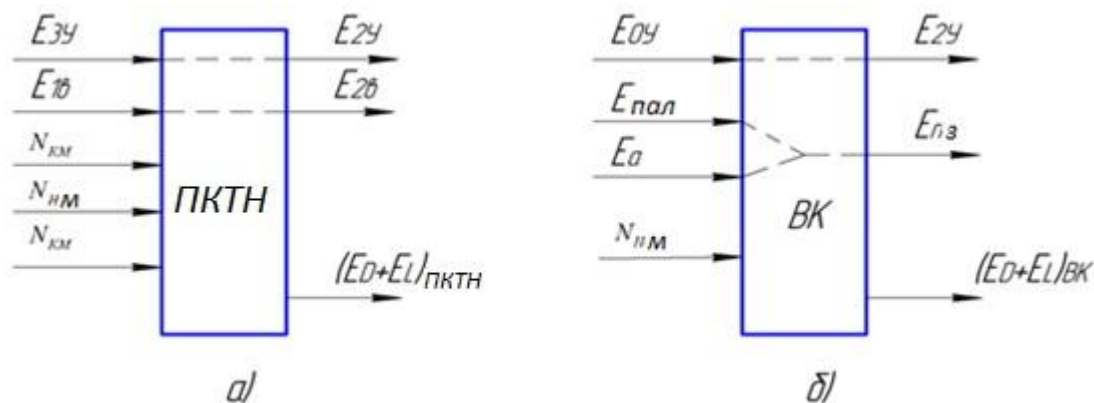


Рисунок 4.6. Схеми ексергетичних перетворень
 а) для парокompресорного теплового насосу;
 б) для водогрійного котла.

4.2 Ексергетична ефективність системи

Оцінка енергоефективності систем ГВС або опалювання на базі гібридного термотрансформатора базується на застосуванні ексергетичного методу термодинамічного аналізу з причини різноманітності форм енергії у взаємодіючих потоках (механічна, тепла, хімічна).

При використанні ексергетичного методу втрати енергії від зовнішньої і внутрішньої необоротності дорівнюють різниці ексергії за вхідними і вихідними умовами стану системи. Практична перевага ексергетичного методу полягає в тому, що обчислюване зменшення ексергії дає відразу значення втрат перетворюваності енергії і дозволяє зіставляти їх з підведеною кількістю цієї енергії.

Для оцінки досконалості процесу або установки в техніці використовується поняття коефіцієнта корисної дії, але правильну оцінку дають лише вирази складання з термодинамічно рівноцінних величин, тобто тільки з ексергії. Тільки такий к.п.д. набуває в ідеальному випадку оборотного процесу значення, рівного одиниці.

У відмінності від публікацій, в яких поняття ексергетичного к.п.д. інтерпретується по роботах В.М. Бродянского [4,5,6] у цій роботі використовуються формулювання і термінологія, запропоновані М. Мораном, Дж. Тсатсаронисом і іншими представниками сучасної ексергетической школи [7], [8].

При проведенні ексергетичного аналізу сформовані нові поняття ексергетичних потоків, а саме:

- ексергія «палива», E_F .
- ексергія «продукту», E_P .
- деструкція ексергії, E_D .
- втрати ексергії, що виникають при зовнішньому контакті системи (елементу системи) з навколишнім середовищем, E_L .

Ексергетичний баланс з урахуванням приведених потоків записується у вигляді

$$E_F = E_P + E_D + E_L \quad (4.1)$$

Головний критерій ексергетичного аналізу, замінюючий термін ексергетичного к.п.д., носить назву «Ексергетична ефективність».

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} \quad (4.2)$$

На базі схем енергетичних і матеріальних потоків, рис. 4.1-4.3, можна скласти формалізовані схеми ексергетичних перетворень, рис. 4.5, з вказівкою вхідних і вихідних потоків ексергій (що перетинають межі даної системи). Баланс ексергетичних потоків замикається величиною деструкції, E_D і втрат, E_L ексергії в процесах енергоперетворень в компонентах системи.

Для даних схем можна записати

$$(E_F)_A = (E_{3y} - E_{2y}) + \sum N_A + (E_{нал} + E_a - E_{ПЗ}) \quad (4.3 - а)$$

$$(E_P)_A = E_{2\phi} - E_{1\phi} \quad (4.3 - б)$$

$$\varepsilon_A = \frac{(E_P)_A}{(E_F)_A} \quad (4.3 - в)$$

$$(E_F)_B = (E_{0y} - E_{2y}) + \sum N + (E_{нал} + E_a - E_{ПЗ}) \quad (4.4 - а)$$

$$(E_P)_B = E_{Qон} \quad (4.4 - б)$$

$$\varepsilon_B = \frac{(E_P)_B}{(E_F)_B} \quad (4.4 - в)$$

$$(E_F)_B = (E_{0y} - E_{2y}) + \sum N_B + (E_{нал} + E_a - E_{ПЗ}) \quad (4.5 - а)$$

$$(E_P)_B = (E_{2\phi} - E_{1\phi}) + E_{Q\phi} \quad (4.5 - б)$$

$$\varepsilon_B = \frac{(E_P)_B}{(E_F)_B} \quad (4.5 - в)$$

Для виконання розрахунків по зміні питомої ексергії потоків нестискуваної рідини і ідеального газу використовуються вирази

$$e_{2f} - e_{1f} = c_f \left[(T_{2f} - T_{1f}) - T_{oc} \ln \frac{T_{2f}}{T_{1f}} \right] + \frac{P_{2f} - P_{1f}}{\rho_f} \quad (4.6)$$

$$e_{2g} - e_{1g} = c_{p,g} \left[(T_{2g} - T_{1g}) - T_{oc} \ln \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right] + T_{oc} R \ln \frac{P_{2g}}{P_{1g}} \quad (4.7)$$

Розрахунок ексергії викопного палива (природного газу) робиться за виразом

$$E_{\text{пал}} = E_{\text{ГАЗ}} = V_{\text{ГАЗ}} \cdot \alpha_{\text{ГАЗ}} \cdot Q_H^C \quad (4.8)$$

Розрахунок ексергії потоку теплоти виконується з використанням чинника Карно

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right) \quad (4.9)$$

де \bar{T} – середня температура теплоносія в процесі теплообміну

Потік продуктів згорання розглядається як суміш ідеальних газів, для визначення об'ємної витрати цього потоку прийнято розрахункове рівняння

$$V_{\text{ПЗ}} = V_{\text{ГАЗ}} (1 + \alpha_{\text{над}} V^0) \quad (4.10)$$

де $V_{\text{ГАЗ}}$ – витрата паливного газу, $\text{нм}^3/\text{хв}$ ($\text{нм}^3/\text{ГОД}$).

V^0 – об'єм теоретично-необхідного повітря для спалювання 1нм^3 палива.

Ексергія потоку атмосферного повітря з параметрами $P_{o.c.}$, $T_{o.c.}$ приймається рівною нулю за визначенням поняття ексергії, тобто $E_a = 0$.

Для порівняння ексергетичної ефективності гібридного термотрансформатора з традиційними системами теплопостачання на малюнку 4.6 представлені схеми ексергетичних перетворень для парокомпресорного теплового насосу і котельної установки (водогрійного котла).

Показники ексергетичного аналізу для ПКТН і КУ в системі ГВС розраховуються за виразом;

$$(E_F)_{\text{ПКНТ}} = (E_{3y} - E_{2y}) + N_{\text{КМ}} + N_{\text{НР}} + N_{\text{НМ}} \quad (4.12 - \text{а})$$

$$(E_P)_{\text{ПКНТ}} = E_{2\text{в}} - E_{1\text{в}} \quad (4.12 - \text{б})$$

$$\varepsilon_{\text{ПКНТ}} = \frac{(E_P)_{\text{ПКНТ}}}{(E_F)_{\text{ПКНТ}}} \quad (4.12 - \text{в})$$

$$(E_F)_{\text{КУ}} = (E_{\text{пал}} + E_a - E_{\text{ПЗ}}) + N_{\text{НМ}} \quad (4.13 - \text{а})$$

$$(E_P)_{\text{КУ}} = E_{2\text{в}} - E_{1\text{в}} \quad (4.13 - \text{б})$$

$$\varepsilon_{\text{КУ}} = \frac{(E_P)_{\text{КУ}}}{(E_F)_{\text{КУ}}} \quad (4.13 - \text{в})$$

При застосуванні теплового насоса або водогрійного котла для опалювальних цілей в рівнянні для E_p розглядається ексергія теплового потоку, еквівалентного тепловому потоку в навколишнє середовище, тобто $E_p = E_{Q_{от}}$.

Результати розрахунку ексергетичної ефективності приведені в таблиці 4.1 і рисунку 4.7.

4.3. Коефіцієнт перетворення

Термодинамічне зіставлення різних схем тепlopостачання робиться по витраті первинної енергії, необхідної для виробництва певної кількості електроенергії і тепла середнього потенціалу. Таким чином подібне зіставлення порівнює тепловий насос, що передається споживачеві теплового навантаження з тепловим потоком, яке генерується при спалюванні викопного палива. Показником рівня використання первинного енергоресурсу може служити величина коефіцієнта перетворення по повному ланцюгу від первинного енергоресурсу, COP_{Σ} .

$$COP_{\Sigma} = \frac{\overset{\square}{Q}}{\overset{\square}{Q_{ПЕР}}} \quad (4.14)$$

Для електрогенерації на базі теплових електростанцій (ТЕС)

$$COP_{\Sigma}^{ТЕС} = \frac{\overset{\square}{N_{ЕЛ}}}{\overset{\square}{Q_{ПЕР}}} \quad (4.15)$$

Для теплогенерації в котельній установці

$$COP_{\Sigma}^{KV} = \eta_{KV} = \frac{\overset{\square}{Q_{KV}}}{\left(\overset{\square}{Q_{ПЕР}}\right)_{KV}} \quad (4.16)$$

Для моноенергетичної теплонасосної системи із споживанням тільки електроенергії

$$\left(COP_{\Sigma}\right)_{ТН} = \frac{\overset{\square}{Q_{ТН}}}{N_{ЕЛ}} \cdot COP_{\Sigma}^{ТЕС} \cdot COP_{\Sigma}^{ЛЕП} \quad (4.17)$$

де $COP_{\Sigma}^{ЛЕП}$ – коефіцієнт перетворення в лінії електропередачі від ТЕС до приводного електродвигуна устаткування теплонасосної установки.

Для гібридного термотрансформатора

$$COP_{\Sigma}^{ГТТ} = \frac{\overset{\square}{Q_{ТН}}}{\frac{\sum N}{COP_{\Sigma}^{ТЕС} \cdot COP_{\Sigma}^{ЛЕП}} + \overset{\square}{Q_{ПЕР}}^{BK}} \quad (4.18)$$

У свою чергу для котельної установки із споживанням паливного газу

$$Q_{ПЕР}^{KV} = V_{ГАЗ} Q_H^C \quad (4.19)$$

Результат розрахунку COP_{Σ} для даних варіантів роботи ГТТ приведені в таблиці 4.1 і на рисунку 4.8.

4.4. Економічна оцінка енергоефективності

Енергетична складова питомої вартості теплопостачання може бути представлена наступним вираженням

$$C_Q = \sum \left(u_{e/e} \cdot \frac{N_{ЕЛ}}{Q_T} \right) + \sum \left(u_{ПЕР} \cdot \frac{I_{ПЕР}}{Q_T} \right) \quad (4.20)$$

де $u_{e/e}$, $u_{ПЕР}$ – тарифи на електроенергію і первинні енергоресурси;

$I_{ПЕР}$ – параметр інтенсивності ПЕР (об'ємна або масова витрата);

Q_T – тепловий потік споживача.

Для системи ГВС цей показник розглядається відносно об'ємної витрати води, що нагрівається і пов'язаний з величиною C_Q наступним виразом:

$$C_V = C_Q \frac{Q_T}{V_g} \quad (4.21)$$

Як випливає з вираження (4.20), питома годинна вартість C_Q підсумовує витрати на різні види енергоносіїв, що дозволяє проводити порівняльний аналіз у більшій розширеній формі.

Результати розрахунку C_Q і C_V представлені в таблиці 4.1 і на рисунку 4.9.

Таблиця 4.1 Показники енергоефективності гібридного термотрансформатора, парокompресорного теплового насоса і котельної установки.

t_{iy}	$t_{вип}$	ε			COP_{Σ}		C_Q			C_V			
		ГТТ	ПКНТ	КУ	ГТТ	ПКНТ	КУ	ГТТ	ПКНТ	КУ	ГТТ	ПКНТ	КУ
$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	–	–	–	–	–	–	$\frac{грн}{Гкал}$	$\frac{грн}{Гкал}$	$\frac{грн}{Гкал}$	$\frac{грн}{м^3}$	$\frac{грн}{м^3}$	$\frac{грн}{м^3}$
$t_k=60^{\circ}C; t_{i1}=45^{\circ}C; t_{i2}=90^{\circ}C; t_{o2}=70^{\circ}C; V^0 = 9.54 \frac{м^3_{пов}}{нм^3_{газу}}; t_{п3}=150^{\circ}C; \alpha_{ГАЗ} = 1,1;$ $Q_H^C = 34.01 \frac{мДж}{нм^3}; u_{e/e} = 0,84 \frac{грн}{кВтгод}; u_{газ} = 3 \frac{грн}{нм^3}; COP_{ТЕС}=0,3; COP_{ЛЕП}=0,95; \eta_{KV} = 0,95$													

Схема А													
2	-3	0,333	0,302	0,124	2,226	0,749	0,94				6,39	15,53	16,4
5	0	0,321	0,313	0,124	2,196	0,792	0,94				6,58	14,7	16,4
8	3	0,308	0,324	0,124	2,185	0,887	0,94				6,66	13,9	16,4
Схема Б													
8	0	0,22	0,216	0,124	1,556	0,689	0,94	209,4	404	381			
9	1	0,219	0,218	0,124	1,553	0,7	0,94	209,4	397	381			
10	2	0,217	0,22	0,124	1,519	0,712	0,94	209,4	390	381			
Схема В(система ГВС)													
-15	-25	0,305	0,211	0,124	1,835	0,484	0,94				7,81	24,0	16,4
-8	-18	0,332	0,249	0,124	1,968	0,571	0,94				7,24	20,4	16,4
-2	-12	0,342	0,269	0,124	1,981	0,618	0,94				7,14	18,8	16,4
4	-6	0,341	0,293	0,124	1,938	0,673	0,94				7,26	17,3	16,4
10	0	0,332	0,323	0,124	1,875	0,742	0,94				7,53	15,7	16,4
Схема В (система опалювання)													
-15	-25	0,242	0,167	0,124	1,835	0,484	0,94	186,7	575,5	381			
-8	-18	0,263	0,197	0,124	1,968	0,571	0,94	173,2	487	381			
-2	-12	0,272	0,213	0,124	1,981	0,618	0,94	170,8	450,5	381			
4	-6	0,271	0,233	0,124	1,938	0,673	0,94	173,6	413,5	381			
10	0	0,263	0,257	0,124	1,857	0,742	0,94	180,5	375	381			

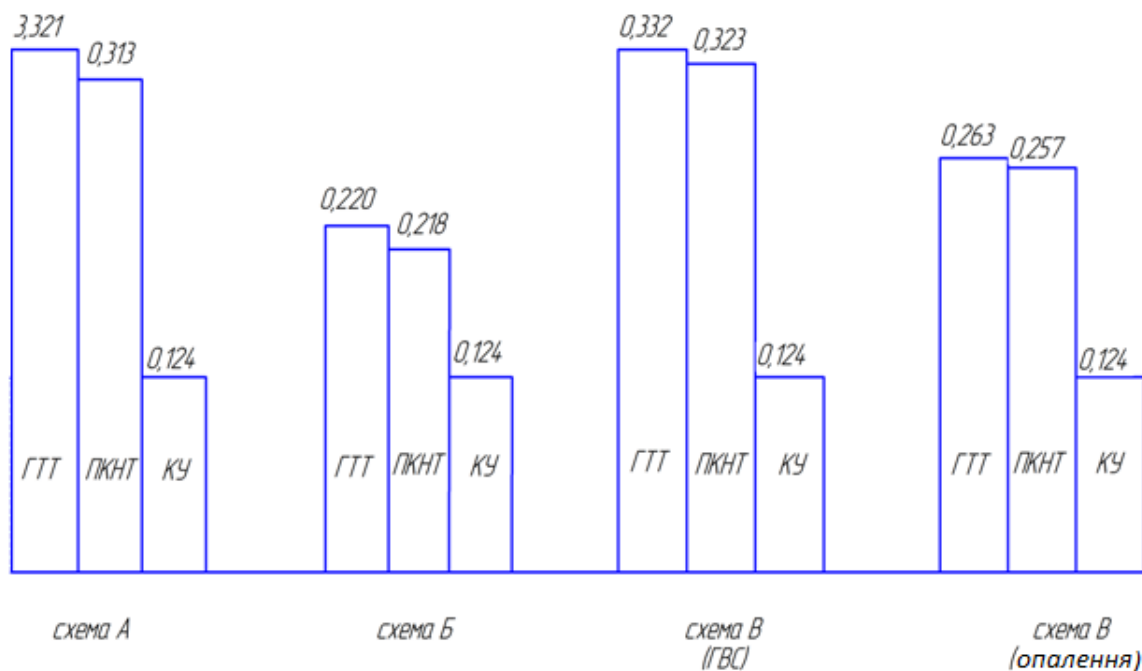


Рисунок 4.7 Графік значень ексергетичної ефективності для умов $t_{\text{вип}}=0^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{к}}=60^{\circ}\text{C}$.

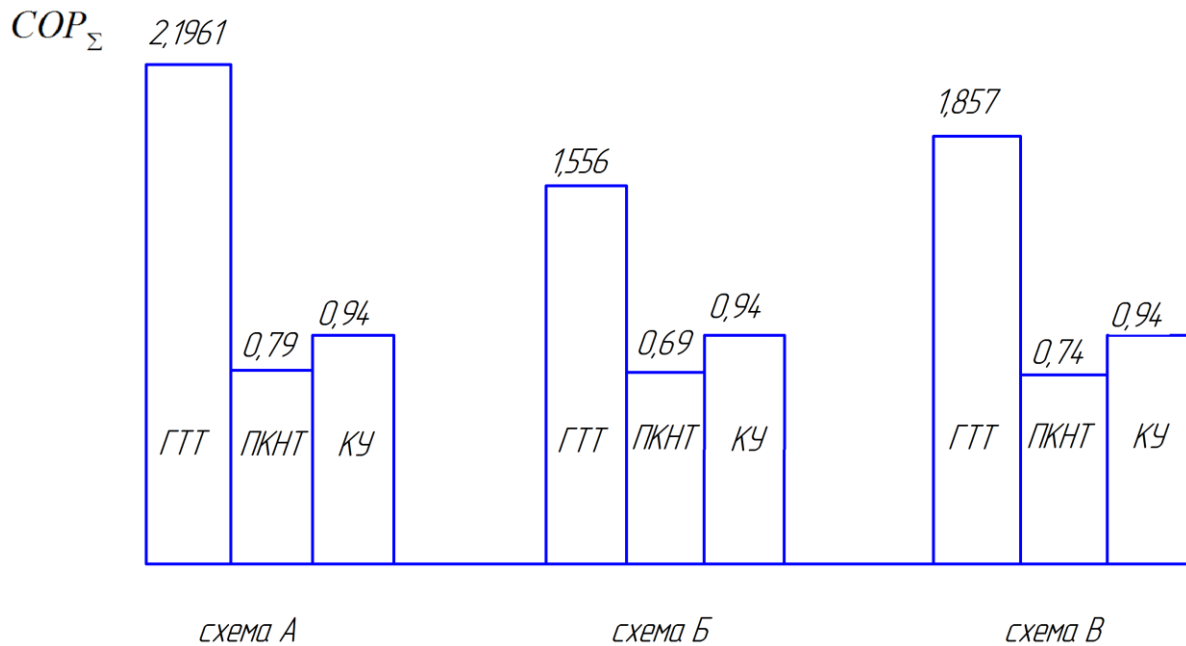


Рисунок 4.8 Графік значень коефіцієнта перетворення COP_{Σ} для умов $t_{вип}=0^{\circ}C$; $t_k=60^{\circ}C$.

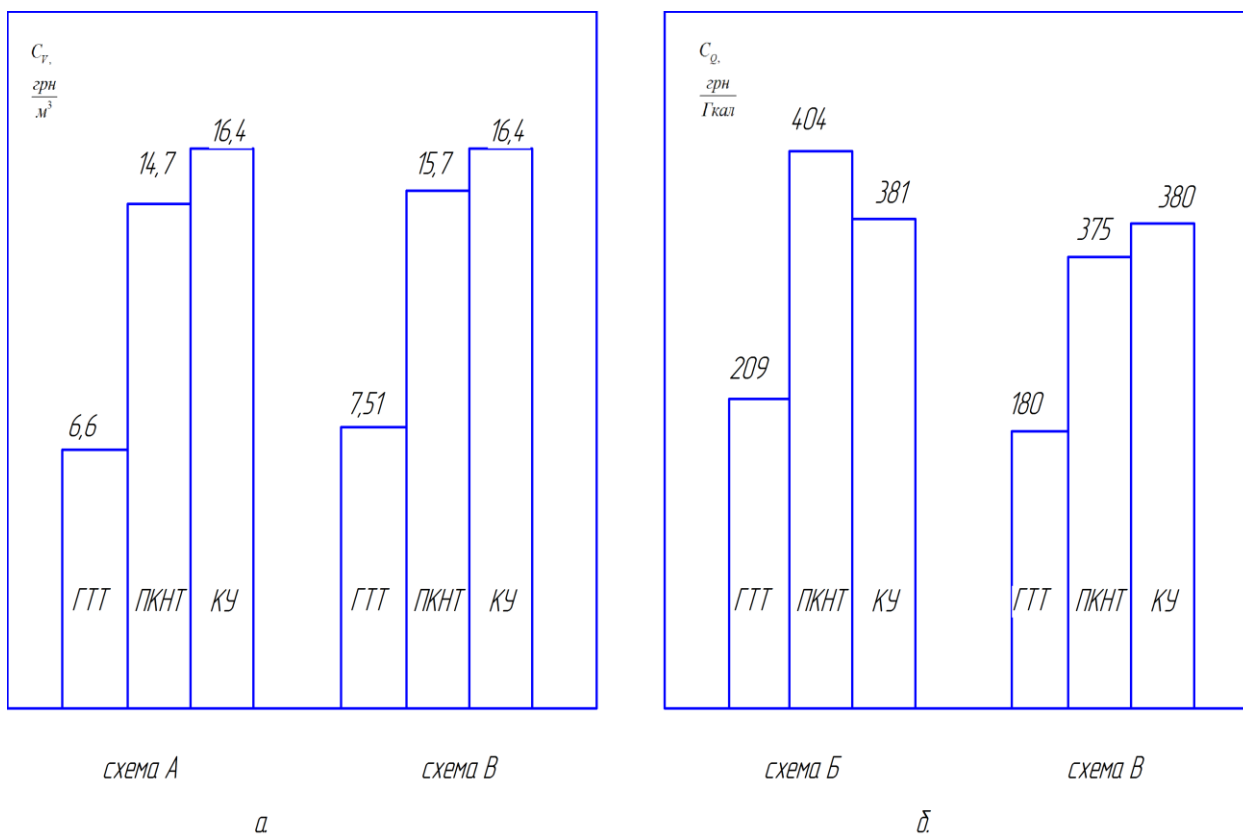


Рисунок 4.9. Економічні показники енергоефективності теплопостачання :

а-для системи ГВС; б-для системи опалювання (режим $t_{вип}=0^{\circ}C$; $t_k=60^{\circ}C$).

Висновки

1. Виконаний вибір схемних рішень застосування гібридного термотрансформатора в системах ГВС і опалювання з утилізацією теплоти природного ґрунту, ґрунтової води і атмосферного повітря.
2. Складені розрахункові моделі за визначенням режимних і енергетичних характеристик для даних схем теплопостачання.
3. На основі чисельного моделювання отримані прогнозовані значення витратних і енергетичних показників.
4. Виконано порівняння енергоефективності для гібридного термотрансформатора, парокомпресорного теплового насоса і котельної установки для рівноцінних режимів ГВС і опалювання.
5. За усіма схемами гібридного термотрансформатора показники ε і COP_{Σ} значно вище, ніж для традиційних систем теплопостачання (ПКТН і КУ).
6. Питома енергетична вартість теплопостачання як для цілей ГВС, так і опалювання при застосуванні гібридного термотрансформатора в 2 або більше разів нижче, ніж для котельних установок і парокомпресорних теплових насосів для вибраного розрахункового рівня температури мережевої води, рівною 55°C .
7. Більш високі показники енергоефективності можуть бути отримані при застосуванні в якості робочих речовин чистих вуглеводнів (R600, R600a) і синтезованих холодильних агентів (R142в, R236fa, R245fa).

Перелік використаної літератури

1. Фаворский О.Н., Полищук В.Л., Лившиц Н.М., Длугосельский В.Н. Мировой опыт и перспективы внедрения парогазовых и газотурбинных технологий в теплоэнергетику России на основе возможностей отечественного энергомашиностроения // теплоэнергетика.—2007. —№9. —с46.
2. Парова термотрансформаторна установка—Патент України №28398, МПК (2006) F25B1/100, Опубл. 10.12.2007. Бюл. №20.
3. Арсеньев В.М., Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Проценко М.И. Применение струйной термокомпрессии в понижающих термотрансформаторах. Холодильна техніка і технологія, Одеса, 2009 №5, с.51-56
4. Бродянский В.Н. Эксергетический метод термодинамического анализа. — М.: Энергия, 1973. —296с.
5. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. —М.: Энергоиздат., 1981. —320с.
6. Эксергетические расчеты технических систем. Справочное пособие / Под ред. А.А. Долинского и В.М. Бродянского. — Киев: Наукова думка, 1991.
7. Moran M.I., Shapiro H.N. Fundamentals of engineering thermodynamics. —Nev York: John Wiley, 1992
8. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. — Одеса: ООО Студия «Негоциант», 2002. —152с.
9. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. — Одесса: Студия «Негоциант», 2006. —712с.