



**Kharkiv National Automobile and Highway University
Department of Internal Combustion Engines**

**2nd International Scientific and Practical Conference on
ENERGY SYSTEMS AND ALTERNATIVE ENERGY SOURCES '2025
(ESAES 2025)
March 11-12, 2025 (online)**

61002, Ukraine, Kharkiv, st. Yaroslava Mudrogo, 25 (certificate of UkrINTEI No. 774 dated December 9, 2024)



Секція: Електричні, гібридні, альтернативні енергетичні системи, системи генерації електроенергії та альтернативні джерела енергії.



Аналіз і оптимізація утворення ентропії при глибокому охолодженні продуктів згоряння котла в теплообмінниках з тепловими трубами для утилізації відхідного тепла.

- Редько А. О., д.т.н., професор кафедри архітектури та інженерних вишукувань, Сумський національний аграрний університет.
- Редько О. Ф., д.т.н., професор кафедри теплогазопостачання та вентиляції, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова.
- Редько І. О., д.т.н., професор кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту, Український державний університет залізничного транспорту.
- Задіранов В.С., аспірант, кафедри теплогазопостачання та вентиляції, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова.
- Ліщинський О.В., аспірант кафедри архітектури та інженерних вишукувань, Сумський національний аграрний університет.
- Цимбал К.О., аспірант кафедри архітектури та інженерних вишукувань, Сумський національний аграрний університет.



Секція: Електричні, гібридні, альтернативні енергетичні системи, системи генерації електроенергії та альтернативні джерела енергії.



Аналіз і оптимізація утворення ентропії при глибокому охолодженні продуктів згоряння котла в теплообмінниках з тепловими трубами для утилізації відхідного тепла.

- Представлено результати чисельного моделювання та оптимізації параметрів теплообмінника котла з глибоким охолодженням продуктів згоряння.
- Проаналізовано особливості розрахунку характеристик тепло- і масообміну при глибокому охолодженні продуктів згоряння нижче точки роси в умовах конденсації водяної пари.
- Представлено результати експериментального дослідження теплової потужності великої теплової труби, заповненої водно-аміачною сумішшю. Отримані дані використані для математичного моделювання та оптимізації параметрів теплообмінника із застосуванням теплових труб.
- Процеси теплообміну змодельовано в двоступеневому теплообміннику: частина рядів теплових труб уздовж високотемпературного теплоносія заповнена однією робочою речовиною, а решта – іншою.
- Оптимізацію параметрів теплообмінника виконано методом мінімізації утворення ентропії.
- Визначено оптимальний розподіл густини теплового потоку, температури теплообміну з урахуванням конструктивних та режимних параметрів і мінімального утворення ентропії.
- Розглянуто числові приклади аналізу ефективності теплообмінника.

Матеріали та методи

Схема математичної моделі

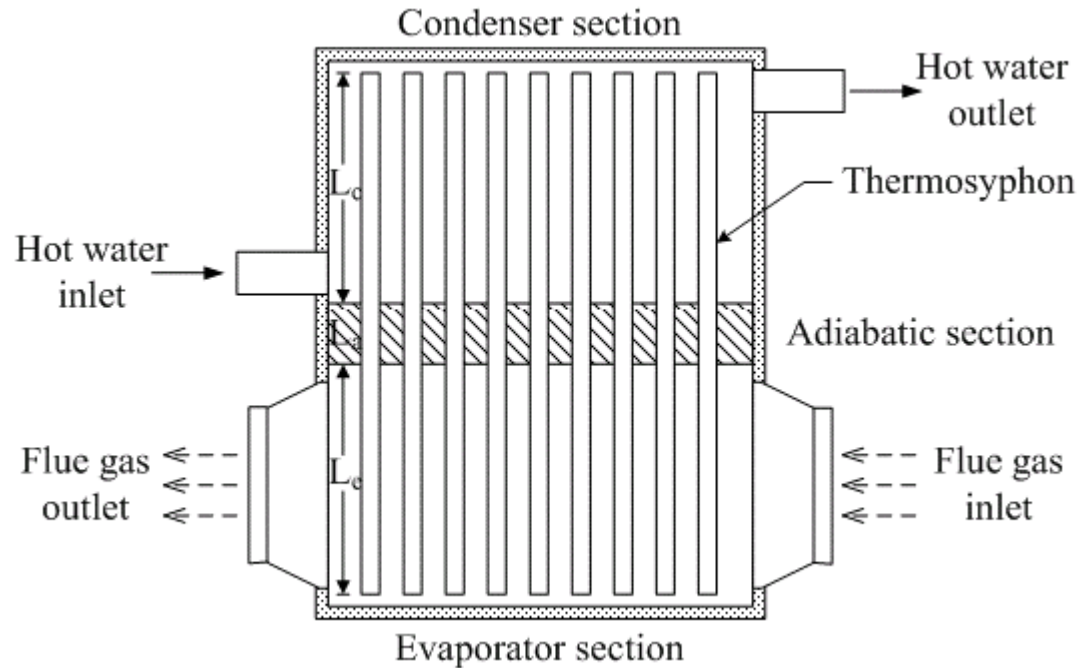


Рис. 1. Схема теплообмінника з тепловими трубами для утилізації відхідного тепла продуктів зрання котла

Під час розробки математичної моделі прийнято таку схему руху теплопереносу:

- вода – поздовжній перехресний багатоконтурний рух;
- продукти згоряння – поздовжній протипотоковий одноконтурний рух.

Конструктивні особливості теплових труб:

- вертикальне розташування зон конденсації та випаровування;
- різна довжина зон теплової труби, при цьому $l_{evp} > l_{cond}$;
- наявність поперечно-спірального оребрення.



Матеріали та методи

Математичний опис процесів теплоперенесення в тепловій трубі:

рівняння теплообміну від газу до рідини — робочого теплоносія теплової труби в зоні випаровування:

$$Q = \frac{(t_g - t_s)}{R_{ev}(t_s, Q)} \quad (1) \quad R_{ev}(t_s, Q) = \frac{1}{\alpha_{2ev} \cdot F_{rib.ev}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w \cdot F_{0.ev}} + \frac{1}{\alpha_{1ev} \cdot F_{0.ev}} \quad (2)$$

рівняння теплообміну від теплоносія теплової труби до внутрішньої стінки труби в зоні конденсації:

$$Q = \alpha_{1c} \cdot F_{0.c} \cdot (t_s - t_{c1c}) \quad (3)$$

рівняння теплопровідності для стінки теплової труби в зоні конденсації:

$$Q = \frac{\lambda_w}{\delta_w} \cdot F_{0.c} \cdot (t_{c1c} - t_{c2c}) \quad (4)$$

рівняння теплообміну від зовнішньої стінки теплової труби до нагрітої води:

$$Q = \alpha_{2c} \cdot F_{0.c} \cdot (t_{c2c} - t_w) \quad (5)$$

Система рівнянь (1 - 5) містить чотири невідомі (t_{c1c} , t_{c2c} , t_s , Q) і є нелінійною, оскільки коефіцієнт теплопередачі k є функцією теплового потоку.



Матеріали та методи

Математичний опис процесів теплоперенесення в тепловій трубі:

Система рівнянь (1 - 5) може бути перетворена до вигляду:

$$t_{c1c} - \frac{Q \cdot \delta_w}{\lambda_w \cdot F_{0.c}} = t_w + \frac{Q}{\alpha_{2c} \cdot F_{rib.c}} \quad (6)$$

$$t_{c1c} = t_s - \frac{Q}{\alpha_{1c} \cdot F_{0.c}} \quad (7)$$

де Q визначається ітераційним методом із рівняння (1), а t_s та t_{c1c} — із рівнянь (6), (7).

Загальний тепловий потік, що надходить до теплових труб і переходить всередину термосифона:

$$Q = Q_g + Q_{cond} \quad (8)$$

Рівняння теплового балансу в зоні випаровування теплової труби (конвекційна частина теплопередачі) виглядає так:

$$Q_g = \alpha_{2ev} \cdot F_{2ev} \cdot (t_g - t_{ev}) \quad (9)$$

де α_{2ev} — коефіцієнт теплопередачі від газу до ребристої «сухої» поверхні зони випаровування [15].



Матеріали та методи

Математичний опис процесів теплоперенесення в тепловій трубі:

$$\alpha_{2ev} = \alpha_{2av} \cdot (F_{rib} \cdot E \cdot \psi + F_0) / F_{rib} \quad (10)$$

де α_{2av} — середній коефіцієнт теплопередачі від ребристого трубного пучка при митті вихлопних газів поперечним потоком:

$$\alpha_{2av} = 0.33 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \left(\frac{\lambda_g}{l}\right) \cdot \varphi^{-0.5} \cdot Re^{0.6\varphi^{0.07}} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{Pr_g}{Pr_{2c}}\right)^{0.25} \quad (11)$$

Тепло конденсації водяної пари визначається за формулою:

$$Q_c = \alpha_{2av} \cdot F_{2ev} \cdot r_v \cdot \frac{R_v}{R_g} \cdot (r_v - \frac{P_v}{P_g}) / c_g \quad (12)$$

$\frac{P_v}{P_g}$ — відносна об'ємна концентрація водяної пари на межі; r_v — відносна об'ємна концентрація водяної пари в потоці продуктів горіння, $r_v < 20\%$; c_g — питома теплоємність продуктів горіння.

В обчисленнях прийнятий механізм конденсації водяної пари на плівці, який відповідає наближеному аналогу тепло- та масообміну, прийнятий в обчисленнях. Цей режим забезпечується конструктивними параметрами ребристих трубних пучків: висотою, товщиною та матеріалом ребер, які визначаються за умовою ($d < 57 \cdot 10^{-3} \text{m}$; $S_r > (3,5 - 4,0) \cdot 10^{-3} \text{m}$; $\varphi < 14$):



Матеріали та методи

Математичний опис процесів теплоперенесення в тепловій трубі:

$$\left(\frac{2 \cdot \alpha_r}{\delta_r \lambda_r}\right)^{1/2} \cdot D \leq 3,2 \quad (13)$$

де α_r — коефіцієнт теплопередачі на ребровій поверхні; D — зовнішній діаметр ребер труби, м. При цьому значення коефіцієнта ефективності ребер забезпечується, $E > 0.9$.

Процедура розрахунку (послідовно розташовані трубні ряди) дозволяє обчислювати параметри по зонах (температура, тиск і кількість переданого тепла, потужність теплових труб, кількість випадання конденсату тощо) вздовж теплообмінника.

Довжина теплової труби, довжина зони випаровування, зовнішні та внутрішні діаметри теплової труби, кількість труб у ряду, відстань між трубами, висота, товщина та крок ребер, витрати і температура вихлопних газів на вході в апарат та витрата і температура води на вході були прийняті як змінні параметри.

Загальна кількість тепло труб (площа теплообміну), температура теплоносіїв, температура стінки та проміжного теплоносія в тепло трубах, аеродинамічний опір продуктів горіння, опір потоку води та маса тепло утилізатора були визначені в результаті обчислювального експерименту.



Матеріали та методи

Числове моделювання та оптимізація:



Розрахунок впливу вхідних параметрів на зміну

- кількості рядів (кількість термосифонів в одному ряду приймається рівною 6-8) в апараті
- аеродинамічний опір
- масу теплоутилізаційного блоку

виконано згідно з програмою багатокритеріальної оптимізації, складеною на основі методу зондування простору факторів та точок рівномірно розподіленої LP τ -послідовності. Моделювання та оптимізацію виконано методом LP τ -пошуку. Парето-оптимальні точки отримано за допомогою математичної програми.

Фактори та межі їх варіювання факторів:

- Довжина термосифона l , м: від 1,0 до 1,1
- Крок ребер на термосифоні S_p , м: від 0,004 до 0,008
- Висота ребра h_p , м: від 0,025 до 0,035
- Витрата вихлопних газів G_g , м³/год: від 8200 до 9200
- Відстань між краями термосифонів Z , м: від 0,006 до 0,012



Матеріали та методи

Числове моделювання та оптимізація :



При оптимізації пристрою теплоутилізації розраховується мінімальне значення таких критеріїв:

- N – кількість рядів термосифонів;
- ΔP – аеродинамічний опір теплообмінника для газу, Па;
- m – маса пристрою, кг;
- ΔS – зміна ентропії теплоносіїв, кВт/К.

Рівняння енергетичного балансу доповнюється рівнянням балансу ентропії:

$$\sigma_{entropy} = \Delta S_{heat} + \Delta S_{cond} + \Delta S_{\Delta p} \quad (14)$$

де ΔS_{heat} — зміна ентропії при теплообміні; $\Delta S_{\Delta p}$ — зміна ентропії через в'язке тертя при теплообміні; ΔS_{cond} — зміна ентропії при конденсації водяної пари на поверхні TT в зоні випаровування.

Рівняння (14) можна записати так:

$$\sigma_{entropy} = Q_g \cdot \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + Q_c \cdot \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{m_1 \Delta p}{\rho_1 T_1} \quad (15)$$

де T_1 та T_2 — температури теплоносіїв; ΔP — втрати тиску в газопроводі.

Матеріали та методи

Експериментальна перевірка розрахункових співвідношень математичної моделі:

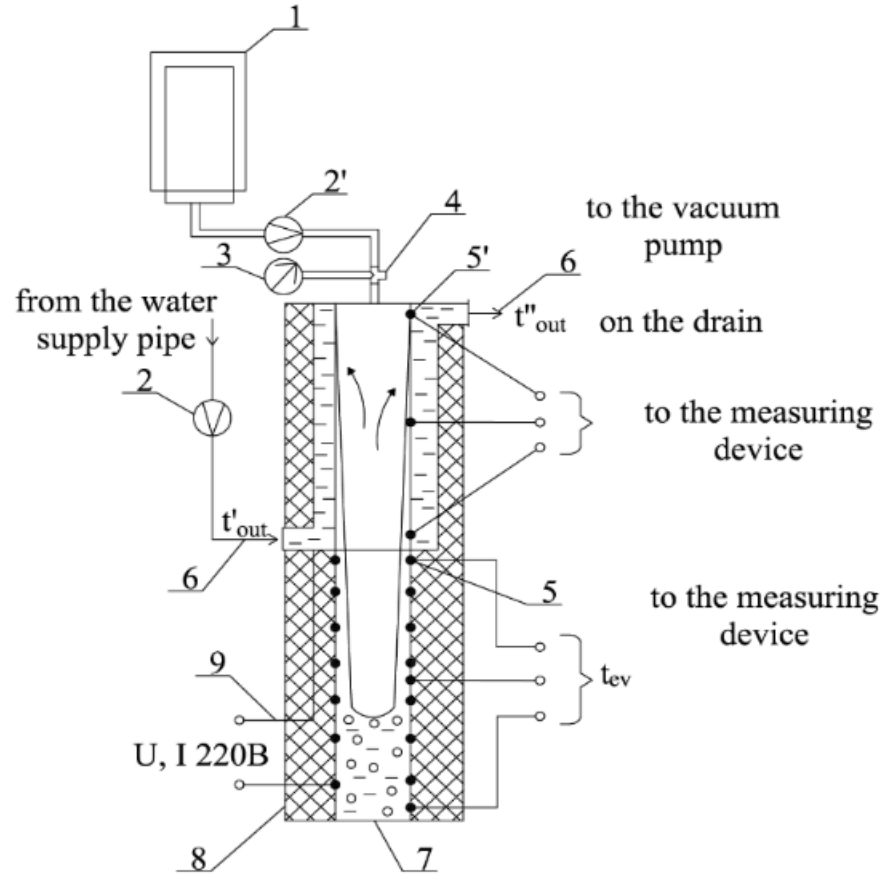


Рис. 2. Схема експериментальної установки для визначення теплової потужності теплових труб.

Проведені експериментальні дослідження теплотехнічних характеристик тепло труби (ТТ), заповненої аміачною водою (25% NH₃) при температурі поверхні від 40 до 120°C. Тепловий потік подається електричним обігрівачем (9), розміщеним на поверхні тепло труби в зоні випаровування робочої рідини. У зоні конденсації тепло труби тепло відводиться водою, що протікає через оболонку, розташовану на тепло трубі. Температура води на вході та виході оболонки вимірюється термометром (6), а витрата води вимірюється за допомогою лічильника витрати. Температура поверхні термосифона в зонах випаровування та конденсації вимірюється мідно-константа новими термопарами, закріпленими на поверхні (в зоні випаровування (5) і в зоні конденсації (5')). Тиск робочої рідини (аміачної води) вимірюється манометром (3). *Температура робочої рідини визначається за допомогою тиску насиченої пари.*



Результати і обговорення

Результати порівняння експериментальних та розрахункових значень теплової потужності теплових трубок.

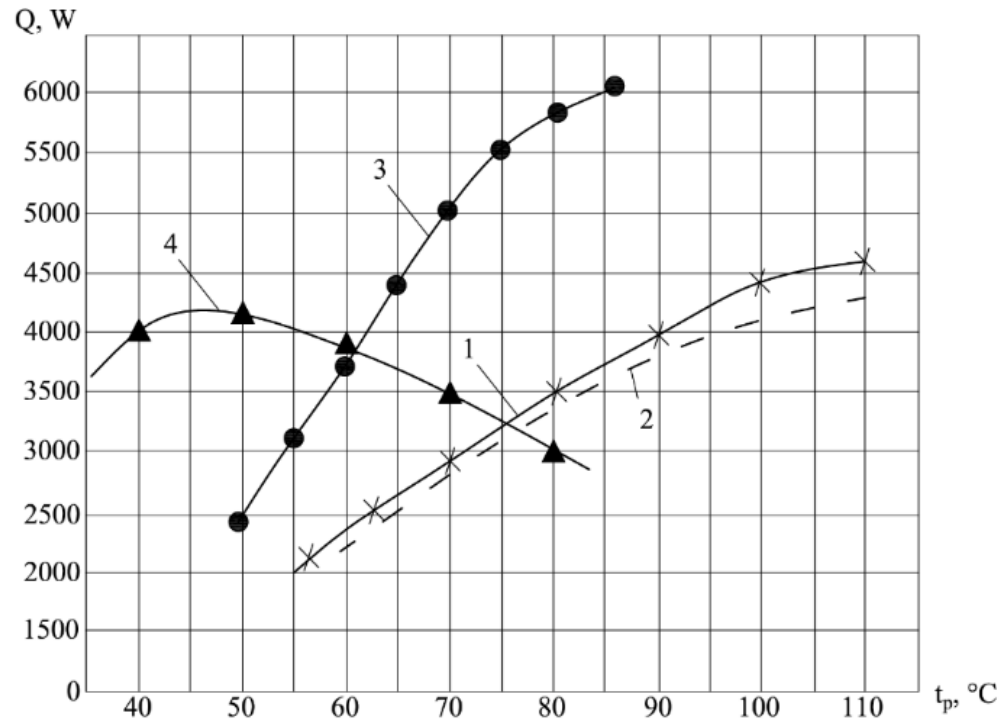


Рис.3 Потужність теплових трубок залежно від температури і характеру робочого тіла.

- 1 – робоче тіло: аміачна вода з концентрацією 25% NH_3 (експериментальні дані);
- 2 – робоче тіло: аміачна вода з концентрацією 25% NH_3 (розрахункові дані);
- 3 – робоче тіло: аміачна вода з концентрацією 40% NH_3 (розрахункові дані);
- 4 – робоче тіло: аміак NH_3 (експериментальні дані з джерел).

- Наведено порівняння розрахункових значень з експериментальними.
- Показано якісну точність розрахункових функцій потужності ТТ з різними концентраціями NH_3 , використаними в математичній моделі,
- ТТ заповнена аміачною водою (40% NH_3) в діапазоні температур від 40 до 120°C, має вищу ефективність порівняно з НР, заповненою аміачною водою з іншими концентраціями.



Результати і обговорення

Отримані регресійні рівняння



Метою обчислювального експерименту було визначити вплив варіацій вхідних параметрів на бажану площу теплообміну і аеродинамічний опір при заданій тепловій потужності в разі мінімального вироблення ентропії.

Регресійні рівняння побудовані на основі результатів обчислювального експерименту, проведеного за трирівневим планом Хартлі, який у цьому випадку складається з 5 факторів і 27 експериментів. План включає ядро, яке є дробовим факторіальним експериментом «25-1» (16 експериментів, 10 «зіркових» точок і 1 «нульова» точка).

$$N = 9.3333 + 0.222222 * X_1 + 1.83333 * X_2 - 0.333333 * X_3 + 0.222222 * X_4 \quad (16)$$

$$\Delta P = 94.22 - 6.61111 * X_1 - 8.32222 * X_2 - 34.0444 * X_3 - 12.25 * X_4 + 7.61111 * X_5 + 6.96 * X_2^2 + 10.36 * X_3^2 + 2.825 * X_1 * X_3 + 6.1625 * X_3 * X_4 \quad (17)$$

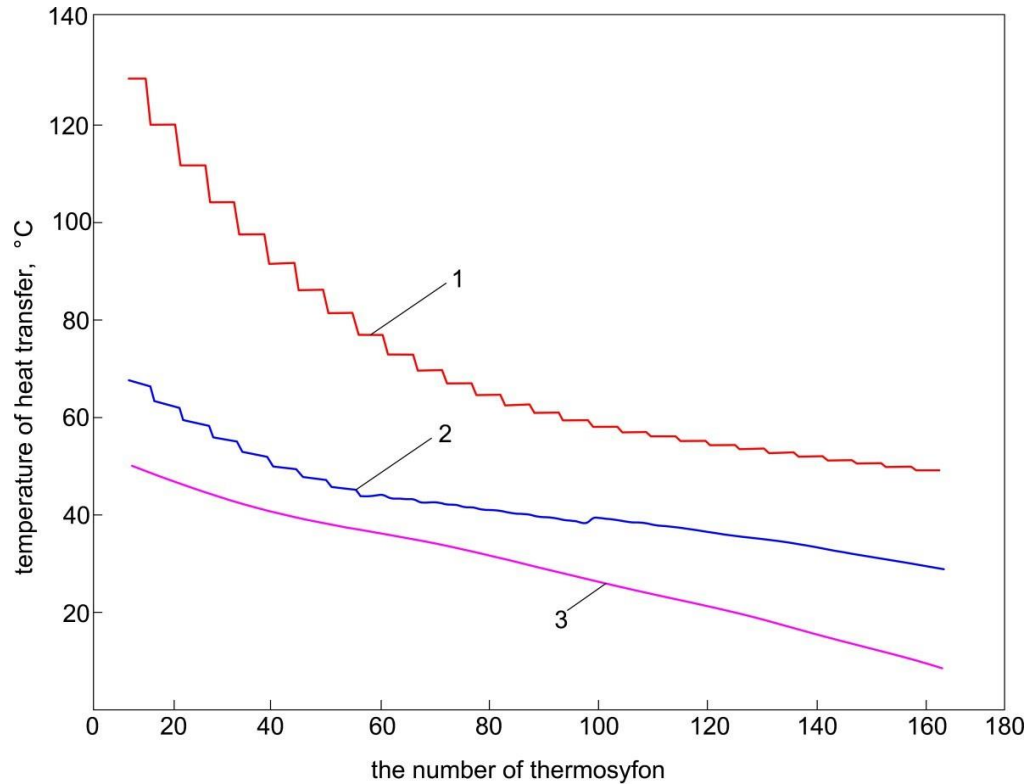
де X_1, X_2, X_3, X_4, X_5 — це кодовані безрозмірні змінні, які приймають значення ± 1 .

$$X_1 = (l_{ev} - 1.05)/0.05; \quad X_2 = (S_p - 0.006)/0.002; \quad X_3 = (h_p - 0.03)/0.005; \quad X_4 = (Z - 0.009)/0.003; \quad X_5 = (G_2 - 8700)/500.$$



Результати і обговорення

Розподіл температури теплоносіїв уздовж довжини теплообмінника.



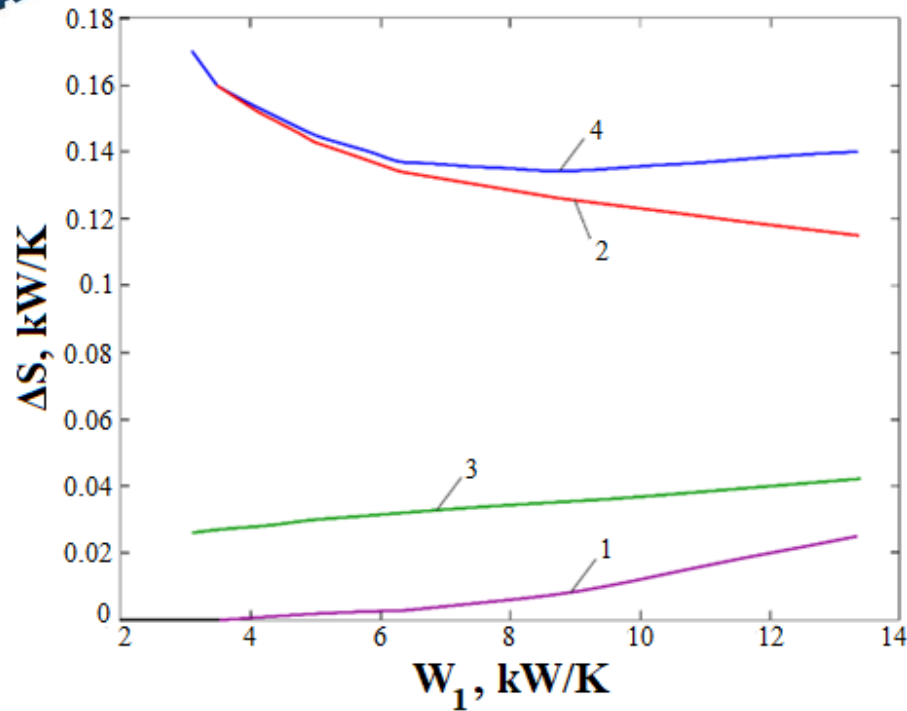
З'ясовано, що вибір робочого теплоносія теплових труб на кожному етапі апарата визначає розподіл температури теплоносія по довжині апарата.

- 1 – температура продуктів згоряння,
- 2 – температура теплоносія всередині теплової труби,
- 3 – температура води, що нагрівається.

Рис. 4. Розподіл температури теплоносіїв вздовж довжини теплообмінника

Результати і обговорення

Утворення ентропії залежно від витрати теплоємності продуктів згорання



Невідворотні втрати енергії в теплоутилізаторі зумовлені:

- теплопередачею при кінцевій температурній різниці,
- масообміном при конденсації водяної пари,
- в'язким тертям у потоці теплоносія

Як видно, при постійній тепловій потужності теплообмінника, зниження температури відпрацьованих газів і збільшення їх витрати призводять до зменшення вироблення ентропії.

Рис. 5. Утворення ентропії залежно від витрати теплоємності продуктів згорання

(1 – механічна, 2 – тепла, 3 – при конденсації водяної пари, 4 – загальна).

Результати і обговорення

Розподіл теплової потужності теплових труб уздовж довжини теплообмінника.

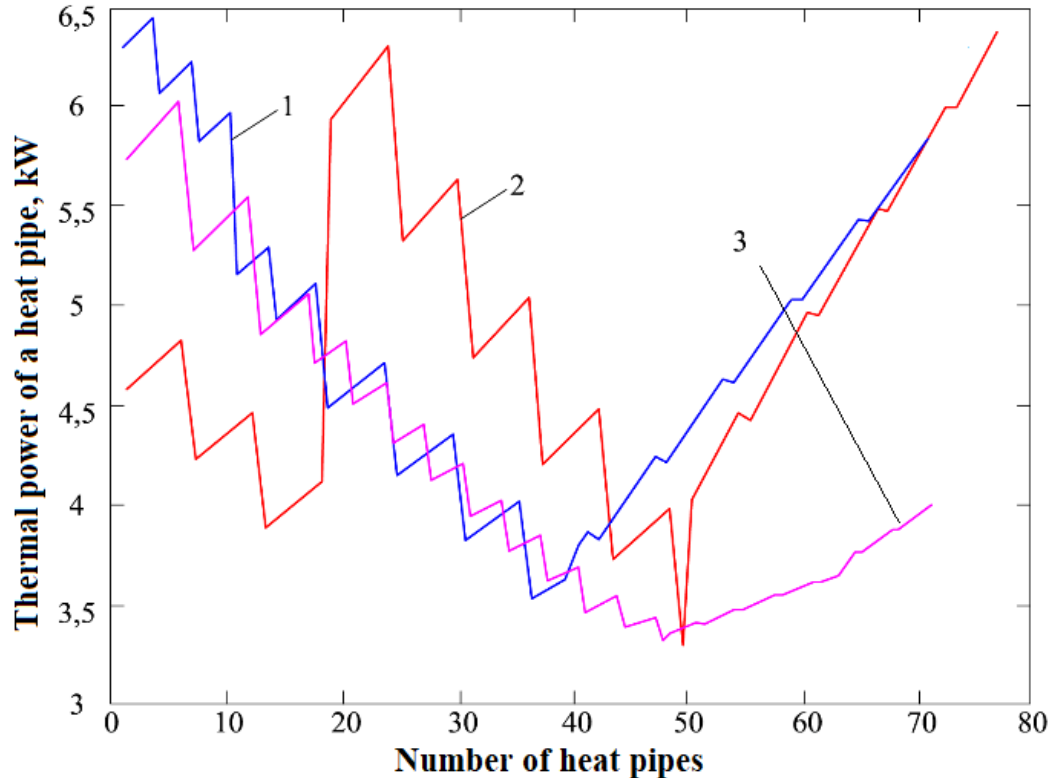


Рис. 6. Розподіл теплової потужності теплових труб уздовж довжини утилізатора тепла.

З'ясовано, що теплову потужність теплообмінника визначає вибір робочого теплоносія теплових труб на кожному етапі апарата

В якості робочих теплоносіїв ТТ використані вода, аміачна вода, метанол та ізобутан ($i-C_4H_{10}$). Теплообмінна поверхня установки відновлення тепла з ТТ, заповненими водою, значно менша (на 39-40%) порівняно з заповненими ізобутаном.

Теплові потужності збільшуються в установці відновлення тепла, яка виконана за двоступеневою схемою:

перший етап — 3 ряди ТТ (термосифонів), заповнених метанолом;
другий етап — 18 рядів термосифонів, заповнених ізобутаном,

або

перший етап — 3 ряди термосифонів, заповнених метанолом;
другий етап — 10 рядів термосифонів з аміачною водою.

1 – до 19-го термосифона – метанол, після 19-го – ізобутан;

2 – до 19-го термосифона – метанол, після 19-го – аміачна вода;

3 – у всіх термосифонах – аміачна вода.



Результати і обговорення

Зміна коефіцієнта теплопередачі та концентрації водяної пари по довжині установки відновлення тепла

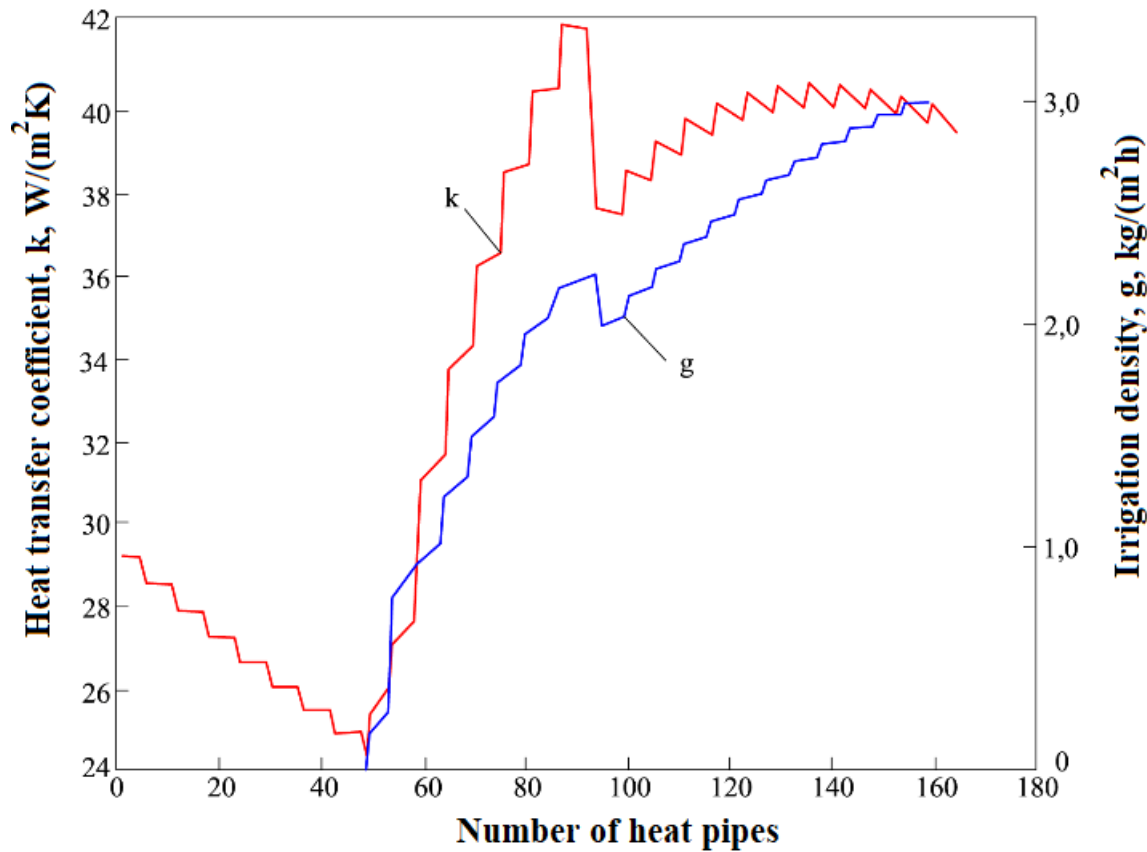


Рис. 7. Графік розподілу коефіцієнта теплопередачі та іригаційного коефіцієнта вздовж теплообмінника.

Збільшення потужності ТТ на другому етапі установки відновлення тепла забезпечується конденсацією водяної пари.

Точність розрахункової моделі також була перевірена за експериментальними даними іригаційного коефіцієнта (кількість водяної пари на m^2 теплообмінної поверхні на годину).

На рис. 7 показано значення K_{ip} по довжині пристрою з площею $443,52 m^2$. При витраті газу $10 \cdot 10^3 m^3/год$ іригаційний коефіцієнт змінюється від 0 до $2,8 kg/(m^2 \cdot год)$.

За експериментальними даними з джерел K_{ip} дорівнює $2-4 kg/(m^2 \cdot год)$. Для котла типу ДЕ маса конденсату, що випадає в апараті, становить $260-340 kg/год$.

За методикою цієї роботи маса конденсату становить $240 kg/год$, що підтверджує точність розробленого методу (до 97-го термосифона теплоносій — вода, з 97-го — аміачна вода 60/40%).



Результати і обговорення

Результати оптимізації параметрів теплообмінника

Як видно, виробництво ентропії є інтенсивнішим, ніж при наявності конденсації водяної пари, через збільшення витрати газу для забезпечення заданої теплової потужності до 31% (Таблиця 1).

Таблиця 1. Результати оптимізації параметрів теплообмінника (з урахуванням конденсації водяної пари).

Температура газу на вході, °C	Витрата газу, м³/год	Теплоємність потоку, кВт/К	Теплова потужність / Qg (конвекції) кВт/кВт	Температура води на вході, °C	Температура газу на виході, °C	kF, кВт/К	Втрати тиску, Па	Продукція ентропії, кВт/К (терм./мех./заг.)
130	8000	3.10	301/244	41	50.6	4.64	59	0.170(0.026)/0.00/0.170
120	9000	3.48	298/237	40.6	51.2	4.86	72	0.160(0,027)/0.00/0.160
100	13000	4.99	299/230	40.7	53.6	5.57	133	0.143(0.030)/0.002/0.145
90	16500	6.32	299/223	40.6	54.6	6.04	200	0.134(0.032)/0.003/0.137
80	23000	8.79	299/214	40.7	55.6	6.70	352	0.126(0.035)/0.008/0.134
70	35000	13.34	298/192	40.5	55.6	7.61	721	0.115(0.042)/0.025/0.140

Таблиця 2. Результати оптимізації параметрів теплообмінника (без конденсації водяної пари).

Температура газу на вході, °C	Витрата газу, м³/год	Теплоємність потоку, кВт/К	Теплова потужність кВт	Температура води на вході, °C	Температура газу на виході, °C	kF, кВт/К	Втрати тиску, Па	Продукція ентропії, кВт/К (терм./мех./заг.)	Продукція W1+W2 ентропії, кВт/К *
140	8200	3.18	302	41.0	44.2	4.68	124	0.189/0.001/0.190	0.181
130	9400	3.64	300	40.8	47.0	4.78	157	0.181/0.002/0.183	0.174
120	11300	4.36	300	40.8	50.7	4.93	215	0.176/0,003/0.178	0.169
110	14200	5.47	300	40.9	54.7	5.10	318	0.170/0.005/0.175	0.164
100	19000	7.30	299	40.7	58.8	5.29	525	0.163/0.011/0.174	0.159
90	30000	11.50	300	40.8	63.9	5.56	1156	0.158/0.036/0.194	0.147
98	20700	7.95	300	40.8	60.1	5.35	609	0.163/0.013/0.176	0.152
104	16650	6.0	299	40.7	57.0	5.2	418	0.166/0.007/0.173	0.161



Висновки



Результати числового моделювання та оптимізації параметрів двоступеневих теплообмінників з тепловими трубками з урахуванням зміни ентропії показують наступне: робочі режими з мінімальним виробництвом ентропії забезпечують мінімальні незворотні втрати в процесі теплопередачі та сприяють підвищенню ефективності енергозбереження під час роботи як самого теплообмінника, так і енергетичної установки в цілому. Однак для цього необхідна техніко-економічна база цих режимів (особливо при виборі теплової потужності потоку продуктів згоряння W_1), з урахуванням економічних критеріїв.