

Для дослідження змінного режиму сушіння вологий взірець азбесту розташовувався на перфорованій решітці вакуумної камери і протягом перших 180 с нагрівався кондуктивним методом із застосуванням нагрівача з температурою нагрівної поверхні 120 °С і ущільненням для запобігання втрати матеріалом вологовмісту. Після подальшого створення перепаду тисків і підведення до вакуумної камери гарячого повітря, як свідчить рисунок, кінетична крива 2, відразу починається фільтраційне сушіння.

**Висновки.** На рисунку наведені експериментальні кінетичні криві сушіння листового азбесту (висота шару 1 мм), де крива 1 відображає суто процес фільтраційного сушіння, крива 2 — процес сушіння у змінному режимі.

Як видно з наведених результатів досліджень, застосування змінного режиму дозволяє зменшити гідравлічний опір полотна та вірогідність підсихання і перегрівання верхніх його шарів, збільшити інтенсивність підведення тепла та рівномірність сушіння матеріалу, усуває період сповільненого сушіння і значно скорочує тривалість процесу.

1. Лыков М.В. Сушка в химической промышленности. — М.: Химия, 1970. — 429 с.
2. Лыков А.В. Теория сушки. — М.: Энергия, 1968. — 471 с.
3. Куц П.С. Современные направления оптимизации процессов и техника сушки. — Минск: Наука и техника, 1979. — 64 с.
4. Сажин Б.С. Основы техники сушки. — М.: Химия, 1984. — 320 с.
5. Ханьк Я.Н. Фильтрационная сушка плоских проницаемых материалов: Дис. ...д-ра техн. наук. — Львов, 1992. — 401 с.
6. Dyck A.W. The papridryer — a progress report // American paper Industry. — 1973. — № 6. — P. 44—46.

УДК 536.24

**В.І. Грицай, Я.П. Юсик**

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра автоматизації хімічних процесів

## **МІНІМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАТРАТ У КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ З ПАРОРІДИННИМИ ТЕПЛОНОСІЯМИ**

© Грицай В.І., Юсик Я.П., 2003

**Розглянуто питання мінімізації енергетичних затрат у кожухотрубних теплообмінниках з парорідинними теплоносіями.**

**Questions minimization of power expenses in house-tube heat exchanger with steam-and-liquid heat-carriers is considered.**

**Постановка проблеми та її зв'язок із важливими практичними завданнями.** Передача теплової енергії є невід'ємною частиною більшості хіміко-технологічних процесів. У процесах нагрівання або охолодження теплоносіїв в сучасних виробництвах широко застосовуються кожухотрубні теплообмінники (КТ-ТО), що є великими споживачами теплової енергії. Рациональна організація процесу у КТ-ТО дозволить збільшити його продуктивність та отримати велику економію теплової енергії.

Найбільш розповсюдженим гарячим теплоносієм, який використовується в КТ-ТО для нагрівання рідин до температури 150—170 °С є водяна пара [10—18].

Серед основних переваг водяної пари як теплоносія слід відзначити: високий коефіцієнт тепловіддачі; велику кількість тепла, що виділяється при конденсації одиницею кількості пари; можливість транспортування на великі відстані; рівномірність нагрівання, оскільки конденсація пари відбувається при постійній температурі; порівняно легке керування процесом нагрівання; використання тепла конденсату для технологічних потреб. У більшості технологічних випадків використовують насичену пару з тиском до 12 ат.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Математичні моделі (ММ) КТ-ТО, побудовані на основі теплових балансів [1, 3, 5, 19, 20, 21], не враховують особливостей теплових процесів, що в них відбуваються. В роботах [1, 3—5, 7—9] наведені сучасні функціональні схеми автоматизації (ФСА) таких теплообмінників. Ці ФСА при нежорстких умовах до перехідних процесів і незначних змінах технологічних параметрів забезпечують задовільні результати. При ускладнених режимах роботи КТ-ТО ці системи автоматизації не можуть забезпечити необхідної якості регулювання.

**Мета роботи.** Розглянути роботу і принципи автоматизації КТ-ТО з парорідинними теплоносіями з метою уточнення ММ КТ-ТО та вибору шляхів синтезу оптимальних ФСА з мінімальною динамічною похибкою регулювання, що тим самим дозволить знизити енергетичні затрати на нагрівання.

На рис. 1 показано схему передачі тепла від пари до холодного рідинного теплоносія через стінку КТ-ТО та розподілу температур.

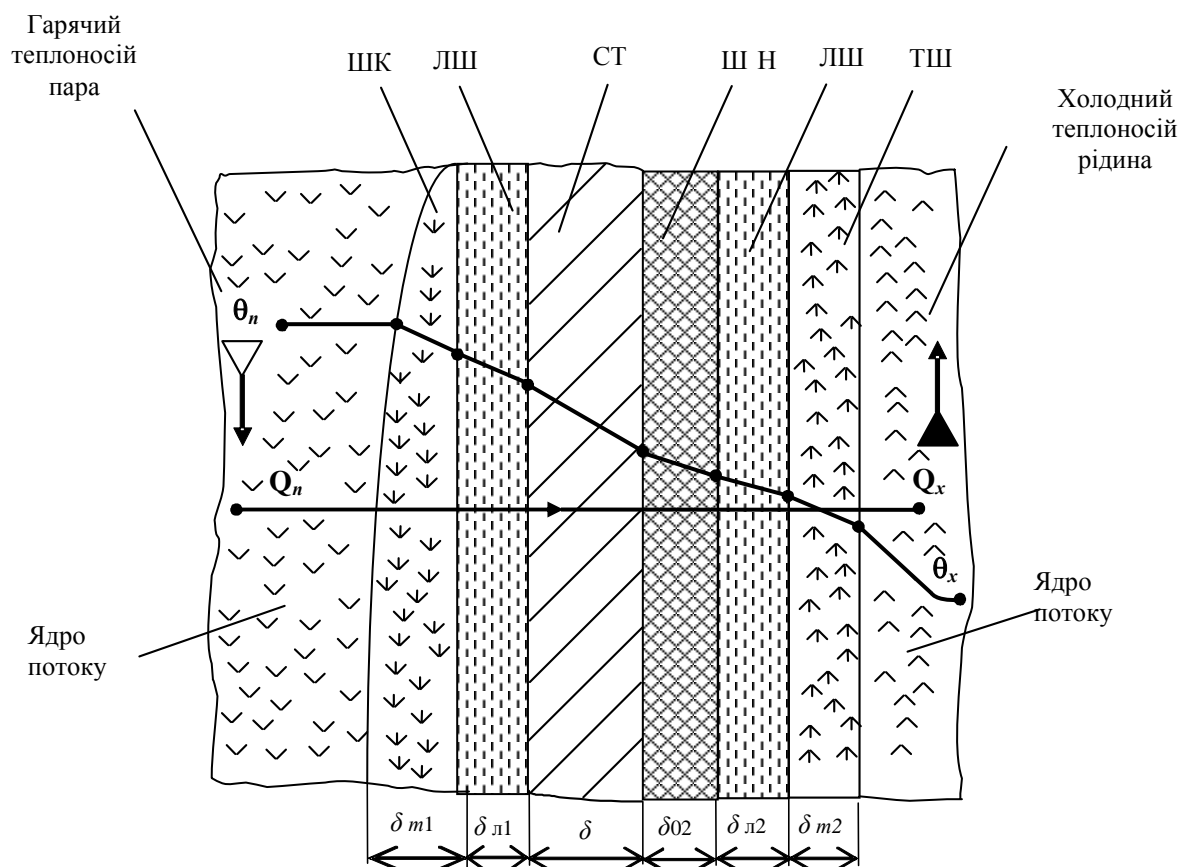


Рис. 1. Схема передачі тепла від гарячого теплоносія пари до холодного рідинного теплоносія через стінку КТ-ТО та розподілу температур: ШК — шар конденсату; ЛШ — ламінарний підшар; ШН — підшар нахипу; ТШ — турбулентний підшар; СТ — розділююча стінка КТ-ТО

Пара, віддаючи тепло, конденсується на стінці і через турбулентний та ламінарний підшари конденсату передає тепло стінці. Від стінки через шар накипу, ламінарний і турбулентний підшари тепло передається ядру холодного теплоносія. Рушійною силою процесу передачі тепла є різниця температур поміж теплоносіями  $\Delta\theta = \theta_i - \theta_o$ . Щільність теплового потоку  $q$  визначається  $\Delta\theta$  та тепловими опорами:

$$R = R_{\alpha_1} + \Sigma R_{\lambda_i} + R_{\alpha_2}, \quad (1)$$

де  $R_{\alpha_1} = \frac{1}{\alpha_1}$ ;  $R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_2}$ ;  $\Sigma R_{\lambda_i} = \frac{\delta_{m1}}{\lambda_{m1}} + \frac{\delta_{\lambda 1}}{\lambda_{\lambda 1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{o2}}{\lambda_{o2}} + \frac{\delta_{\lambda 2}}{\lambda_{\lambda 2}} + \frac{\delta_{m2}}{\lambda_{m2}}$ ;  $\alpha_1, \alpha_2$  — коефіцієнти тепловіддачі зі сторони теплоносіїв, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda_{m1}, \lambda_{\lambda 1}$  — коефіцієнти теплопровідності шару конденсату та ламінарного підшару зі сторони гарячого теплоносія (пари), відповідно, Вт/(м·К);  $\lambda_{m2}, \lambda_{\lambda 2}, \lambda_{o2}$  — коефіцієнти теплопровідності турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу зі сторони холодного теплоносія, відповідно, Вт/(м·К);  $\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м·К);  $\delta$  — товщина стінки, м;  $\delta_{m1}, \delta_{\lambda 1}$  — товщини шару конденсату, ламінарного підшару зі сторони гарячого теплоносія, відповідно, м;  $\delta_{m2}, \delta_{\lambda 2}, \delta_{o2}$  — товщини турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу зі сторони холодного теплоносія, відповідно, м.

В ядрах потоку та турбулентних підшарах передача тепла відбувається конвекцією та теплопровідністю, в інших шарах — теплопровідністю. Коефіцієнт теплопровідності рідин можна визначити із залежності [12]:

$$\lambda = A \cdot C_p \cdot \rho \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho}{M}}, \quad (2)$$

де  $A$  — коефіцієнт, який залежить від ступеня асоціації рідини;  $C_p$  — теплоємність рідини при сталому тискові, Дж/(кг·К);  $\rho$  — густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $M$  — мольна маса рідини, кг/моль. Коефіцієнт  $\lambda$  також залежить і від температури. Для більшості органічних рідин у межах температур 0...120 °С  $\lambda = 0,25...0,12$  Вт/(м·К), для води в межах вказаних температур  $\lambda = 0,55...0,69$  Вт/(м·К). Загалом  $\lambda$  для рідин знаходиться у межах від 0,1 до 0,7 Вт/(м·К).

Розділююча стінка виконується з вуглецевих сталей, для яких  $\lambda \approx 50$  Вт/(м·К). Із збільшенням температури коефіцієнт теплопровідності стінки зростає.

Накип, водяний камінь має  $\lambda \approx 1,163...3,49$  Вт/(м·К).

Середній коефіцієнт тепловіддачі  $\bar{\alpha}_1$  при конденсації насиченої пари на вертикальній поверхні можна оцінити залежністю Нуссельта:

$$\bar{\alpha}_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot H \cdot (\theta_n - \theta_c)}}, \quad (3)$$

де  $\bar{\alpha}_1$  — середній коефіцієнт тепловіддачі при конденсації насиченої пари, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м·К);  $\rho$  — густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>;  $r$  — питома теплота конденсації, Дж/кг;  $\mu$  — коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;  $H$  — висота нагрівних трубок, м;  $\theta_n$  — температура насиченої пари, °С;  $\theta_c$  — температура стінки зі сторони конденсату, °С.

Під час плівкової конденсації водяної пари коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  змінюється в межах  $(5...18) \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

На рис. 2 показано залежність зміни  $\alpha_1$  по висоті  $H$  нагрівальної трубки. В міру зростання товщини шару конденсату  $\delta_k$  коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  зменшується.

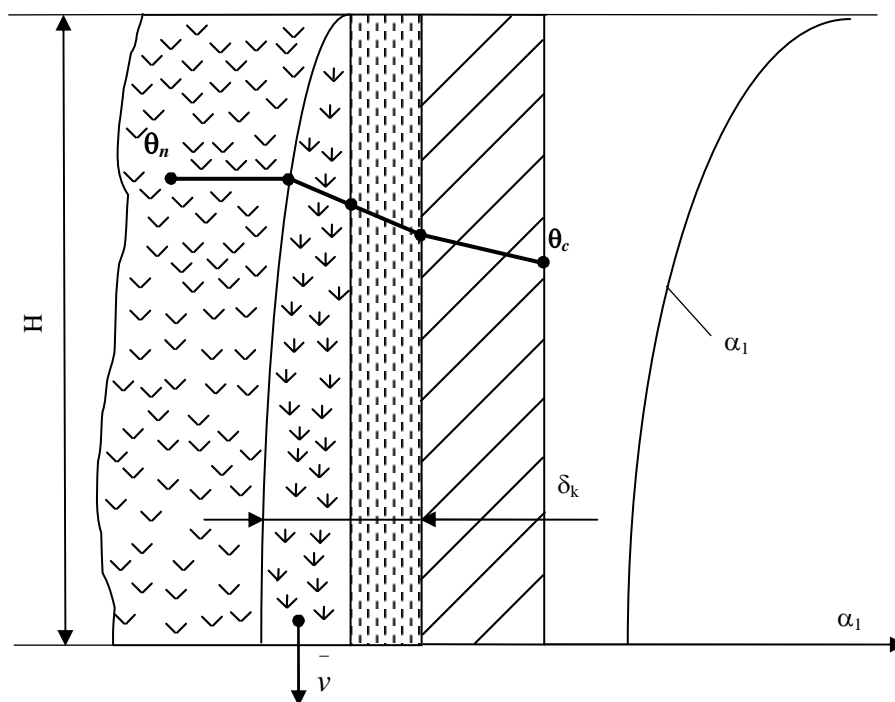


Рис. 2. Характер течії конденсату по вертикальній стінці і розподіл коефіцієнта тепловіддачі по висоті:  $\theta_n$ ,  $\theta_c$  — температури пари та стінки, відповідно;  $\bar{v}$  — середня по товщині шару швидкість конденсату;  $\delta_k$  — товщина шару конденсату

Необхідно зазначити, що присутність в парі неконденсованих газів (наприклад, повітря) значно знижує значення відносного коефіцієнта тепловіддачі  $\varphi = \alpha_c / \bar{\alpha}_1$  (рис. 3). Неконденсовані гази поступово накопичуються в паровому просторі; при цьому їх парціальний тиск підвищується а, відповідно, парціальний тиск пари спадає. Крім цього, погіршується омивання стінок парою і знижується  $\Delta\theta = \theta_i - \theta_c$ .

Коефіцієнт тепловіддачі в цьому випадку залежить від інтенсивності взаємозв'язаних процесів масо- і теплообміну, які визначаються складом парогазової суміші, характером її течії, фізичними властивостями компонентів суміші, тиском, температурою, формою і розмірами поверхні конденсації.

Як видно з рис. 3, наявність домішок повітря в парі різко погіршує тепловіддачу. Вплив домішок є тим сильнішим, чим менша швидкість руху парогазової суміші  $w_n$ .

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  залежить від таких факторів:

- режиму течії рідини (швидкість рідини  $v$ , її густини  $\rho$  і в'язкості  $\mu$ );
- теплових властивостей рідини (питома теплоємність  $C_p$ , теплопровідність  $\lambda$ , коефіцієнта об'ємного розширення  $\beta$ );

- геометричних параметрів: форми і визначальних розмірів стінки (для труб — діаметр  $d$  і довжина  $l$ ), а також шорсткості стінки  $\varepsilon$ ;
- параметрів рідини (температури  $\theta$ , тиску  $P$ , ...).

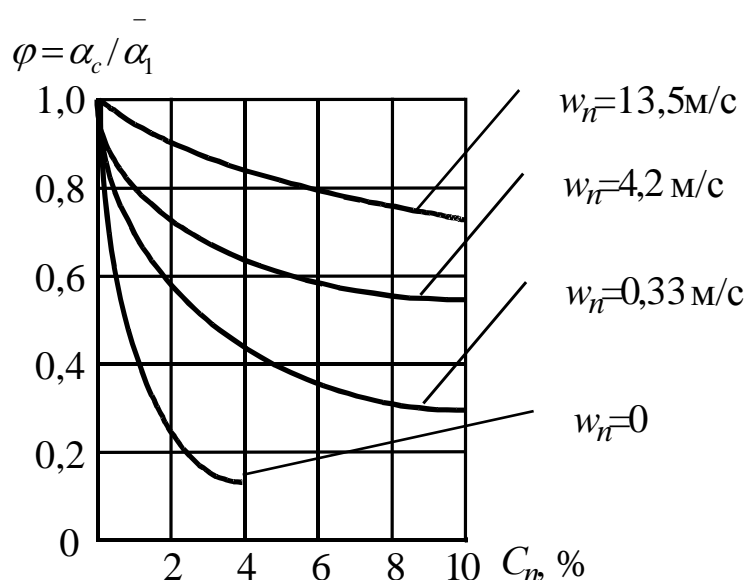


Рис. 3. Вплив домішок повітря на відносний коефіцієнт тепловіддачі  $\varphi$  для водяної пари, яка конденсується на горизонтальній трубі при  $P=79,5$  кПа та різних швидкостях обтікання  $w_n$ :  
 $\alpha_c$  — коефіцієнт тепловіддачі для пароповітряної суміші;  
 $\bar{\alpha}_1$  — коефіцієнт тепловіддачі для чистої пари;  
 $C_n$  — відносна масова концентрація повітря в парі

Тоді

$$\alpha_2 = f(v, \rho, \mu, C_p, \lambda, \beta, d, l, \varepsilon, \theta, P, \dots) \quad (4)$$

Внаслідок складної залежності коефіцієнта тепловіддачі від великої кількості факторів неможливо отримати розрахункове рівняння для  $\alpha_2$ . Коефіцієнт  $\alpha_2$  може бути різним у різних точках поверхні теплообміну. Як правило,  $\alpha$  змінюється по довжині  $l$ . В цьому випадку користуються середнім по поверхні коефіцієнтом тепловіддачі  $\bar{\alpha}_2$ . Оскільки  $\alpha = \frac{q}{\Delta\theta}$ , то, знаючи  $q$  і  $\Delta\theta$ , можна оцінити  $\alpha$  при різних режимах роботи КТ-ТО.

Коефіцієнт тепловіддачі в промислових теплообмінниках для масел — 60—1800 Вт/(м<sup>2</sup>·К), для води — 200—1200 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

На рис. 4 показано розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні КТ-ТО при протічнійному руху теплоносіїв.

Як видно з наведеного матеріалу, на роботу КТ-ТО впливає дуже багато факторів, що значно ускладнює його функціонування.

При роботі КТ-ТО з рідинними теплоносіями, як правило утворюється накип з низьким  $\lambda_0$ , що значно погіршує ефективність теплообміну. З часом  $\delta_0$  збільшується і тепловий опір  $R_{\lambda_0}$  зростає, а  $q$  падає, тому при певному значенні  $R_{\lambda_0}$  необхідно робити

промивання теплообмінних поверхонь. Час промивання можна визначити по ККД теплообмінника.

За наявності в парі домішок повітря в паровій камері накопичується повітря і його концентрація зростає, а  $\bar{\alpha}_1$  падає, тому необхідні періодичні продувки теплової камери.

При збільшенні швидкості холодного теплоносія товщина підшарів зменшується, а це приводить до зменшення їх теплових опорів і до зростання коефіцієнта теплопередачі  $K$ , оскільки

$$K = \frac{1}{R_{\alpha 1} + \sum R_{\lambda i} + R_{\alpha 2}}. \quad (5)$$

Коефіцієнти  $R_{\alpha 1}$ ,  $R_{\lambda i}$ ,  $R_{\alpha 2}$  і, відповідно,  $K$  можуть змінюватися в дуже широких межах, тому ефективність роботи КТ-ТО змінюється. Зміна  $K$  впливає на лінійність КТ-ТО. Як видно з рис. 4 температура холодного теплоносія по довжині теплообмінника змінюється, а також змінюються  $\bar{\alpha}_1$  та  $\alpha_2$ .

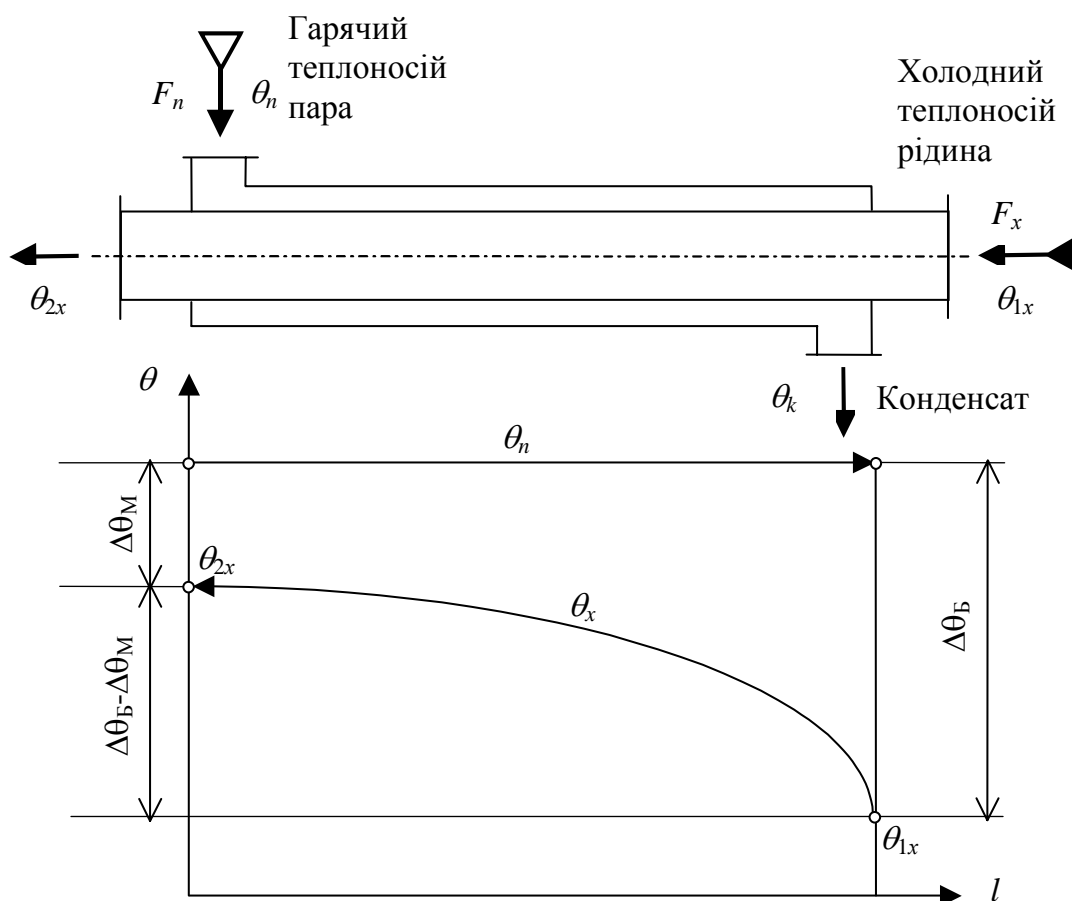


Рис. 4. Розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну  $l$  при нагріванні парою, де  $\Delta\theta_B$ ,  $\Delta\theta_M$  — перепади температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника,  $F_n$ ,  $F_x$  — масові витрати пари і холодного теплоносія, відповідно

Отже, наведений аналіз роботи КТ-ТО як об'єкта керування дає можливість зробити висновок, що такий об'єкт є нелінійний з розподіленими параметрами, що значно ускладнює автоматизацію таких об'єктів, тому що зміна технологічних параметрів  $F_n$ ,  $F_x$ ,  $\theta_n$ ,  $\theta_{lx}$ ,  $P_n$ ,  $P_x$  та коефіцієнта  $K$  значно збільшує динамічну похибку регулювання. Необхідно відзначити, що КТ-ТО має транспортне та ємнісне запізнення, що також ускладнює регулювання. Зміна хімічного складу холодного теплоносія приводить до зміни  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ,  $\lambda$ ,  $\beta$ , ..., що теж змінює  $\alpha_2$  і нелінійність об'єкта.

На рис. 5 показано проходження тепла від гарячого теплоносія (пари) до холодного в КТ-ТО. Такий теплообмінник має три основні теплові ємності: гаряча камера, маса матеріалу передаючих поверхонь, холодна камера. Особливістю холодної камери є те, що при зміні довжини поверхні теплообміну  $l$  змінюється температура теплоносіїв (рис. 4). Температура пари  $\theta_n$  в гарячій камері при  $P_n = \text{const}$  практично залишається постійною. Якщо температури  $\theta_n$ ,  $\theta_{lx}$  постійні і  $\Delta\theta_B = \text{const}$ ,  $\Delta\theta_M = \text{const}$ , то такі ємності умовно можна вважати зосередженими. Значення теплових ємностей і теплових опорів зумовлює ємнісне запізнення. Теплові ємності в математичному відношенні можна вважати аперіодичними ланками.

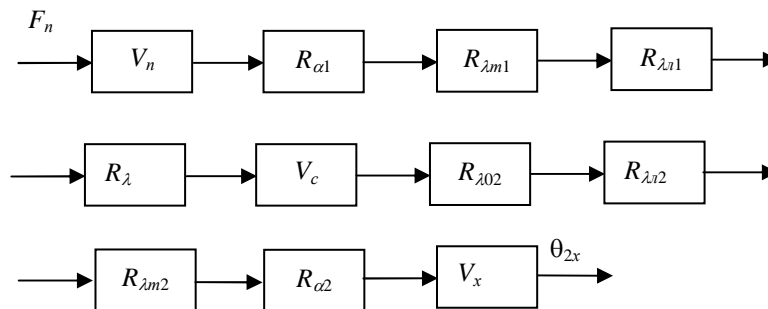


Рис. 5. Структурна схема передачі тепла від гарячого теплоносія (пари) до холодного в КТ-ТО з парорідинними теплоносіями:  $V_n$ ,  $V_x$ ,  $V_c$  — теплові ємності гарячого (пари) і холодного теплоносія та розділюючої стінки;  $R$  — теплові опори відповідних шарів

Тоді по основному каналу збурення  $F_n \rightarrow \theta_{2x}$  структурну схему КТ-ТО можна подати як на рис. 6.

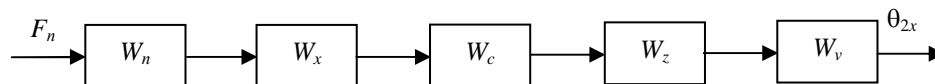


Рис. 6. Структурна схема КТ-ТО по каналу  $F_n \rightarrow \theta_{2x}$ :  
 $W_n$ ,  $W_c$ ,  $W_x$  — передавальні функції теплових камер;  
 $W_z$ ,  $W_v$  — передавальні функції ланки чистого запізнення та ємнісної

Отже, математична модель КТ-ТО може бути зображена аперіодичною ланкою третього порядку та ланкою запізнення. Параметри кожної ланки можна оцінити для кожного конкретного КТ-ТО з певним режимом роботи. Для практичних цілей краще визначати ММ КТ-ТО за експериментальними даними з врахуванням базового режиму роботи КТ-ТО за регульованим значенням  $\theta_{2x}$ .

З рис. 6 визначимо передавальну функцію  $W_{\theta_{2x}}$  для КТ-ТО:

$$W_{\theta_{2x}} = W_n \cdot W_x \cdot W_c \cdot W_z \cdot W_v \cdot \dots \quad (6)$$

Коли КТ-ТО має незначні габарити, то передавальними функціями  $W_n$  та  $W_z$  можна знехтувати, оскільки вони мало впливають на динаміку об'єкта.

На рис. 7 показано структурну схему взаємовпливу технологічних параметрів та факторів на основну вихідну величину  $\theta_{2x}$ .

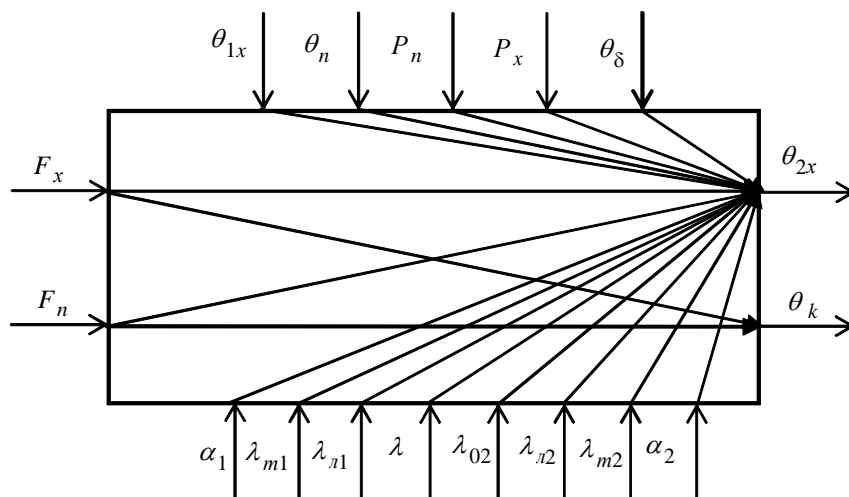


Рис. 7. Структурна схема взаємовпливу поміж параметрами та факторами КТ-ТО  
(на  $\theta_k$  вплив аналогічний як на  $\theta_{2x}$  — на схемі не показано)

До основних збурюючих величин необхідно віднести витрати холодного  $F_x$  і гарячого  $F_n$  теплоносіїв, їх початкові температури  $\theta_{1x}$ ,  $\theta_n$ . Якщо теплоносії змінюють свій хімічний склад (ректифікація, абсорбція, хімічні реактори, ...), то це призводить до зміни практично всіх теплових величин.

Розроблення математичних моделей КТ-ТО повинна базуватись на реальній роботі КТ-ТО та властивостях теплоносіїв.

Враховуючи рис. 7, можна записати, що передавальна функція  $W_{\theta_{2x}}$  може бути визначена за адитивним принципом:

$$W_{\theta_{2x}} = W_{F_x} + W_{F_n} + W_{\theta_{1x}} + W_{\theta_n} + W_{P_n} + \dots + W_{\alpha_1} + \dots + W_{\alpha_2}, \quad (7)$$

де  $W_{F_x}$  — передавальна функція по каналу  $F_x \rightarrow \theta_{2x}$ , а ...  $W_{\alpha_2}$  — по каналу  $\alpha_2 \rightarrow \theta_{2x}$ ,

Кращі математичні моделі можна отримати експериментальним шляхом, бо врахувати всі фактори в такому складному об'єкті неможливо.

*Аналіз існуючих ФСА КТ-ТО.* Існуючі ФСА (площа теплообміну більше ніж 200 м<sup>2</sup>) [1, 3, 5, 7—9] можна згрупувати за принципами регулювання на: одноконтурні АСР, каскадні АСР, двоконтурні АСР, АСР побудовані на основі матеріального балансу, АСР з байпасуванням теплоносіїв.

Одноконтурні АСР КТ-ТО. Одноконтурні АСР з використанням ПІ- або ПІД-регуляторів, що реалізують принцип регулювання за відхиленням (принцип Рамеллі) завжди мають динамічну похибку регулювання, що є подальшим збуренням в роботі технологічного обладнання. Правильним підбором регулятора та параметрів його настроювання



можна добитись задовільних перехідних процесів при нескладних умовах роботи КТ-ТО ( $\theta_{lx}, \theta_n = const, F_x = var$  в незначних межах). При змінних  $\theta_{lx}, \theta_n, F_x$  в широких межах та при зміні хімічного складу теплоносіїв така АСР не може забезпечити високої якості регулювання, оскільки об'єкт регулювання є нелінійним з розподіленими параметрами та із значним запізненням і ККД КТ-ТО падає.

Одноконтурні АСР КТ-ТО частіш всього реалізуються так: регулятор  $\theta_{2x}$  впливає на витрату пари  $F_n$  або на злив конденсату  $F_k$  (при цьому змінюється ефективна площа теплообміну, оскільки частина нагрівальних трубок затоплюється конденсатом). При цьому тиск пари  $P_n = const$ . В іншому випадку, коли  $\theta_n, \theta_{lx} = const$ , необхідну температуру  $\theta_{2x}$  забезпечують співвідношенням витрат поміж  $F_x$  та  $F_n$ . Але така схема не може забезпечити стабільності  $\theta_{2x}$  через нелінійність об'єкта.

Каскадні АСР КТ-ТО. Каскадні АСР бажано використовувати для КТ-ТО з великим запізненням, коли  $\tau_z/T_0 > 0,4$  ( $\tau_z, T_0$  — час запізнення та стала часу ОР). Основний регулятор бажано вибирати з ПІ- або ПІД-законом регулювання, допоміжний — може бути П-, ПІ- або ПІД-регулятор. Каскадна АСР дає значно меншу динамічну похибку і в багатьох випадках може забезпечити необхідний перехідний процес. Проміжну координату  $\theta_x$  бажано вибирати на відстані, меншій  $1/3$  ( $H/3$ ) з холодного кінця.

Двоконтурні АСР КТ-ТО. Двоконтурні АСР виконують у декількох варіантах. У варіанті 1 допоміжний регулятор стабілізує тиск пари в грючій камері, а основний регулятор коректує цей тиск у випадку, коли  $\theta_{2x}$  відхиляється від заданого значення  $\theta_{2x}^0$ . Використання цієї схеми доцільне у випадку, коли тиск пари коливається в широких межах, коли  $P_n = const$  використання такої схеми недоцільне. У варіанті 2 допоміжний регулятор стабілізує температуру конденсату  $\theta_k$ , а основний регулятор її коректує. Як правило,  $\theta_k$  змінюється незначно, тому така схема має малу чутливість і практично не використовується.

АСР побудовані на основі матеріального балансу. В таких АСР використовують регулятори співвідношення двох потоків з корекцією по регульованій величині. При зміні витрати холодного теплоносія  $F_x$  автоматично змінюється витрата гарячого теплоносія (пари)  $F_n$ . Основний регулятор коректує співвідношення поміж  $F_x:F_n$ . Основний і допоміжний регулятор можуть бути з ПІ-законом регулювання. Така АСР реалізує комбінований принцип регулювання і практично знімає вплив зміни  $F_x$  на перехідний процес. При зміні  $\theta_n$  і  $\theta_{lx}$  в широких межах така АСР теж дає значну динамічну похибку регулювання.

АСР з байпасуванням потоків. Такі АСР використовують в тих випадках, коли зміна витрати одного з теплоносіїв є недопустима. Наприклад, коли витрата  $F_n = const$ , то тоді  $F_x$  перед КТ-ТО ділять на дві витрати  $F_x'$ , що проходить через теплообмінник та  $F_x''$ , що його байпасує, але  $F_x = F_x' + F_x'' = const$ . Ці АСР аналогічні до одноконтурних.

Враховуючи аналіз вищенаведених АСР, можна зробити висновок про недоцільність їх використання для складних умов роботи КТ-ТО.

Для регулювання КТ-ТО при складних умовах роботи нами запропоновано використовувати адаптивні АСР або АСР побудовані на основі теплового балансу КТ-ТО. Крім цього, ФСА повинна синтезуватись для кожного КТ-ТО з врахуванням особливостей його роботи.

В адаптивних системах функцію адаптації можна організувати за витратами теплоносіїв.

На рис. 8 наведено один із запропонованих нами варіантів спрощеної ФСА КТ-ТО, побудованої на основі теплового балансу при складних умовах роботи КТ-ТО.

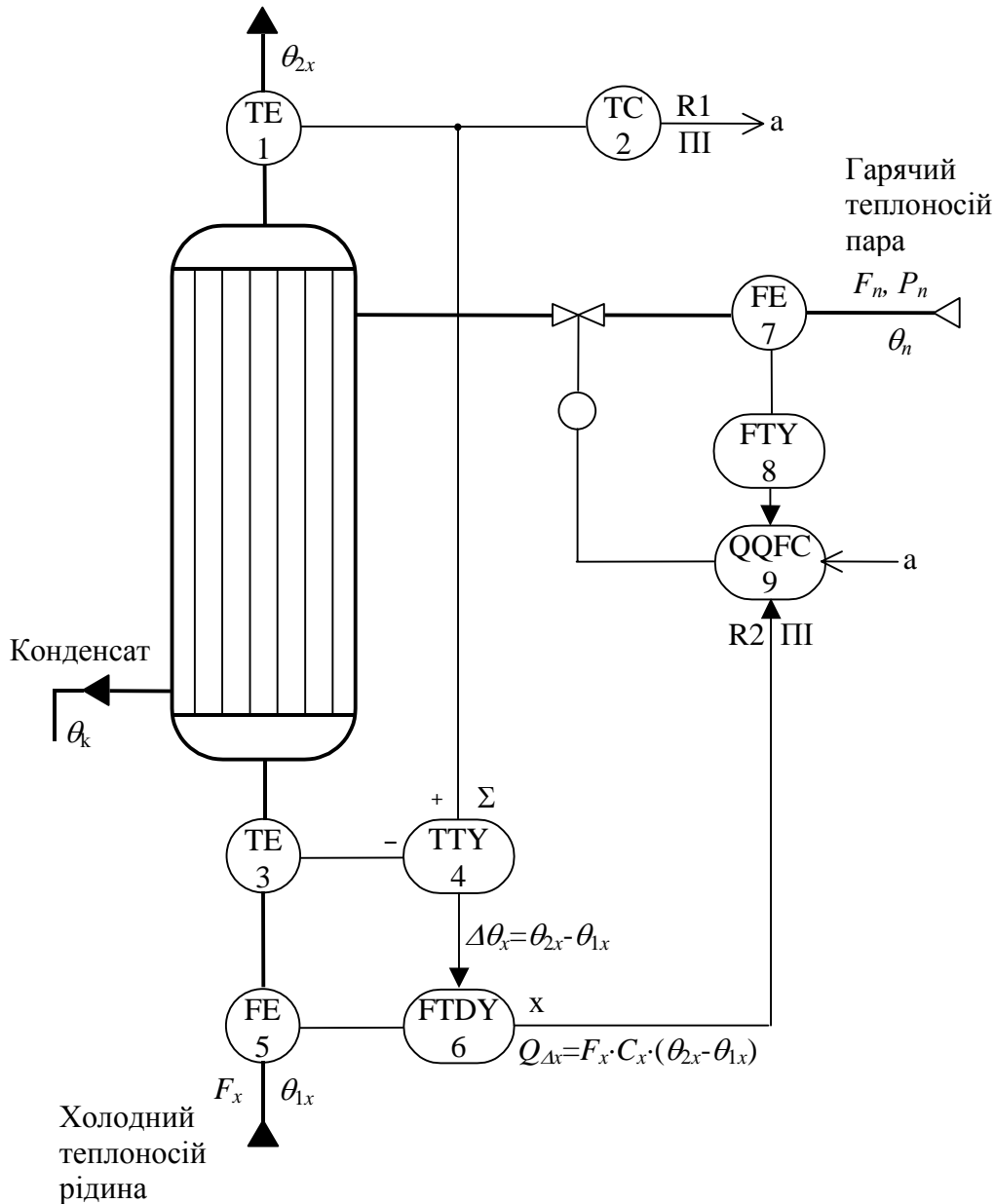


Рис. 8. Спрощена ФСА КТ-ТО:

- 1, 3 — датчі температури; 2 — регулятор температури;  
5, 7 — датчі витрати теплоносіїв; 6 — блок множення;  
9 — регулятор співвідношення теплових потоків

Блок 4 визначає на скільки градусів має бути підігрітий холодний теплоносій. Блок 6 визначає кількість тепла, що необхідно підвести до холодного теплоносія. Блок 8 визначає кількість тепла, яка підводиться до стінки КТ-ТО при  $P_n = const$ . Регулятор R2 підтримує

необхідне співвідношення теплових потоків  $\frac{Q_{\Delta x}}{Q_n}$ . Регулятор R1 коректує співвідношення

поміж  $\frac{Q_{\Delta x}}{Q_n}$  у випадку, коли  $\theta_{2x}$  відхиляється від заданого значення  $\theta_{2x}^0$ . Отже, наведена схема

враховує зміну всіх основних величин  $F_x$ ,  $F_n$ ,  $\theta_{1x}$ ,  $\theta_n$  і реагує на їх зміну, ще до зміни  $\theta_{2x}$ .

**Висновки.** Оскільки потужні КТ-ТО є споживачами великої кількості теплової енергії, то раціональна організація їх роботи може дати економію теплової енергії до 5 %. З цією метою в статті, на основі результатів досліджень, проаналізовано основні технологічні фактори, що впливають на ефективність передачі тепла від пари до холодного теплоносія в КТ-ТО з парорідинними теплоносіями. Наведена структурна схема взаємовпливу між параметрами та факторами КТ-ТО з парорідинними теплоносіями. Запропонована спрощена ФСА побудована на основі теплового балансу для складних умов роботи парорідинного КТ-ТО з мінімальною затратою теплової енергії.

1. *Автоматическое управление в химической промышленности: Учеб. для вузов / Под ред. Е.Г. Дудникова.* — М.: Химия, 1987. — 368 с. 2. Шински Ф. *Управление процессами по критерию экономии энергии.* — М.: Мир, 1981. — 387 с. 3. Шински Ф. *Системы автоматического регулирования химико-технологических процессов.* — М.: Химия, 1974. — 336 с. 4. Стенцель Й.І. *Автоматизация технологических процессов химических производств.* — К.: ІСДО, 1995. — 360 с. 5. Полоцкий Л.М., Лапшенков Г.И. *Автоматизация химических производств.* — М.: Высшая школа, 1982. — 320 с. 6. Эрриот П. *Регулирование производственных процессов.* — М.: Энергия, 1967. — 480 с. 7. Шувалов В.В., Огоджаков Г.А., Голубятников В.А. *Автоматизация процессов в химической промышленности.* — М.: Химия, 1989. — 367 с. 8. Голубятников В.А., Шувалов В.В. *Автоматизация процессов в химической промышленности.* — М.: Химия, 1972. — 248 с. 9. Гуров А.М., Починкин С.М. *Автоматизация технологических процессов.* — М.: Высшая школа, 1979. — 380 с. 10. Плановский А.Н., Ромм В.М., Каган С.З. *Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии.* — М.: Химия, 1987. — 496 с. 11. Касаткин А.Г. *Основные процессы и аппараты химической технологии.* — М.: Химия, 1998. — 750 с. 12. Лабай В.Й. *Теплообмін.* — Львів: Тріада Плюс, 1998. — 256 с. 13. Алексеев Г.Н. *Общая теплотехника.* — М.: Высшая школа, 1980. — 522 с. 14. Кутателадзе С.С. *Основы теории теплообмена.* — М.-Л.: Машигиз, 1962. — 456 с. 15. Лыков А.В. *Теория теплопроводности.* — М.: Высшая школа, 1967. — 600 с. 16. Мак-Адамс Вильям Х. *Теплопередача.* — М.: Металургиздат, 1961. — 686 с. 17. Михеев М.А., Михеев И.М. *Основы теплопередачи.* — М.: Энергия, 1977. — 343 с. 18. Сукомел А.С. *Теплопроводность.* — М.: МЭИ, 1962. — 120 с. 19. Стенцель Й.І. *Математичне моделювання технологічних об'єктів керування.* — К.: ІСДО, 1993. — 320 с. 20. Бондарь А.Г. *Математическое моделирование в химической технологии.* — К.: Высшая школа, 1973. 21. Чермак И., Потерка В., Заворка И. *Динамика регулируемых систем в теплоэнергетике и химии.* — М.: Мир, 1972. — 623 с. 22. Грицай В.І., Юсик Я.П., Юпин О.І. *Визначення факторів технологічної оптимізації випарної установки з природною циркуляцією розчину // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2002. — № 460. — С. 24—33.*