

На рис. 1 зображено поверхню в межах умов проведення звукохімічного окиснення (температура 303...333 К, час 0–120 хв). Оптимальні умови перебігу звукохімічної реакції окиснення домішок органічних сполук знаходяться в площині температури 303...313 К і часі озвучування 90–120 хв, де досягається значення ХСК менше 500 мг/дм³. Мінімальне значення ХСК, як видно з цього рисунка, досягається і в площині температури 333 К та часі озвучування 90–120 хв, але не за рахунок кавітаційних процесів, а через прискорення швидкості термічної реакції, що і було підтверджено експериментально.

Оптимум термічного процесу окиснення домішок органічних сполук у стічних водах спостерігається при найвищій температурі реакції 333 К (рис. 2) в площині часу 90–120 хв і ХСК 0–500 мг/дм³.

З рис. 3 видно розподіл оптимального тиску в площині $0,4 \cdot 10^{-5}$ – $1 \cdot 10^{-5}$ Па (надл.) і температурі 313...323 К, де константа швидкості реакції досягає найвищого значення.

Висновок. За допомогою математичної моделі нами встановлено, що поряд із визначальністю впливу на інтенсивність окислювальних реакцій процесу рідкофазового окиснення домішок органічних сполук в ультразвуковому полі основних технологічних параметрів, до яких належать температура і час реакції, не менш вагоме значення має взаємозв'язок і взаємовплив часу реакції із наявністю ультразвукових коливань, що підтверджують рівняння регресії створеної математичної моделі, яка адекватно описує процес кавітаційного очищення стічних вод.

1. Шевчук Л.І., Старчевський В.Л. Окислення водних розчинів органічних сполук в умовах кавітації // Вісн. Держ. ун-ту "Львівська політехніка". – 2000. – № 395. – С. 50. 2. Кульський Л.А. Основы химии и технологии воды. – К: Наук. думка, 1991. – 564 с. 3. Петрієр С. Про використання ультразвуку для очищення стічних вод. Фігуєра де Роз: III з'їзд європейського товариства звукохіміків. – 1993. – 180 с. 4. Скатецкий В.Г. Математическое моделирование физико-химических процессов. – Минск: Высшей шк, 1981. – 144 с. 5. Веденятин Г.В. Общая методика исследования и обработки опытных данных. – М.: Колос, 1973. – 200 с.

УДК 66.01-52

В.І. Грицай, Я.П. Юсик

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра автоматизації теплових та хімічних процесів

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТОРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ РОБОТИ ВИПАРНИКА

© Грицай В.І., Юсик Я.П., 2004

Розглянуто питання мінімізації енергетичних затрат у випарниках з природною циркуляцією рідини у кип'ятильнику та паровим гарячим теплоносієм.

Questions of minimization of power expenses in evaporators with natural circulation of a liquid in a boiler and the steam hot heat-carrier are considered.

Постановка проблеми та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Випарники, що є значними споживачами теплової енергії, використовуються в хімічних технологіях для переведення рідкого реагенту в парову фазу у випадку газопарових реакторів. Тут буде розглянуто випарники з природною циркуляцією рідини у кип'ятильнику та паровим гарячим теплоносієм. Рациональна організація процесу у випарнику дасть змогу збільшити його продуктивність та отримати значну економію теплової енергії

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Математичні моделі (ММ) теплообмінної апаратури, побудовані на основі теплових балансів [1, 3, 5, 19–21], не враховують особливостей теплових процесів, що в них відбуваються. Сучасні функціональні схеми автоматизації (ФСА) [1, 3–5, 7–9]

теплообмінної апаратури при складних режимах роботи випарника не можуть забезпечити необхідної якості перехідних процесів, і тим самим мінімізації енергетичних затрат на випарювання.

Мета роботи. Тут розглянуто роботу і принципи автоматизації випарників по оптимальних параметрах з метою уточнення ММ та вибору шляхів синтезу раціональних ФСА основних параметрів з мінімальною динамічною похибкою регулювання, що тим самим дасть змогу знизити енергетичні затрати на випарювання.

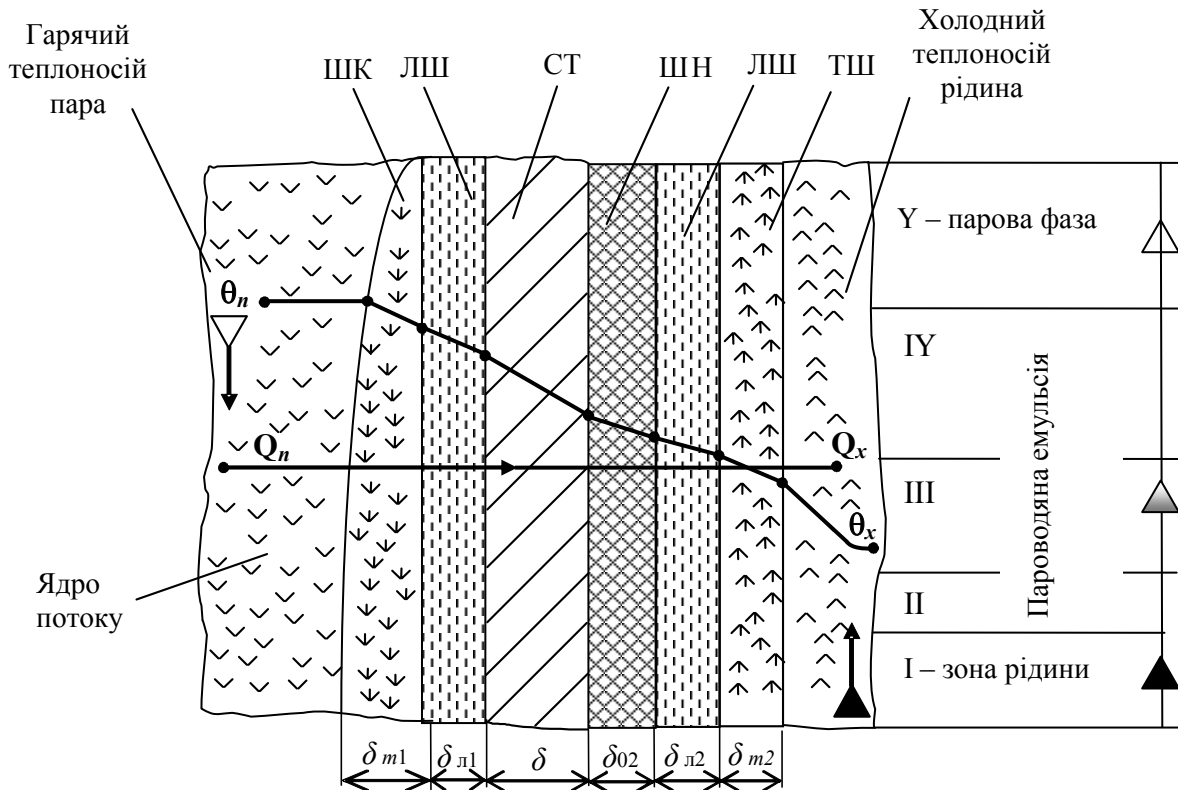


Рис. 1. Схема передачі тепла від пари до рідини і розподілу температур при плівковій конденсації та бульбашковому кипінню

На рис. 1 показано схему передачі тепла від пари до рідини при плівковій конденсації та бульбашковому кипінню.

Пара, віддаючи тепло, конденсується і через турбулентний та ламінарний підшари конденсату передає тепло стінці. Від стінки через шар накипу, ламінарний і турбулентний підшари тепло передається рідині, яка при певній температурі починає закипати.

Роботу випарника визначає кип'ятильник. Ефективність роботи кип'ятильника визначається значеннями коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки α_1 та від стінки до киплячої рідини α_2 , коефіцієнтами теплопровідності підшарів, щільністю теплового потоку q та температурного напору $\Delta\theta$.

На тепловіддачу з боку пари впливають:

- фізичні властивості пари, що конденсується;
- вид конденсації: плівкова або крапельна (в діючій тепловій апаратурі переважає плівкова конденсація);
- стан поверхні нагрівання: якщо поверхня шорстка або покрита шаром окису, то α_1 знижується;
- теплове напруження поверхні конденсації q , Вт/м²;
- геометричні розміри і розміщення поверхні конденсації;
- наявність у парі газів, що не конденсуються;
- безперервне відведення конденсату, що унеможливує затоплення нижньої частини трубок, тим самим зменшуючи ефективну поверхню теплообміну.

Коефіцієнт α_1 по висоті H нагрівальної трубки змінюється [12, 26]. В міру зростання товщини шару конденсату δ_k коефіцієнт тепловіддачі α_1 зменшується.

Необхідно зазначити, що присутність в парі неконденсованих газів (наприклад, повітря) значно знижує значення відносного коефіцієнта тепловіддачі $\varphi = \alpha_c / \alpha_1$. Неконденсовані гази поступово накопичуються в паровому просторі, що приводить до погіршення омивання стінок парою і зниження температурного напору $\Delta\theta = \theta_n - \theta_c$.

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 [26], наявність домішок повітря в парі різко погіршує тепловіддачу. Вплив домішок є тим сильнішим, чим менша швидкість руху парогазової суміші w_n .

Таким чином коефіцієнт тепловіддачі α_1 є складною функцією багатьох змінних та залежить від таких факторів:

- швидкості пари і конденсату (w_n, w_k), їх густини (ρ_n, ρ_k), в'язкості (μ_n, μ_k);
- теплових властивостей пари і рідини: питомої теплоємності (C_p^n, C_p^k), теплопровідності (λ_n, λ_k), а також коефіцієнтів об'ємного розширення (β_n, β_k);
- геометричних параметрів: форми і визначальних розмірів стінки (для труб – їх діаметра d і довжини l), а також шорсткості стінки ε ;
- товщини шару конденсату δ_k ;
- концентрації інертних газів у паровій камері Q_n ;
- параметрів пари та конденсату P_n, θ_n, θ_k ;

Тоді

$$\alpha_1 = f(w_n, \rho_n, \mu_n, C_p^n, \lambda_n, \beta_n, P_n, \theta_n, w_k, \rho_k, \mu_k, C_p^k, \lambda_k, \beta_k, \theta_k, Q_n, d, l, \varepsilon, \delta_k, \dots) \quad (1)$$

Враховуючи залежність α_1 від значної кількості факторів, неможливо отримати точне розрахункове рівняння.

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

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

де $\bar{\alpha}_1$ – середній коефіцієнт тепловіддачі при конденсації насиченої пари, Вт/(м²·К); λ_k – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м·К); ρ_k – густина конденсату, кг/м³; r – питома теплота конденсації, Дж/кг; μ_k – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с; H – висота нагрівних трубок, м; θ_n – температура насиченої пари, °С; θ_c – температура стінки зі сторони конденсату, °С.

Під час плівкової конденсації водяної пари коефіцієнт тепловіддачі α_1 змінюється в межах $(5 \dots 18) \cdot 10^3$ Вт/(м²·К).

На тепловіддачу до киплячої рідини α_2 впливає:

- швидкість рідини в кип'ятильній трубці w_p ;
- густина ρ_p та в'язкість рідини μ_p ;
- теплові властивості рідини: питома теплоємність C_p^p , теплопровідність λ_p , коефіцієнт об'ємного розширення β_p ;
- геометричні параметри: форми і визначальні розміри стінки (для труб – їх діаметр d і довжина l), а також шорсткість стінки ε ;
- товщина шару конденсату δ_k ;

- концентрація інертних газів у паровій камері Q_n ;
- параметри пари та конденсату P_n, θ_n, θ_k ;
- корисна різниця температур поміж стінкою зі сторони рідини та рідиною $\Delta\theta_k = \theta_c - \theta_p$;
- рівень рідини у випарнику h ;
- оптимальний діаметр кип'ятильної трубки, що забезпечує максимальну швидкість циркуляції рідини;
- висота кип'ятильної трубки H ;
- параметри рідини θ, P ;
- об'ємний паровмісту φ_n .

Рівень рідини у випарнику впливає на швидкість рідини (емульсії) в нагрівальній трубці, а це впливає на тепловіддачу до киплячої рідини α_2 . У кожному випарнику є своє оптимальне значення рівня рідини при якому α_2 набуває максимальне значення [22, 23].

Інтенсивність тепловіддачі зростає із збільшенням об'ємного паровмісту φ_n , оскільки у цьому випадку турбулізується потік.

Найбільший вплив на α_2 має корисна різниця температур, яка залежить від параметрів грюючої пари та тиску вторинної пари (рис. 2) [12].

У технологічній апаратурі для її збереження підтримують бульбашковий режим кип'ятіння.

Враховуючи сказане, можна записати:

$$\alpha_2 = f(\omega_m, \rho_p, \mu_p, c_p^p, \lambda_p, \beta_p, \Delta\theta_k, h, d, H, \theta_p, P \dots) \quad (3)$$

Дослідники теплових процесів в кип'ятильній трубці виділяють такі зони:

I – зона підігрівання рідини – економайзерна ділянка, де тепловіддача проходить без зміни агрегатного стану речовини;

II – зона кипіння рідини в граничному шарі (мікорокипіння), де величина α_2 визначається як швидкістю руху рідини, так і пароутворенням у граничному шарі (стінка-рідина). У цій зоні із збільшенням пароутворення інтенсивність теплообміну зростає;

III – зона емульсійного режиму. Тут кипіння відбувається в усій масі потоку, і α_2 зростає;

IV – зона підвищеного паровмісту, який посилюється в міру надходження емульсії вгору, причому на внутрішній поверхні трубки зберігається суцільна рідинна плівка, яка поступово тоншає, з чим і пов'язане деяке підвищення α_2 ;

V – зона насиченої пари (коли парорідинної емульсії вже немає і стінка не змочується плівкою рідини), де тепло передається безпосередньо від стінки до пари (зона перегріву пари).

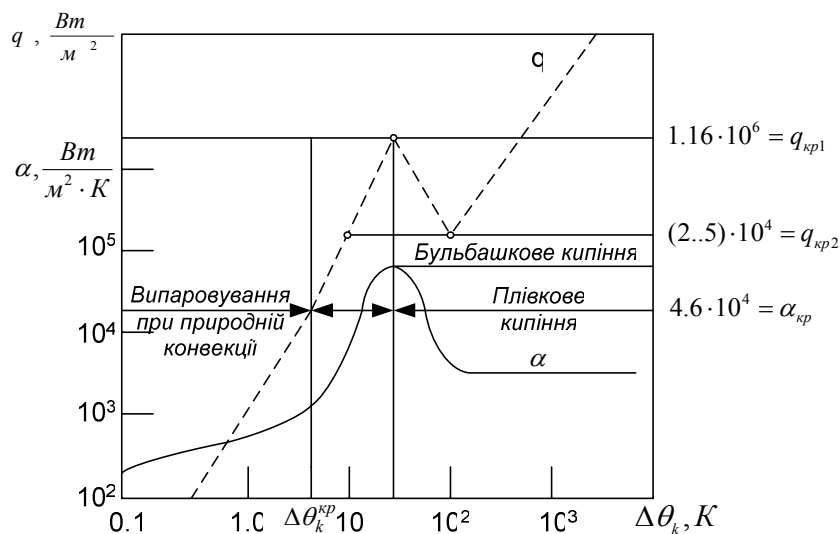


Рис. 2. Залежність густини теплового потоку q і коефіцієнта тепловіддачі α_2 від корисної різниці температур

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 під час кипіння води змінюється в межах 6–52000 Вт/(м²·К), для інших рідин він значно нижчий.

В першій і п'ятій зонах відбуваються процеси як в кожухотрубних теплообмінниках з нагріванням рідини та газу (пари). Для підвищення ефективності роботи кип'ятильника І та У зону необхідно скоригувати або уникати.

В ядрах потоку та турбулентних підшарах передача тепла відбувається конвекцією та теплопровідністю, в інших шарах – теплопровідністю.

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 λ для рідин знаходиться в 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).

Товщина підшарів змінюється при зміні режиму кипіння та зміні властивостей теплоносіїв, тому λ підшарів змінюється. Щільність теплового потоку q по висоті кип'ятильної трубки змінюється і визначається $\Delta\theta$ та тепловими опорами:

$$R = R_{\alpha_1} + \sum R_{\lambda_i} + R_{\alpha_2}, \quad (4)$$

де $R_{\alpha_1} = \frac{1}{\alpha_1}$; $R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_2}$; $\sum R_{\lambda_i} = \frac{\delta_{m1}}{\lambda_{m1}} + \frac{\delta_{\lambda 1}}{\lambda_{\lambda 1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{\lambda 2}}{\lambda_{\lambda 2}} + \frac{\delta_{m2}}{\lambda_{m2}}$; α_1, α_2 – коефіцієнти тепловід-

дачі зі сторони теплоносіїв, Вт/(м²·К); $\lambda_{m1}, \lambda_{\lambda 1}$ – коефіцієнти теплопровідності шару конденсату та ламінарного підшару зі сторони гарячого теплоносія (пари), відповідно, Вт/(м·К); $\lambda_{m2}, \lambda_{\lambda 2}, \lambda_{\alpha 2}$ – коефіцієнти теплопровідності турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу зі сторони холодного теплоносія, відповідно, Вт/(м·К); λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м·К); δ – товщина стінки, м; $\delta_{m1}, \delta_{\lambda 1}$ – товщини шару конденсату, ламінарного підшару зі сторони гарячого теплоносія, відповідно, м; $\delta_{m2}, \delta_{\lambda 2}, \delta_{\alpha 2}$ – товщини турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу зі сторони холодного теплоносія, відповідно, м.

При роботі, як правило, утворюється накип, що значно погіршує ефективність процесу теплообміну та ККД теплообмінника.

При збільшенні швидкості рідини товщина підшарів зменшується, що призводить 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 випарника змінюється. Зміна K впливає на лінійність випарника як об'єкта регулювання.

На рис. 3 показано розподіл температури теплоносіїв вздовж кип'ятильної трубки. В зоні І рідина нагрівається до температури кипіння і її температура практично залишається незмінною до зони У, в зоні У вторинна пара дещо перегрівается, коефіцієнт α_2 зменшується.

Коефіцієнт α_2 в зоні І різко збільшується і монотонно наростає до початку У зони, а відтак різко зменшується в зоні У. В зоні І і У фазових перетворень речовин не відбувається, тому в цих зонах відбуваються процеси теплообміну як у звичайних теплообмінниках з холодними теплоносіями рідина і пара (газ). Зона ІІ, ІІІ, та ІУ – це зони фазового перетворення рідини у вторинну пару, притому α_2 зростає в міру турбулізації рідини вторинною парою та об'ємним випаровуванням.

Як видно з рис. 3 температура поверхні конденсату вздовж l не змінюється і практично дорівнює температурі гріючої пари. Температура рідини змінюється порівняно мало по довжині l . Якщо виключити економайзерну зону, то θ_p практично не змінюється.

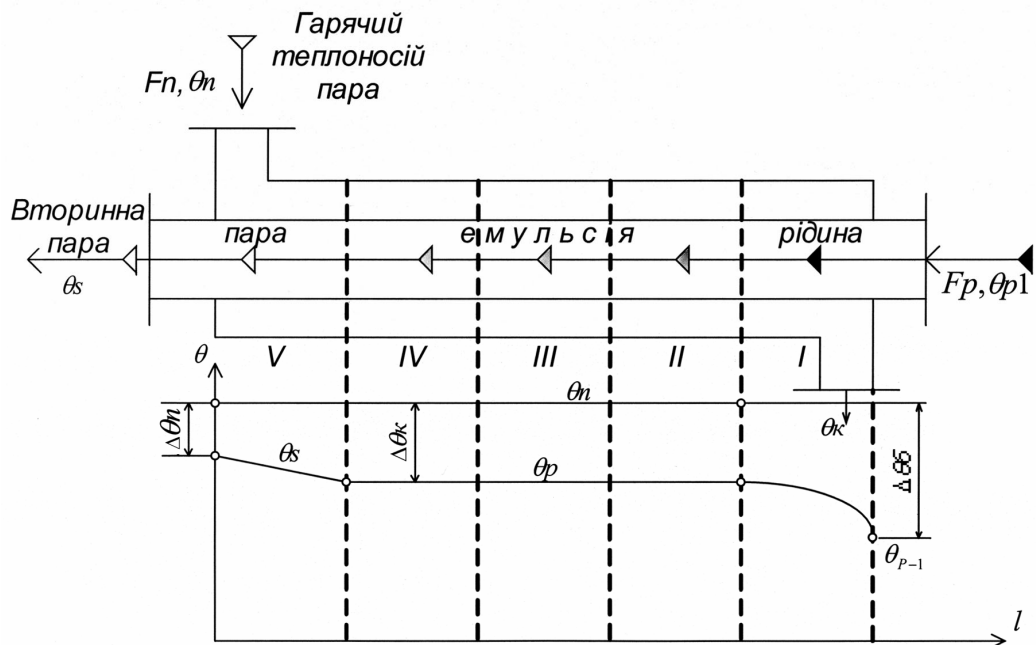


Рис. 3. Розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні кип'ятильної трубки з гарячим теплоносієм водяна насичена пара:
 F_n, F_p – масові витрати пари та рідини, відповідно;
 $\theta_n, \theta_s, \theta_p$ – температура водяної пари, вторинної пари та рідини, відповідно

За температурним режимом випарник можна вважати як об'єкт із зосередженими параметрами, а це значно спрощує організацію роботи такого ОР.

Одержана вторинна пара відсепарується в сепараторі випарника і направляється в хімічний реактор.

Реактор як правило є першим із технологічних апаратів і працює здебільшого в базовому режимі, тому витрата вторинної пари і її параметри повинні бути стабільні, щоб не вносити збурень у подальший технологічний ланцюг.

Основною вихідною величиною випарника є витрата вторинної пари, яку продукує (генерує) кип'ятильник випарника.

На рис. 4 зображено схему взаємовпливу поміж параметрами та факторами, що діють на основну вихідну величину випарника.

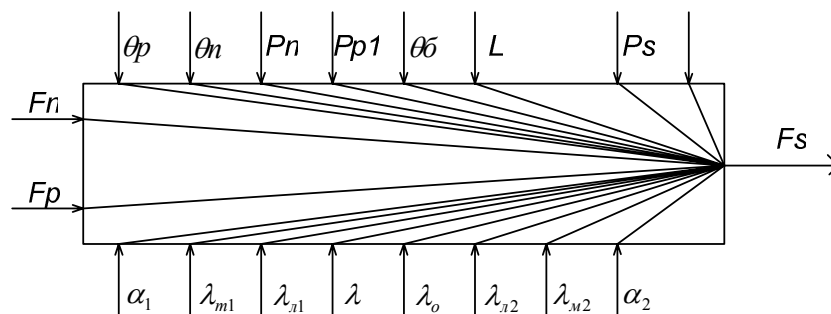


Рис. 4. Структурна схема взаємовпливу поміж параметрами та факторами, що впливають на продуктивність випарника

Як видно з рис. 4, продуктивність випарника залежить від багатьох параметрів та факторів. До основних збурюючих величин необхідно віднести: витрати гріючої пари F_n і рідини F_p ; тиски гріючої пари P_n , рідини P_p , вторинної пари P_s ; початкової температури рідини θ_p ; рівня L ; коефіцієнтів α_1 та α_2 ; фізичних властивостей рідини та пари.

Зміну ΔF_s від впливових величин можна записати у вигляді:

$$\Delta F_s = \Delta F_{s(F_n)} + \Delta F_{s(F_p)} + \Delta F_{s(\theta_{p1})} + \Delta F_{s(P_n)} + \Delta F_{s(L)} + \Delta F_{s(P_s)} + \dots + \Delta F_{s(\alpha_1)} + \dots + \Delta F_{s(\alpha_1)} + \dots, \quad (6)$$

де $\Delta F_{s(F_n), \dots}$ – зміна F_s від зміни F_n і т. д. вагові коефіцієнти цих змін можна визначити тільки експериментальним шляхом, а оцінку провести відповідними розрахунками.

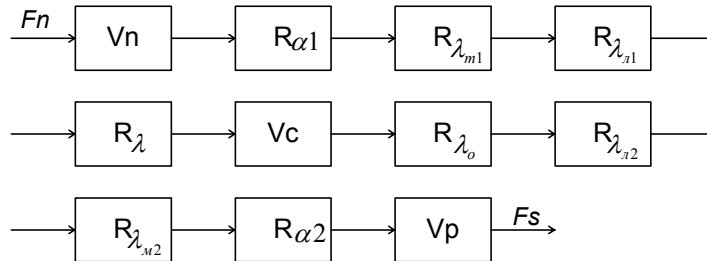


Рис. 5. Структурна схема передачі тепла від гарячого теплоносія (гріючої пари) до холодного теплоносія (рідини-пари) в кип'ятильнику (нагрівальній трубі):
 V_n, V_c, V_p – теплові ємності; R – теплові опори відповідних шарів

На рис. 5 показано проходження тепла від гарячого теплоносія (пара) до рідини у кип'ятильнику випарника. Кип'ятильник має три основні теплові ємності: гаряча камера, маса матеріалу передаючих поверхонь, камера випаровування. В кип'ятильнику нагрівальні трубки працюють індивідуально і практично ідентично їх продуктивність створює F_s , тому краще динамічні властивості кип'ятильника визначати по окремій нагрівальній трубі. Значення теплових ємностей і теплових опорів зумовлює ємнісне запізнення. Теплові ємності в математичному відношенні можна вважати аперіодичними ланками.

Тоді по основному каналу збурення $F_n - F_s$ структурну схему кип'ятильника можна подати у вигляді, наведеному на рис. 6.

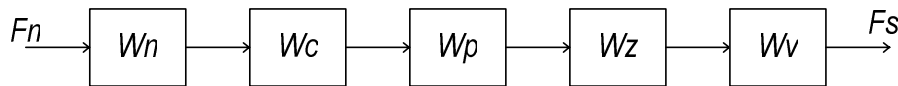


Рис. 6. Структурна схема кип'ятильника по каналу $F_n - F_s$:
 W_n, W_c, W_p – передавальні функції теплових камер; W_z, W_v – передавальні функції ланки чистого запізнення та ємнісної

Отже, математична модель кип'ятильника може бути зображена аперіодичною ланкою третього порядку та ланкою запізнення. Параметри кожної ланки можна оцінити для кожного конкретного кип'ятильника з певним режимом роботи [3].

З рис. 8 визначимо передавальну функцію W_{F_s}

$$W_{F_s} = W_n \cdot W_c \cdot W_p \cdot W_z \cdot W_v \cdot \dots \quad (7)$$

розробка математичних моделей кип'ятильника повинна базуватись на реальній роботі випарника та властивостей теплоносіїв.

Враховуючи рис. 6, можна записати, що передавальна функція $W_{F_s \Sigma}$ може бути визначена за адитивним принципом:

$$W_{F_s \Sigma} = W_{F_n} + W_{F_p} + W_{\theta_p} + W_{\theta_n} + W_{P_n} + W_L + W_{P_s} + \dots + W_{\alpha_1} + \dots + W_{\alpha_2}, \quad (9)$$

де W_{F_n} – передавальна функція по каналу $F_n \rightarrow F_s$; ... W_{α_2} – передавальна функція по каналу $\alpha_2 \rightarrow F_s$...

Для конкретного випарника з реальним режимом роботи ММ випарника по основній вихідній величині може бути спрощена, оскільки цілий ряд величин і чинників є незмінним.

Роботу випарника, крім його продуктивності, визначає температура рідини (емульсії) θ_p , рівень L і тиск вторинної пари P_s .

Рівень є одним із визначальних параметрів роботи випарника. Детальний вплив зміни рівня на роботу кип'ятильника розглянутий в роботах [22–24].

На рис. 7 зображено структурну схему впливу на рівень основних параметрів і факторів.

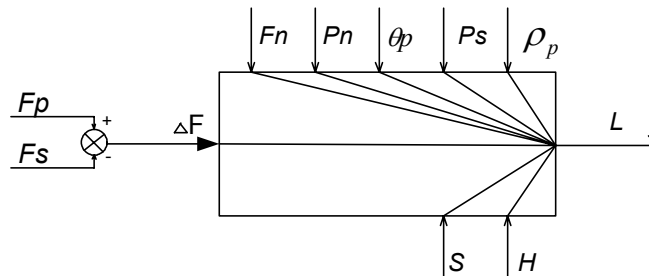


Рис. 7. Структурна схема впливу на рівень параметрів та факторів:
 F_s , F_p , F_n – витрати вторинної пари, рідини, гріючої пари;
 S – площа ефективного перерізу випарника; H – висота випарника

Витрата гріючої пари F_n зумовлює підведення тепла до кип'ятильника і жорстко зв'язана з витратою F_s вторинної пари. Тиск P_n впливає на температуру гріючої пари і тим самим на температурний напір. Тиск в кип'ятильнику P_s впливає на θ_p і ρ_p , а вони в свою чергу впливають на F_s . Геометричні розміри S , H зумовлюють час акумулювання рідини.

Враховуючи рівняння збереження речовини, зміна рівня в перехідному режимі описується диференціальним рівнянням:

$$F_p - F_s = S\rho_n \frac{dL}{d\tau} \quad (8)$$

Це рівняння визначає динаміку суто астатичної інтегруючої ланки першого порядку. В реальному кип'ятильнику зміна рівня відбувається значно складніше.

У дійсності зміна рівня визначається трьома складовими

$$\Delta L = \Delta L_F + \Delta L_Q + \Delta L_{P_s} \quad (9)$$

де ΔL_F – зміна рівня за рахунок матеріального небалансу; ΔL_Q – зміна рівня за рахунок зміни тепловиділень; ΔL_{P_s} – зміна рівня за рахунок зміни тиску вторинної пари. Зміна витрати рідини F_p змінює динаміку рівня як для чистої інтегруючої ланки. Зміна F_s під дією різних факторів відбувається з деякою інерційністю, тому зміна рівня відбувається із запізненням. Зміна витрати гріючої пари F_n також приводить до зміни F_s із запізненням, а це основне джерело тепла кип'ятильника.

Зміна тиску впливає на зміну θ_p і ρ_p та об'єму пухирців пари, а ці явища і зумовлюють зміну тиску. При збільшенні тиску рівень падає, а також падає ефективність роботи кип'ятильника, бо зменшується $\Delta\theta_k$ і щільність теплового потоку. Для кожного випарника є своє оптимальне значення рівня L_o , при якому α_2 є максимальним. Його необхідно визначити експериментально.

Математична модель випарника по рівню може бути подана інтегруючою ланкою із запізненням. Якщо живильний трубопровід довгий, а об'єм випарника незначний, то необхідно враховувати динаміку трубопроводу. Тоді структурна схема випарника по рівню буде мати вигляд:

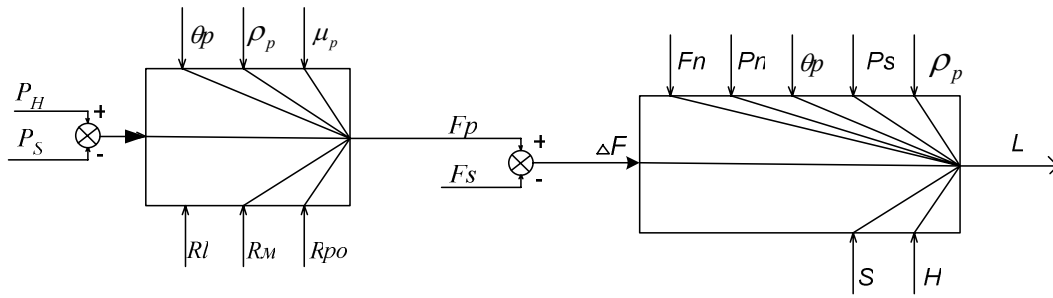


Рис. 8. Структурна схема впливу на рівень у випарнику з врахуванням динамічних властивостей живильного трубопроводу:
 P_H – тиск, що створює живильний насос; R_l, R_m, R_{po} – гідравлічні опори: лінійний, місцевий, регулюючого органа; інші позначення відомі

Трубопровід в математичному відношенні є аперіодичною ланкою першого порядку зі сталою часу [3]:

$$T_{mp} = \frac{l \cdot F_p \cdot \rho_p}{g \cdot S \cdot \Delta P}, \quad (10)$$

де l – довжина трубопроводу; F – витрата рідини; ρ – густина; g – прискорення вільного падіння; S – площа поперечного перерізу трубопроводу; $\Delta P = P_H - P_S$.

Тиск вторинної пари P_s у випарнику визначається оптимальним значенням тиску в хімічних реакторах, який необхідно забезпечувати, при якому продуктивність реактора максимальна.

На рис. 9 зображено структурну схему впливу параметрів і факторів на тиск вторинної пари випарника.

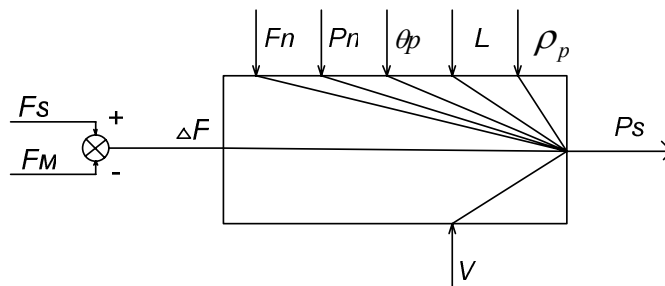


Рис. 9. Структурна схема впливу параметрів і факторів на тиск у випарнику:
 F_M – витрата вторинної пари в магістралі; V – вільний об'єм сепаратора випарника; інші величини відомі

Динаміку тиску у сепараторі можна описати формулою:

$$V \rho^0 \frac{d(\Delta P_s / P_s^0)}{d\tau} = \Delta F_s - \Delta F_M, \quad (11)$$

де V – об'єм вільного простору сепаратора; ρ^0 – густина вторинної пари при P_s^0 ; P_s^0 – задане значення регульованого тиску.

В дійсності характер зміни тиску складніший, бо на зміну тиску P_s впливає дуже багато факторів, як це можна оцінити, враховуючи роботу кип'ятильника.

На практиці можна користуватись залежністю, наведеною в [24]:

$$\frac{dP_s}{d\tau} = K_1 \cdot F_s - K_2 \cdot F_M, \quad (12)$$

де K_1, K_2 – коефіцієнти, які враховують конструктивні особливості випарника, властивості теплоносіїв та режими роботи випарника.

У сучасних ФСА випарників в основному використовують одноконтурні схеми регулювання, які дають задовільні результати при роботі випарника в базовому режимі.

Проте слід зауважити, що дані ФСА не можуть забезпечити необхідної якості перехідних процесів при роботі випарника в регулюючому режимі і тим самим мінімізувати енергетичні затрати на випарювання.

Нами запропоновано одну із можливих ФСА випарника, що працює в регулюючому режимі (рис. 10).

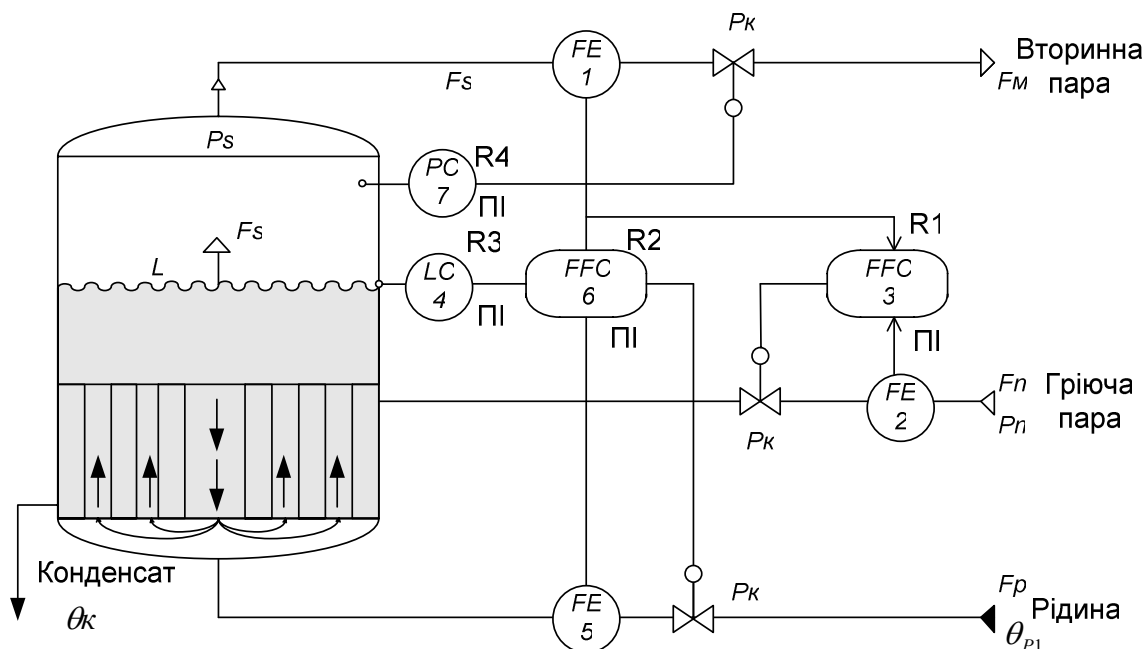


Рис. 10. Спрощена ФСА випарника, що працює в регулюючому режимі:

1, 2, 5 – давачі витрати; 3, 6 – регулятори співвідношення; 4 – регулятор рівня; 6 – регулятор тиску

Основним регулятором випарника є регулятор продуктивності R1, який змінює витрату F_n залежно від зміни витрати F_M . Витрата F_M змінюється довільно. Регулювання рівня реалізовано на основі матеріального балансу. При зміні витрати вторинної пари автоматично змінюється витрата живильної рідини (регулятор R2), а регулятор R3 коректує дане співвідношення. Регулятор R4 стабілізує тиск у випарнику. Регулювання тиску газу і пари є простою технічною задачею [3] і в більшості випадків вирішується одноконтурними ФСА.

ФСА випарника можна покращити побудувавши її на основі теплового балансу. З цією метою необхідно встановити регулятор співвідношення між F_s та F_p , визначити скільки тепла необхідно підвести до рідини, щоб перевести її в парову фазу і з врахуванням ефективності кип'ятильника встановити співвідношення між F_p та F_n .

Висновки. Раціональна організація роботи випарника може дати економію теплової енергії більше 5 %. В роботі проаналізовані теплові процеси, що відбуваються в кип'ятильнику і показано як їх можна покращити. Показано шляхи побудови математичних моделей кип'ятильника. На основі результатів досліджень проаналізовано основні технологічні фактори, що впливають на ефективність роботи кип'ятильника.

Наведено структурні схеми взаємовпливу параметрів і факторів на продуктивність кип'ятильника, рівень і тиск у випарнику. Запропоновані шляхи синтезу оптимальних ФСА для кип'ятильника, що працює в регулюючому режимі 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.И. Автоматизация технологических процессов химических производств. – К.: ІСДО, 1995. – 360 с. 5. Полоцкий Л.М., Лапиенков 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.И. Математичне моделювання технологічних об'єктів керування. – К.: ІСДО, 1993. – 320 с. 20. Бондарь А.Г. Математическое моделирование в химической технологии. – К.: Высшая школа, 1973. – 273 с. 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. 23. Чорнобильський Й.І. Випарні установки. – К.: Вища школа, 1970. – 244 с. 24. Сітницький Ю.І., Конковський Є.Є. Автоматичне регулювання котельних установок. – Львів, 1963. – 207 с. 25. Грицай В.І., Юсик Я.П. Мінімізація енергетичних затрат в кожухотрубних теплообмінниках з рідинними теплоносіями // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2003. – № 476. – С. 126–134. 26. Грицай В.І., Юсик Я.П. Мінімізація енергетичних затрат в кожухотрубних теплообмінниках з парорідинними теплоносіями // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2003. – № 488. – С. 252–262.