

матизація: Вісник НУ “Львівська політехніка”. – 2000. – №404. – С. 86–89. 3. Матіко Ф.Д. Розрахунок в'язкості природного газу для задач його обліку в широкому діапазоні зміни тиску // *Методи та прилади контролю якості: Наук.-техн. журнал. ІФДТУНГ.* – 2000. – № 6. – С. 51–54. 4. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. *Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие.* – Л., 1982. 5. *Термодинамические свойства метана / Сычев В.В., Вассерман А.А, Козлов А.Д. и др.* – М., 1979. 6. *Natural for the determination of supercompressibility factors for natural gaz. Recherche Project NX-19. – Extention of range of supercompressibility tables: Catalog L00340.* – AGA Inc., 1976. 7. *GERG-88 DATABANK (Molar composition).* – June, 1989.

УДК 66.012-52

Василь Грицай, Ярослав Юсик, Остап Юпин
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації теплових і хімічних процесів

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТОРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ З ПРИРОДНОЮ ЦИРКУЛЯЦІЄЮ РОЗЧИНУ

© Грицай Василь, Юсик Ярослав, Юпин Остап, 2002

The major factors of technological optimization evaporator with internal heat exchange are determined at natural circulation

Сучасні випарні апарати великої продуктивності з поверхнею теплообміну більше ніж 20000 м² є значними споживачами теплової енергії. Раціональна організація процесу у випарному апараті дає змогу отримати значну економію теплової енергії та підвищити його продуктивність.

На роботу випарної установки з природною циркуляцією переважно впливають процеси, що відбуваються в кип'ятильнику і барометричному конденсаторі.

Ефективність роботи кип'ятильника визначається значеннями коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки α_1 , Вт/(м²·К).

На тепловіддачу з боку пари впливають:

- фізичні властивості пари, що конденсується;
- вид конденсації: плівкова або крапельна. В останньому випадку α_1 зростає в декілька разів. Крапельна конденсація можлива тоді, коли конденсат не змочує стінки. Гладенька полірована поверхня сприяє крапельній конденсації, проте слід зауважити, що цей вид конденсації дуже нестійкий;
- 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. Це значно знижує α_1 , за рахунок утрудненого доступу пари до стінки та зменшення поверхні теплообміну. Тому треба вживати заходів для видалення газів і повітря з парової камери;
- безперервне відведення конденсату, що унеможливує затоплення нижньої частини трубок, тим самим зменшуючи ефективну поверхню теплообміну і кількість переданого розчиніві тепла.

Для передачі тепла через стінку теплообмінної поверхні велике значення має чистота стінки як з боку пари, де вона інколи забруднюється маслом, так і з боку рідини, де часто утворюються відкладення, які створюють основний термічний опір. Товщина стінки трубки і вид металу на теплопередачу впливають мало.

На тепловіддачу до киплячої рідини (α_2) впливає:

- збільшення корисної різниці температур або теплового потоку – q , що збільшує α_2 аж до моменту, коли рідина переходить від бульбашкового кипіння до плівкового при так званому “критичному тепловому потоці”. У звичайних конструкціях випарних апаратів маємо бульбашковий режим кипіння;

- збільшення концентрації розчину, з яким пов’язане збільшення в’язкості, що спричиняє зниження α_2 ;

- швидкість надходження рідини в кип’ятильну трубку, турбулізація рідини бульбашками пари, яка зумовлює добру циркуляцію пароводяної емульсії;

- рівень рідини в кип’ятильній трубці вертикального апарата з природною циркуляцією;

- оптимальний діаметр кип’ятильної трубки, що забезпечує максимальну швидкість циркуляції розчину;

- максимальну можливий вакуум при реальних параметрах охолоджуючої води.

Розглянемо вплив рівня на інтенсивність теплообміну в кип’ятильнику. В кип’ятильних трубках по висоті пароутворення різне, бо у такому разі позначається вплив руху парорідинної емульсії із змінним паровмістом. Тому інтенсивність тепловіддачі під час кипіння рідини у вертикальній трубці пов’язана з гідродинамічним режимом руху парорідинної суміші, від якого залежать оптимальні значення коефіцієнта тепловіддачі α_2 .

Практикою встановлено, що оптимальні умови роботи кип’ятильної трубки визначаються рівнем киплячої рідини [2, 3, 4].

Аналіз тепловіддачі у вертикальній трубці показує, що в загальному випадку можна розглядати такі зони:

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

II – зона кипіння рідини в граничному шарі (мікрокипіння), 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.

Приблизний графік зміни характеру α_2 по висоті трубки для розчину NaOH 40%-ї концентрації показаний на рис. 1 [2]. З графіка видно, що лише при оптимальному режимі α_2 не змінюється по довжині трубки; при інших режимах α_2 варіює по довжині трубки.

Отже, $\alpha_2 = f\left(\frac{l_{pivn}}{l}\right) = f(h_k)$, де l_{pivn} – плинне значення рівня; l – довжина трубки.

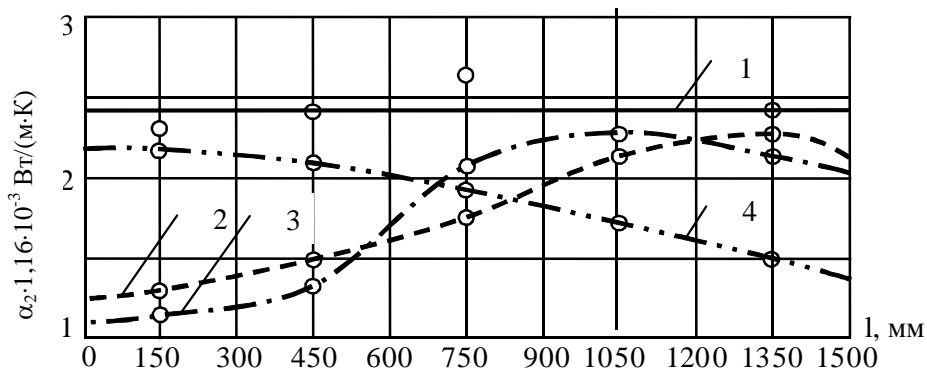


Рис.1. Зміна α_2 по висоті кип'ятильної трубки l залежно від гідродинамічного режиму: крива 1 – умови, близькі до оптимальних ($h_k=80\%$); крива 2 – характеризується наявністю економайзерної ділянки ($h_k=87\%$); крива 3 – економайзерна ділянка збільшилась ($h_k=98\%$); крива 4 – швидкість циркуляції менша за оптимальну, α_2 верхньої ділянки низьке ($h_k=70\%$)

За даними досліджень [13] інтенсивність тепловіддачі зростає із збільшенням об'ємного паровмісту $\varphi_n = 70\%$ до $\varphi_n = 93,5\%$, після чого починає різко спадати. Отже, під час кипіння рідини у вертикальній трубці α_2 залежить від φ_n , яке, своєю чергою, визначається швидкістю циркуляції рідини (або значенням рівня) і тепловим потоком q .

На рис. 2 наведена залежність швидкості циркуляції рідини w_0 від значення рівня h_k .

На рис. 3 і 4 наведено графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі α_2 від зв'язаного з нею оптимального рівня розчину l_m в трубці $\alpha_2 = f(\frac{l_{\text{рівн}}}{l_m}) \cdot 100\% = f(h_k)$ та коефіцієнта тепловіддачі α_2 від швидкості циркуляції парорідинної суміші $\alpha_2 = \Psi(w_0)$.

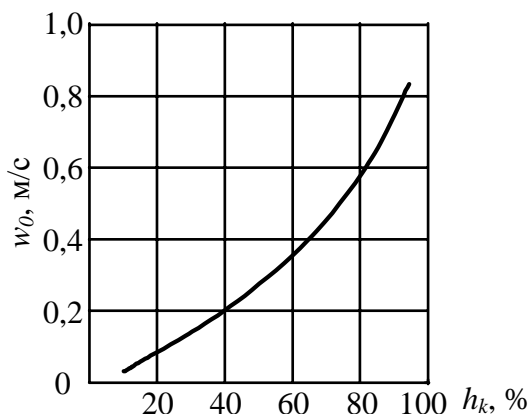


Рис. 2. Залежність $w_0 = f(h_k) = f(\frac{l_{\text{рівн}}}{l_m}) \cdot 100\%$

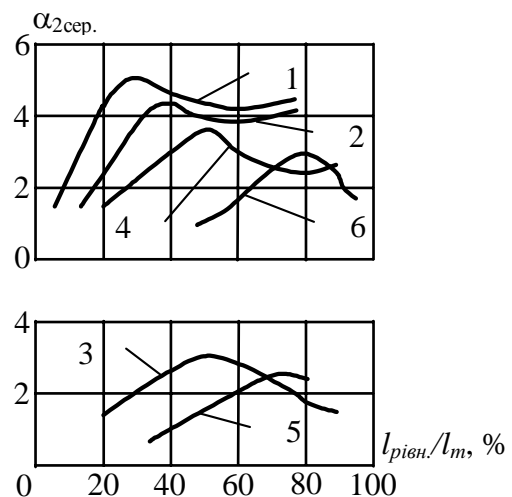


Рис. 3. Залежність $\alpha_{2\text{ср.}}$ від рівня киплячого розчину NaOH: крива 1–5%-й розчин; 2 –10%-й розчин; 3–15% -й розчин; 4–20% -й розчин; 5–30%-й розчин; 6–40%-й розчин

З викладеного випливає, що підвищення середнього значення α_2 досягають зменшенням або ліквідацією зони нагрівання рідини і зони з великим паровмістом; остання умова і спостерігається при так званому оптимальному рівні. При рівні, більшому за оптимальний, посилюється вплив зони з підвищеним паровмістом, α_2 знижується.

Отже, інтенсивність тепловіддачі характеризується співвідношенням між паровою і рідинними фазами, яке визначається швидкістю циркуляції рідини w_0 , тепловим потоком q , в той час як φ_n характеризує гідродинаміку потоку. Зауважимо, що при зменшенні рівня рідини проти оптимального значно збільшується вплив паровмісту і α_2 спадає швидше ніж при перевищенні оптимального рівня, тобто швидше ніж при довшій економайзерній ділянці.

Отже, значення оптимального рівня h_k^{onm} є важливим показником ефективності роботи випарного апарата. Проте h_k є складною функцією концентрації розчину, теплового навантаження, тиску вторинної пари тощо.

У таблиці наведено експериментальні дані, які характеризують залежність оптимального рівня h_k^{onm} від концентрації для розчинів NaOH [2], NH_4NO_3 [11] і цукрових розчинів [12,13].

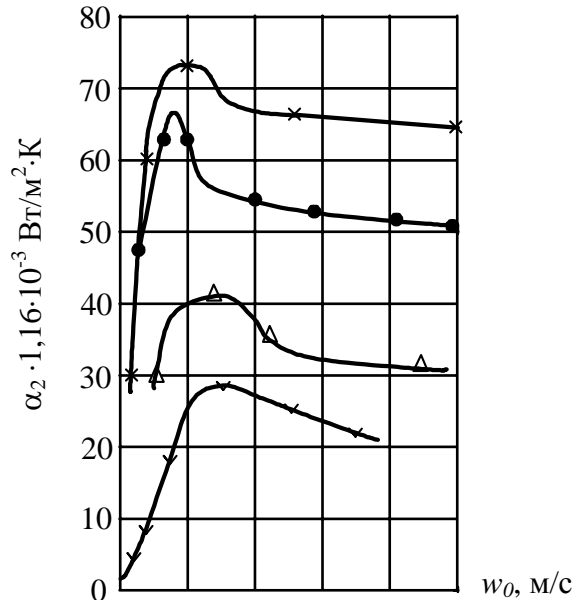


Рис. 4. Залежність α_2 від швидкості циркуляції w_0 : x – вода, $\Delta t=16^\circ\text{C}$; o – вода, $\Delta t=10^\circ\text{C}$; Δ – розчин цукру 27%-й, $\Delta t=10^\circ\text{C}$; v – розчин цукру 35%-й, $\Delta t=10^\circ\text{C}$

Залежність оптимального рівня h_k^{onm} від концентрації для розчинів NaOH, NH_4NO_3 і цукрових розчинів

Розчин	Концентрація, %								Теплове навантаження, Вт/м^2
	5	10	15	20	30	40	50	60	
	Значення оптимального рівня, в %								
NaOH (їдкий натрій)	30	40	45	50	70	80	–	–	23000–81000
NH_4NO_3 (аміачна селітра)	–	30	–	35	40	45	60	70	23000–105000
Цукровий розчин	–	35	–	40	45	50	60	70	5800–29000

Як видно з таблиці, досліди виконувались у досить широкому діапазоні зміни теплових навантажень, які відповідають режимам роботи заводських випарних апаратів.

З наведених даних видно також, що h_k^{onm} збільшується із зростанням концентрації розчину.

Якщо враховувати, що зміна концентрації відображає також зміну густини розчину, то закономірною буде така залежність:

$$h_k^{onm} = \left(\frac{l_{pigr}}{l} \right)_{onm} = f(\rho_{розч.}).$$

Проаналізувавши і узагальнивши дані таблиці, для визначення h_k^{opt} (%) у досить широкому діапазоні зміни теплових потоків можна в першому наближенні дати таку емпіричну залежність [1]:

$$h_k^{opt} = \left(\frac{l_{ривн}}{l} \right)_{opt} = 26 + 0,14 \cdot f(\rho_{розч.} - \rho_B)$$

де $\rho_{розч.}$ і ρ_B – відповідні густини розчину і води, кг/м^3 .

Під оптимальним режимом кип'ятіння розуміють такий режим, коли майже по всій довжині трубки максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі α_2 однакове, що, своєю чергою, залежить від відповідного оптимального гідродинамічного режиму. Такому режиму відповідає мінімальна швидкість циркуляції рідини, при якій верхня частина кип'ятильної трубки ще надійно змочується, а висота економайзерної ділянки мінімальна. Змочування, очевидно, буде при оптимальному рівні рідини в трубці.

Слід зауважити, що під час кипіння тепловіддача в основному відбувається від стінки до рідини, потім тепло конвекцією переноситься в межу киплячої рідини, де за рахунок цього тепла продовжується випарювання рідини. Безпосереднє передавання тепла від стінки до парової бульбашки незначне через малу поверхню контакту.

На рис. 5 показано типові криві залежностей q і α_2 від Δt при різних режимах кипіння.

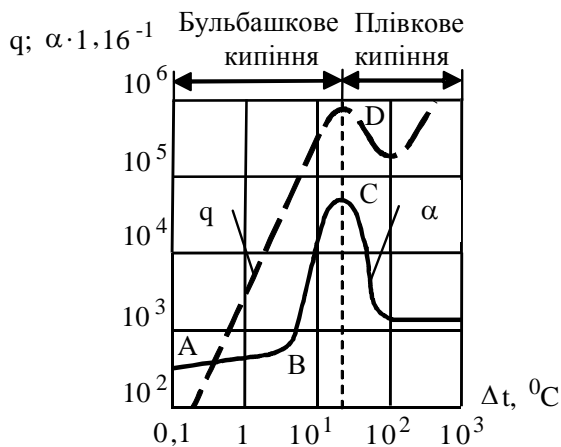


Рис. 5. Зміна q і α_2 при кипінні води залежно від температурного напору Δt ($P=1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$)

В області АВ при малих значеннях Δt і q значення α_2 невеликі і відповідають тепловіддачі при вільній конвекції однофазної рідини (для води ця область відповідає $\Delta t > 5^\circ\text{C}$ і $q > 5800 \text{ Вт/м}^2$).

В області ВС конвекція відбувається за рахунок переміщення парових бульбашок. Тут при збільшенні Δt різко зростає α_2 . Оскільки в цьому випадку конвекція зумовлена здебільшого рухом парових бульбашок, то цей режим називається бульбашковим.

У точці С спостерігається криза в проходженні кривої, бо тут бульбашкове кипіння переходить у плівкове, при якому на поверхні стінки утворюється суцільна плівка, що ізолює рідину від поверхні теплообміну. Момент настання кризи залежить від властивостей киплячої рідини і гідродинамічних умов кипіння, насамперед від швидкості переміщення киплячої рідини. Для води, що кипить у великій місткості $\Delta t_{кр}=25^\circ\text{C}$, $\alpha_{кр}=4600 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ і $q=1,16 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$. Для спирту $q_{кр}=600 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$, для бензолу $q_{кр}=440 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$.

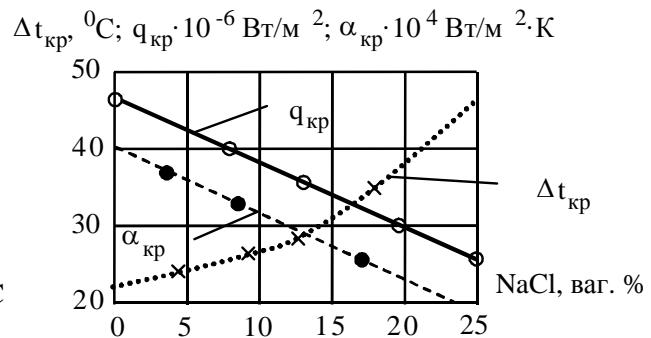


Рис. 6. Залежність $q_{кр}$, $\Delta t_{кр}$ і $\alpha_{кр}$ від складу водних розчинів NaCl

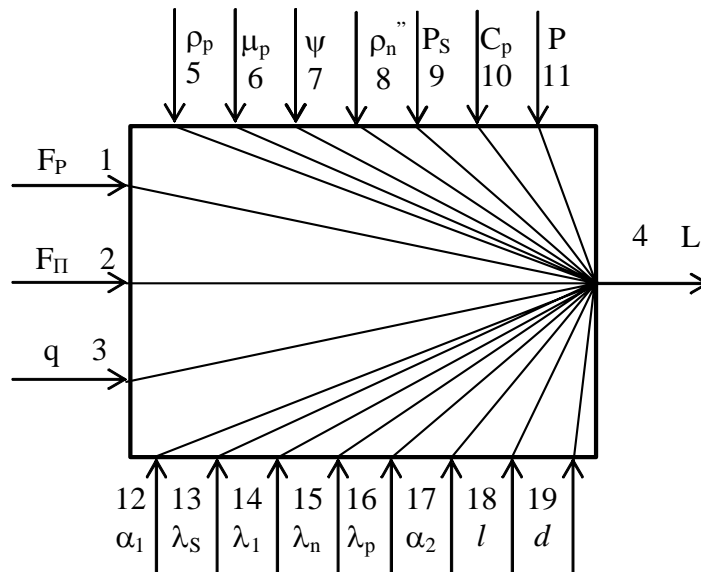


Рис. 7. Структурна схема взаємозв'язку між параметрами кип'ятильної трубки: F_p – подача розчину в трубку F_n – відвід насиченої пари з трубки; ρ_p – питома густина розчину; μ_p – в'язкість розчину; ψ – поверхневий натяг; ρ_n'' – питома густина пари; P_s – тиск гріючої пари; C_p – питома теплоємність розчину; P – тиск парової фази; α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гріючої пари до стінки трубки; $\lambda_s, \lambda_1, \lambda_n, \lambda_p$ – коефіцієнти теплопровідності: конденсату, стінки трубки, накипу, шару пограничного розчину; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину; l – довжина трубки; d – діаметр трубки; q – щільність теплового потоку

У [8] наведено результати досліджень для визначення $q_{кр}$, $\Delta t_{кр}$, $\alpha_{кр}$ під час кризи кипіння ряду розчинів при атмосферному тиску в умовах природної конвекції. Для водного розчину NaCl результати досліджень показано на рис.б. Для водних розчинів NaOH, метилового і етилового спирту залежності $q_{кр}$, $\Delta t_{кр}$, $\alpha_{кр}$ від складу водних розчинів мають різний характер. Тому для кожного технологічного випадку необхідно визначити їх оптимальні значення експериментально.

На основі виконаного вище аналізу технологічного процесу як об'єкта керування авторами було визначено координати керування об'єктом.

Враховуючи структурну схему на рис. 7, можна записати таку функціональну залежність у загальному вигляді:

$$L = f(F_p, F_n, \rho_p, \mu_p, \psi, \rho_n'', P_s, C_p, P, \alpha_1, \lambda_s, \lambda_1, \lambda_n, \lambda_p, \alpha_2, l, d, \dots) \quad (2)$$

Для реальної нагрівальної трубки λ_1, l, d – сталі, тому з аналізу статички і динаміки трубки ми їх виключаємо.

Визначимо зміну L залежно від аргументів, тоді:

$$\begin{aligned} \Delta L = & \left(\frac{\partial L}{\partial F_p} \right)_0 \Delta F_p + \left(\frac{\partial L}{\partial F_n} \right)_0 \Delta F_n + \left(\frac{\partial L}{\partial q} \right)_0 \Delta q + \left(\frac{\partial L}{\partial \rho_p} \right)_0 \Delta \rho_p + \left(\frac{\partial L}{\partial \mu_p} \right)_0 \Delta \mu_p + \\ & + \left(\frac{\partial L}{\partial \psi} \right)_0 \Delta \psi + \left(\frac{\partial L}{\partial \rho_n''} \right)_0 \Delta \rho_n'' + \left(\frac{\partial L}{\partial P_s} \right)_0 \Delta P_s + \left(\frac{\partial L}{\partial C_p} \right)_0 \Delta C_p + \left(\frac{\partial L}{\partial P} \right)_0 \Delta P + \left(\frac{\partial L}{\partial \alpha_1} \right)_0 \Delta \alpha_1 + \\ & + \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_s} \right)_0 \Delta \lambda_s + \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_n} \right)_0 \Delta \lambda_n + \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_p} \right)_0 \Delta \lambda_p + \left(\frac{\partial L}{\partial \alpha_2} \right)_0 \Delta \alpha_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Це рівняння перепишемо через вагові коефіцієнти впливу. Тоді будемо мати:

$$\begin{aligned} \Delta L = & K_{F_p} \Delta F_p + K_{F_n} \Delta F_n + K_q \Delta q + K_{\rho_p} \Delta \rho_p + K_{\mu_p} \Delta \mu_p + \\ & + K_{\Psi} \Delta \Psi + K_{\rho_n}'' \Delta \rho_n'' + K_{P_S} \Delta P_S + K_{C_p} \Delta C_p + K_P \Delta P + K_{\alpha_1} \Delta \alpha_1 + \\ & + K_{\lambda_S} \Delta \lambda_S + K_{\lambda_n} \Delta \lambda_n + K_{\lambda_p} \Delta \lambda_p + K_{\alpha_2} \Delta \alpha_2 + \dots \end{aligned} \quad (4)$$

Виконаний авторами аналіз складових змін рівня показує, що є величини, від яких в основному залежить ця зміна, а є величини, які незначно впливають на зміну L , тому для спрощення залежності (4) маловпливові величини виключимо. Тоді

$$\begin{aligned} \Delta L = & K_{F_p} \Delta F_p + K_{F_n} \Delta F_n + K_q \Delta q + K_{\rho_p} \Delta \rho_p + K_{\rho_n}'' \Delta \rho_n'' + \\ & + K_P \Delta P + K_{\alpha_1} \Delta \alpha_1 + K_{\lambda_n} \Delta \lambda_n + K_{\alpha_2} \Delta \alpha_2 + \dots \end{aligned} \quad (5)$$

$K_{\lambda_n} \Delta \lambda_n$ – миттєво мало впливає на зміну ΔL , але при значній роботі трубки в часі цей фактор може бути дуже значним і погіршити ефективність роботи трубки в декілька разів, тому поверхню теплопередачі необхідно тримати в ефективному стані.

Вагові коефіцієнти залежать від речовини, яку згущують, і від гідродинамічного режиму, теоретичне їх визначення складне, тому їх необхідно знаходити для конкретної трубки експериментально. Крім того, вплив тієї чи іншої величини залежить від режиму роботи випарника. Якщо випарний апарат працює в базовому режимі роботи, то цілий ряд величин залишаються *const* і на процес не впливають.

Динаміка процесу визначається передавальними функціями по окремих каналах збурення і сумарна передавальна функція залежить від складових, бо для цього об'єкта виконується принцип суперпозиції.

Отже, можна записати, що

$$W_T(p) = W_{1,4}(p) + W_{2,4}(p) + W_{3,4}(p) + \dots + W_{19,4}(p) \quad (6)$$

де $W_{1,4}(p) \dots W_{19,4}(p)$ – передавальні функції по окремих каналах.

Деякі величини мало впливають на динаміку рівня і їх можна виключити з залежності (6), зокрема – ψ , P_S , C_p , λ_S , λ_n , λ_p .

Найбільшу інерційність створюють величини, які безпосередньо зв'язані з передачею тепла від грюючої пари до розчину. Передавальні функції визначаються кількістю теплових ємностей, через які передається тепло, і умовами транспортування речовини, а ці умови створюють запізнення у системі.

На рис. 8 показано структуру проходження сигналу від грюючої пари до розчину.

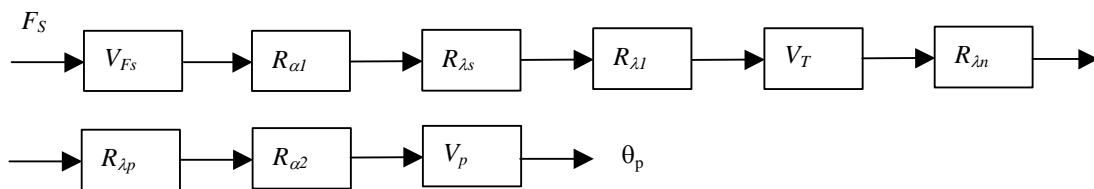
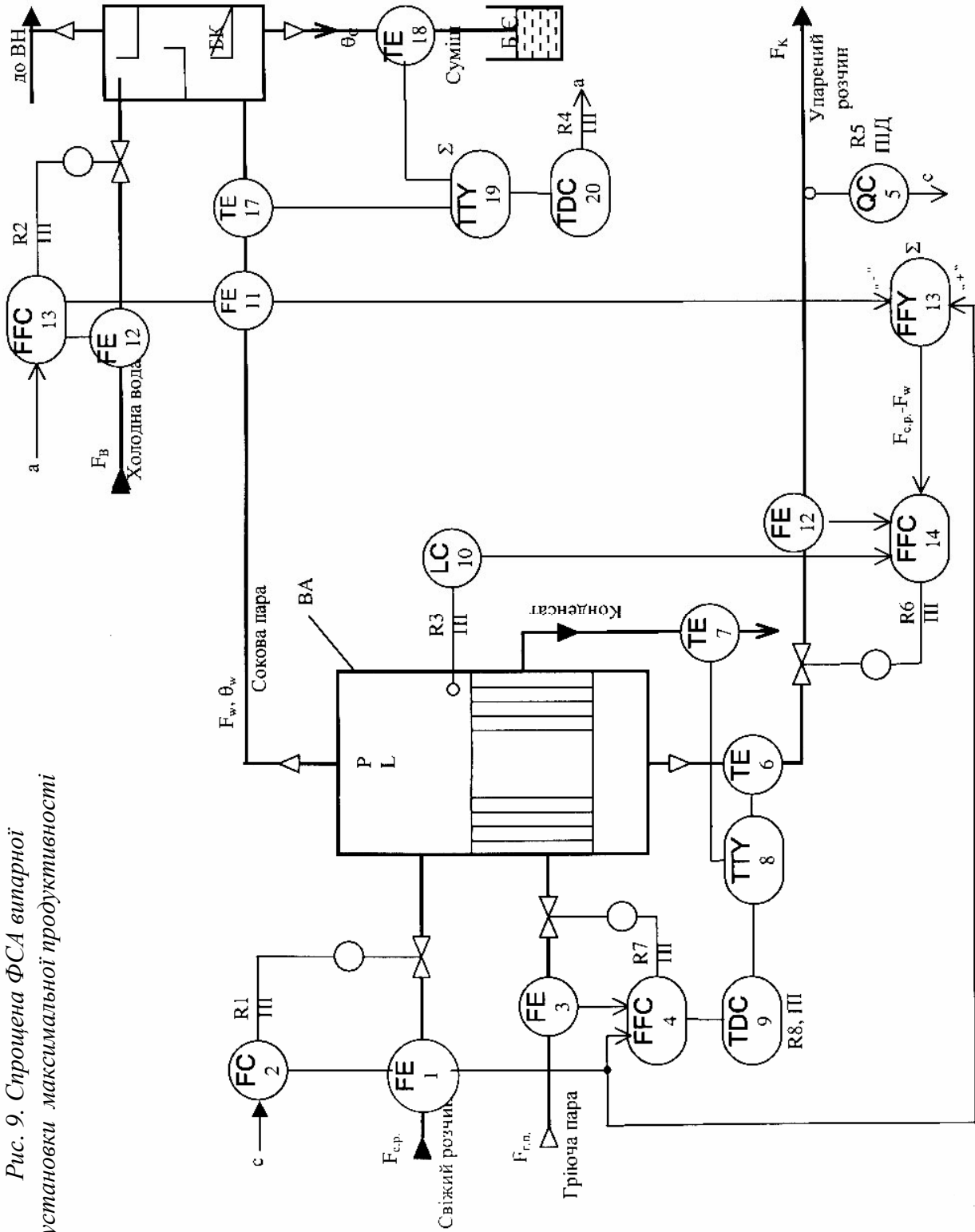


Рис. 8. Структурна схема передачі тепла від грюючої пари до розчину: V_{F_S} – теплова ємність пари в трубі; V_T – ємність трубки; V_p – теплова ємність розчину в трубі; R – теплові опори, відповідно

Оскільки нагрівальна трубка є триємнісним об'єктом, а в передачі тепла бере участь грююча пара – стінка – розчин, то по цьому каналу маємо диференційне рівняння третього порядку з ланкою з запізненням. Сталі часу кожної ємності можна легко оцінити за відомими математичними залежностями [19], але загалом нагрівальна трубка є малоінерційний об'єкт, оскільки теплові ємності складових незначні.

Рис. 9. Спрощена ФСА виларної установки максимальної продуктивності



На інтенсивність і економічність роботи випарного апарата впливають переважно такі фактори: щільність теплового потоку в кип'ятильній камері, а вона, своєю чергою, залежить від коефіцієнтів α_1 і α_2 , а також від корисної різниці температур. Корисна різниця температур підвищується при збільшенні вакууму і його необхідно підтримувати максимальним при реальних умовах роботи випарного апарата.

Кип'ятильник є складним об'єктом керування, оскільки це нелінійний об'єкт, бо α_1 і α_2 може змінюватись в широких межах, особливо змінним є α_2 , оскільки в кип'ятильній трубці по висоті змінюється агрегатний стан від рідини в І зоні до пари в У зоні, а це змінює α_2 в дуже широких межах. Нагрівальну камеру з боку гріючої пари можна умовно вважати об'єктом із зосередженими параметрами за умови, що α_1 набуває середнє значення α_1 , яке ми вважаємо сталим.

Отже, для забезпечення максимальної економічності випарки необхідно підтримувати оптимальне значення рівня, максимальну щільність теплового потоку, оптимальне значення корисної різниці температур і максимальне значення вакууму при реальних умовах роботи барометричного конденсатора.

На рис. 9 наведена запропонована авторами одна із можливих схем максимальної економічності роботи випарного апарата. Випарний апарат працює в базовому режимі роботи. Необхідну продуктивність роботи забезпечує регулятор R_1 витрати свіжого розчину. Ця витрата коректується регулятором R_5 – кінцевої концентрації упареного розчину. Регулятор R_7 забезпечує теплове навантаження апарату. Витрата гріючої пари коректується регулятором R_8 оптимальної корисної різниці температур розчину θ_n . Регулювання рівня реалізовано на основі матеріального балансу ($F_k = F_{\bar{n}.\bar{o}} - F_w$) суматор 13 реалізує операцію $F_{\bar{n}.p.} - F_w$, а регулятор R_6 підтримує необхідне співвідношення між $F_k : F_{\bar{n}.p.} - F_w$. Це співвідношення коректує регулятор оптимального значення рівня R_3 . Максимальний вакуум в апараті забезпечує регулятор різниці температур R_4 . Цей регулятор підтримує оптимальну різницю температур в три градуси поміж температурою сокової пари θ_w і температурою суміші на виході барометричного конденсатора θ_c . Регулятор співвідношення R_2 поміж витратами сокової пари F_w і витратою охолоджуючої води F_B забезпечує розрахункову подачу води в барометричний конденсатор БК. Ця витрата коректується регулятором R_4 , що забезпечує максимальне значення вакууму у випарному апараті.

Отже, нами запропонована схема мінімізації енергетичних затрат на випарювання з врахуванням оптимального значення рівня в кип'ятильнику та максимального вакууму в барометричному конденсаторові при реальних умовах роботи.

1. Чернобыльский Й.И. Випарні установки. – К., 1970. 2. Бондарь А.Г. Экспериментальное исследование теплоотдачи к кипящим растворам едкого натра в вертикальной трубе при естественной циркуляции // Известия КПИ. – К. Т. 18. – 1955. 3. Бондарь А.Г. Обобщение результатов экспериментальных данных по кипению растворов едкого натра циркуляции // Известия КПИ. – К. Т. 18. – 1955. 4. Гординская С.А. К вопросу обобщения опытных данных по теплоотдаче при конденсации пары внутри горизонтальных труб циркуляции // Известия КПИ. – К. Т. 18. – 1955. 5. Гельперин Н.И., Коган В.Б., Механический унос жидкости вторичным паром в выпарных аппаратах. – М., 1958. – № 3. 6. Колач Т.Д., Радун Д.В. Выпарные станции. – М., 1963. 7. Федоров Л.Ф., Шарин С.Н. Характеристика циркуляционного потока в испытательных аппаратах. – М.,

1961. – № 3. 8. Чернобыльский И.И., Павлишев М.И. Исследование кризиса кипения растворов // Труды ЦКТИ "Котлотурбостроение". – Л., 1965. – Вып. 58. 9. Голубинский В.И., Глуценко Л.Ф. Теплообмен при кипении недогретой жидкости в кольцевом канале // В сб. "Теплофизика и теплотехника". – К., 1964. 10. Чернобыльский И.И., Ратанин Г.В. Экспериментальное исследование теплоотдачи при кипении фреона-12 в большом объеме // Холодильная техника. – М., №3, 1955. 11. Чернобыльский И.И., Лидиев Р.Я. Экспериментальное исследование теплоотдачи к кипящим растворам NH_4NO_3 в вертикальном контуре с естественной циркуляцией // Известия КПИ. – К. Т. 18. – 1955. 12. Кичигин М.А., Тобилевич Н.Ю. Об обобщении экспериментальных данных по теплообмену при кипении // В сб. Гидродинамика и теплообмен при кипячении. – М., 1955. 13. Кичигин М.А., Тобилевич Н.Ю. Экспериментальное исследование теплоотдачи при кипении // Сборник филиала ЦИНС. – К., 1951. 14. Колвер Дж. Обзор работ по теплообмену к двухфазным системам. – М., 1962. 15. Кружилин Г.Н. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении жидкостей в условиях свободной конвекции // Известия АН СССР. Вып. 5. 1945. 16. Сорокин А.Ф, Колач Т.А. Влияние некоторых факторов на теплоотдачу при кипячении жидкости в трубах // Труды МЭИ. – Вып.18. 1956. 17. Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Влияние скорости циркуляции на теплообмен при кипении // Сборник ЦКТИ. №21. 1951. 18. Шински Ф. Управление процессами по критерию экономии энергии. – М., 1981. 19. Шински Ф. Системы автоматического регулирования химико-технологических процессов. – М., 1974.

УДК 693.554:624.016

Мирон Щеглюк

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

РОЗРАХУНОК ВТОРИННОГО СТРУМУ ТРАНСФОРМАТОРА ДЛЯ ЕЛЕКТРОНАГРІВУ АРМАТУРИ

© Щеглюк Мирон, 2002

The article contains theoretical and experimental testing of secondary current of heating transformer for electrothermal stress of bar reinforcement using equivalent circuits. The results of investigation are used to set heating installation in order to increase performance factor of the process and energy saving.

Удосконалена технологія електротермічного напруження стержневої арматури залізобетонних конструкцій в умовах будівництва передбачає анкерування її за допомогою ванного, ванно-шовного і шовного зварювання. У такому випадку вільні кінці напруженої арматури приварюють до випусків робочої арматури залізобетонної конструкції або спеціальних закладних деталей. При напруженні декількох стержнів у залізобетонній конструкції збільшого відзначається замикання арматури на інші стержні або на землю через арматурний каркас, закладні деталі або інші електропровідні елементи конструкції в час зварювання стику та підтримування температури арматури на заданому рівні [1]. Це призводить до значного збільшення первинного і вторинного струмів нагрівного трансформатора, і, як наслідок, значних втрат електроенергії та зменшення коефіцієнта корисної дії процесу. Крім цього, в технологічному процесі використовують автоматичні системи