



УДК 62-533.65

**ПІДГОТОВКА ПАРИ З ВИЗНАЧЕНИМИ ТЕРМОДИНАМІЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ В ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНІЙ СИСТЕМІ**

**Ткаченко Станіслав Йосипович**, д.т.н., професор  
**Степанова Наталія Дмитрівна**, к.т.н., доцент  
Вінницький національний технічний університет

**S. Tkachenko**, Doctor of Technical Sciences, Full Professor  
**N. Stepanova**, PhD, Associate Professor  
Vinnytsia National Technical University

*Проаналізовані відомі способи підготовки насиченої пари для використання в теплотехнологічній системі. Встановлено, що в них завищена витрата охолодної води, оскільки частина цієї води зливається в дренажну систему електричної станції і уносить туди частину теплоти первинної перегрітої пари. В запропонованому методі зняття перегріву пари перед його подачею в конкретний теплообмінник запропоновано використовувати конденсат із того ж теплообмінника, причому за рахунок випаровування частини конденсату (за оцінками 10...20 %) зменшується металоемкість системи відведення конденсату. Проаналізовані тепломасообмінні процеси в замкнутому контурі «теплообмінник – конденсатопровід – пароохолодник і сепараційний пристрій – паропровід сухої насиченої пари – теплообмінник», складені балансові рівняння, проаналізована ступінь невизначеності тепломасообмінних і гідродинамічних процесів у двофазних середовищах. Розроблена система підготовки пари для теплотехнологічного споживача, в якій за рахунок використання всього отриманого у паровому теплообміннику конденсату у якості охолодника та дотримання певної відстані між нижньою трубною решіткою теплообмінника і центральною віссю пароохолодника, досягається вирішення проблем відведення конденсату, ефективно його використання та зняття перегріву пари.*

*Ключові слова: водяна пара, перегрів пари, конденсат.*

**Ф. 21. Рис. 1. Літ. 12.**

---

**1. Постановка проблеми**

Процес нагріву продукції деяких виробництв потребує визначених температурних режимів грійного середовища. Так для нагріву рідкого мила в підігрівниках перед вакуумною сушильною установкою треба проводити насиченою парою  $t \leq 200$  °С і тиском  $P = 0,6...1,0$  МПа. Оскільки на переважній більшості підприємств мають місце споживачі пари різних тисків, то зниження тиску пари перед споживачем здійснюється різними способами, один з яких це система послідовно встановлених діафрагм, оскільки пристосування відомі у великій енергетиці редуційно-охолоджувальні установки (РОУ) не забезпечують потрібну ефективність. В результаті у підігрівники надходить пара, що має суттєвий перегрів, який призводить до зниження якості продукції.

---

**2. Аналіз останніх досліджень та публікацій**

Редуційно-охолоджувальна установка призначається для автоматичного зниження тиску і температури пари до параметрів необхідних для виробничих потреб, технології і теплофікації. Необхідні значення тиску і температури редукованої пари підтримується автоматично електронними регуляторами шляхом впливу на дросельно-регульовальний клапан паровий і регульовальний водяний. Крім того, для ручного регулювання температури пари передбачений клапан регульований голчастий з ручним приводом.

Зниження температури гострої пари виконується вприскуванням охолоджувальної води у потік пари через спеціальну трубку у дросельно-охолоджувальній решітці вузла шумоглушника або через сопло у охолоджувач пари.

Охолоджувальна вода, випаровуючись за рахунок теплоти, що відібрана від пари, охолоджує його до заданої температури. Залежно від співвідношення витрат гострої пари і охолоджувальної води, що вприскується, а також їх початкової температури забезпечується необхідна температура охолоджуваної пари на виході із охолодника. Залежно від робочих параметрів охолодника пари відрізняються розмірами і кількістю форсунок (сопел).

Вода, що застосовується для охолодження пари, за своїми якість повинна відповідати



нормам живильної води для котлів підвищеного тиску відповідно до правил Держтехнагляду.

### 3. Мета дослідження

Метою дослідження є підвищення енергетичної і технологічної ефективності системи за рахунок вдосконалення методу підготовки грійної пари перед технологічним теплообмінником.

### 4. Результати дослідження

В роботі проаналізовані переваги та недоліки існуючих способів зняття перегріву пари [1]. Процес зволоження (зняття перегріву пари) в існуючих РОУ можна описати системою балансових (матеріальних і теплових балансів) і кінетичних рівнянь.

Розрахунок РОУ включає визначення кількостей води і пари, що надходять у установку. Якщо перед РОУ пара має тиск  $P_1$  і ентальпію  $h_1$  і потрібно отримати витрату пари  $D_2$  за тиску  $P_2$  і температури  $t_2$  та ентальпії  $h_2$ , то практичної відсутності втрат теплоти в установці має місце рівняння [2]

$$D_1 \cdot h_1 + W \cdot h_w = D_2 \cdot h_2 \quad (1)$$

де  $D_2$  – кількість пари, що виходить із РОУ, кг/с;  $h_1$ ,  $h_2$  – відповідно питомі ентальпії пари перед РОУ і після, кДж/кг;  $h_w$  – ентальпія води, що подається в пароохолодник, кДж/кг;  $W$  – витрата охолоджувальної води, кг/с;

та

$$D_2 = D_1 + W. \quad (2)$$

Із рівнянь (1) і (2) отримаємо витрату охолоджувальної води

$$W = D_1 \cdot [(h_1 - h_2) / (h_2 - h_w)] \quad (3)$$

В дійсності, не вся вода випаровується у пароохолоднику, частина її зливається у дренажну систему станції. Відповідно, фактична витрата охолоджуваної води складе

$$W' = \alpha_{\text{РОУ}} \cdot W, \quad (4)$$

де  $\alpha_{\text{РОУ}} \leq 1,2 \dots 1,25$ .

Збільшується витрата охолоджувальної води, відповідно збільшується і витрата первинної пари  $D_1$ .

В пароохолоднику відбуваються інтенсивні процеси зміни структури двофазного середовища, які супроводжуються інтенсивним процесом тепломасообміну між парою і водою.

Процес конденсації на краплі водяної пари можна представити у вигляді двох стадій. На протязі першої відбувається нагрів поверхні краплі від початкової температури  $t_0$  до  $t_s$ . Швидкість процесу визначається міжфазним термічним опором, який залежить від тиску, різниці температур  $t_0 - t_s$  і коефіцієнт конденсації  $\beta$ . Для води термічний опір фазовим переходам  $R_{\phi} \approx 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Швидкість конденсації на другій стадії визначається відведенням теплоти від поверхні краплі в середину її, тобто термічним опором краплі. Вплив конвекції на перенесення теплоти всередині краплі малий і тому термічний опір краплі залежить тільки від теплопровідності рідини  $\lambda'$  і радіуса краплі  $R$ . Тому для розрахунку теплообміну краплі можна застосувати класичне рішення задачі теплопровідності для твердого шару [3]

$$\alpha = 1/R_{\lambda} = q' / (t_s - t_k) = \pi^2 \cdot \lambda' / (3 \cdot R). \quad (5)$$

де  $R_{\lambda}$  – термічний опір всередині краплі;  $q'$  – питомий тепловий потік;  $t_s$ ,  $t_k$  – відповідно температура насичення пари, краплі.

Якщо пара перегріта, то до поверхні краплі за рахунок конвекції додатково підводиться тепловий потік густиною

$$q'' = \alpha'' \cdot (t'' - t_s). \quad (6)$$

де  $\alpha''$  – коефіцієнт тепловіддачі від перегрітої пари до поверхні краплі;  $t''$ ,  $t_s$  – відповідно температура перегрітої та насиченої пари.

Коефіцієнт теплообміну від пари до краплі розраховується в цьому випадку за формулою

$$Nu'' = 2 + 0,74 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (7)$$

$$Nu'' = \alpha'' \cdot 2R / \lambda'', \quad Re'' = w \cdot 2R / \nu'', \quad Pr'' = \nu'' / a'' \quad (8)$$

де  $\lambda''$ ,  $\nu''$ ,  $a''$  – відповідно теплопровідність, кінематична в'язкість, температуропровідність перегрітої пари;  $w$  – швидкість перегрітої пари.



Таким чином, густина потоку маси (швидкість конденсації) до краплі радіусом  $R$

$$j = (q' - q'') \cdot \pi R^2 / \tau, \quad (9)$$

де  $\tau$  – прихована теплота пароутворення.

Задачу теплообміну в диспергованій струмині поки що не можливо вважати коректно розв'язаною через необхідність врахування великої кількості факторів (спектра крапель, їх деформації, різних видів коагуляції або розпаду краплі тощо) [3]. Отже, за умов вирішення задачі відомими методами маємо високу невизначеність процесу [4 – 7]. В результаті на практиці завищують фактичну витрату охолодної води, частину цієї води зливають в дренажну систему станції.

Нижче наводимо оригінальний підхід [8] до вирішення проблеми підготовки пари з оптимальними (потрібними) параметрами пари перед окремим теплообмінником.

Виходячи із підвищеної технологічності та енергозатратності приведених вище способів організації системи підготовки пари, поставлена задача створення способу зняття перегріву пари, в якому за рахунок введення нових операцій та їх послідовності досягається виключення дозування охолоджувача та витрат додаткової енергії на його подачу. Це приводить до підвищення надійності та енергоефективності способу.

В якості охолодника вирішено використати конденсат, отриманий в результаті відпрацювання цієї ж пари. Одночасно вирішується проблема відведення конденсату від споживача пари.

Використовуючи позитивні моменти систем і пристроїв представлених у [1 – 4] зняття перегріву пари та відведення конденсату створена нова комплексна система відводу конденсатів з суміщенням підготовки пари для технологічного споживача [5]. В даній системі за рахунок використання всього отриманого у паровому теплообміннику конденсату у якості охолодника в системі підготовки пари для цього ж теплообмінника, досягається вирішення декількох проблем: відведення конденсату, ефективне його використання та зняття перегріву пари. За рахунок чого спрощується конструкція системи.

Система для реалізації вищевказаного способу підготовки пари [5] із ефективним перегрівом зображена на рис. 1. Вона містить камеру змішування 1 з паропідвідною 2 та конденсатопідвідною трубою 3, сепараційний бак 5 і споживача пари 8 рекуперативний теплообмінник. Камера змішування містить кільцеві діафрагми 4. Кінцева ділянка камери змішування тангенційно під'єднана до сепараційного пристрою 5. Сепараційний пристрій являє собою циліндричну посудину із двома патрубками : верхній патрубок 6 для відведення пари до споживача, нижній патрубок 7 для відведення конденсату.

Система працює наступним чином. Конденсат, отриманий у споживачі пари 8, по трубопроводу 3 надходить під дією гравітаційних сил у камеру змішування 1, де змішується з перегрітою парою, що надходить через патрубок 2. У камері змішування пара охолоджується до температури насичення відповідно тиску, випаровуючи частину конденсату (10–15%). Концентричні діафрагми 4 утворюють місцеві збурення пароконденсатного потоку, сприяючи кращому тепломасообміну у камері змішування. Пароконденсатний потік надходить у сепараційний пристрій 5, розділюється, насичена пара відводиться до споживача через патрубок 6, а конденсат через патрубок 7 надходить у систему відводу конденсату.

Оскільки для зняття перегріву, відповідно до наших оцінок, випаровується деяка кількість конденсату (10-20%) то у систему конденсатовідведення надходить менша кількість конденсату, тобто, зменшується металоемкість системи.

Система є самоналагоджувальною. Запуск системи відбувається з використання попередньо набраних конденсатів.

Проаналізовані тепломасообмінні і гідродинамічні процеси в замкнутому контурі “теплообмінник (8) – конденсатопровід (3) – парохолодник (1) і сепараційний пристрій (5) – паропровід сухої насиченої пари (6) – теплообмінник (8)”, який має зовнішні зв'язки по технологічному продукту, по перегрітій парі, по конденсату, що відводиться в зовнішню систему його збору і використання в теплотехнологічній системі. В результаті аналізу прийшли до висновку, що контур потрібно розглядати як окрему підсистему теплотехнологічної системи з метою його синтезу для охолодження перегрітої пари до стану насичення, нагріву цієї парою технологічного продукту і відведення конденсату відпрацьованої пари. Нижче наводимо основні залежності математичної моделі замкнутого контуру.

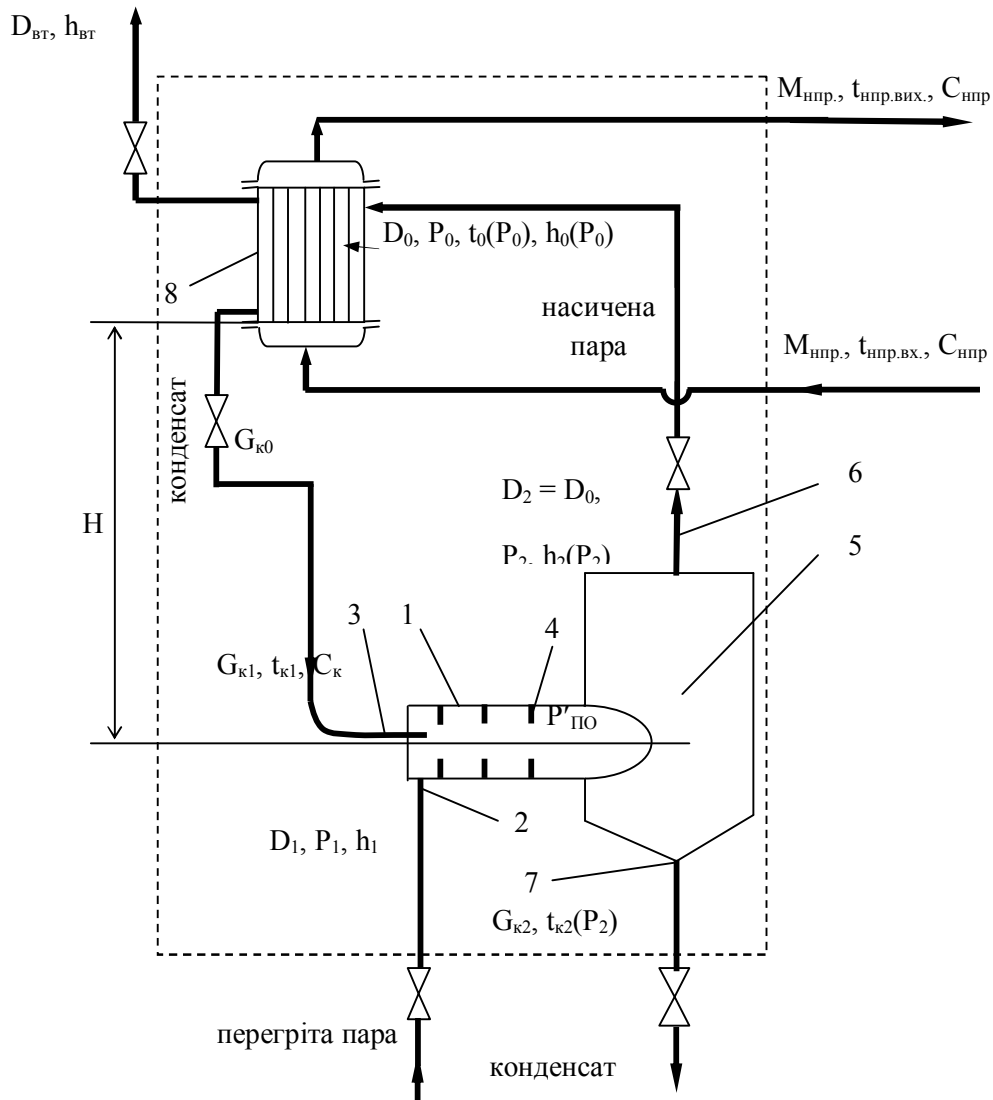


Рис. 1. Теплообмінник з пристроєм підготовки зрійної пари

Технологічний теплообмінник (8). Кількість підведення сухої насиченої пари в грійну камеру теплообмінника (ТО) з врахуванням його ККД ( $\eta_{\text{ТО}}$ )

$$D_0 = M_{\text{нпр}} \cdot C_{\text{нпр}} \cdot (t_{\text{нпр.вих}} - t_{\text{нпр.вх}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}^{-1} \cdot [r(P_0)]^{-1}, \quad (10)$$

де  $M_{\text{нпр}}$  – подавання в ТО технологічного напівпродукту для нагрівання, кг/с;  $C_{\text{нпр}}$  – теплоємність напівпродукту, кДж/(кг К);  $t_{\text{нпр.вих}}$ ,  $t_{\text{нпр.вх}}$  – відповідно температура напівпродукту на виході і вході в ТО, °С;  $r(P_0)$  – прихована теплота фазового переходу за умов конденсації водяної пари при абсолютному тиску в паровій камері теплообмінника  $P_0$ , кДж/кг.

Приймаємо кількість конденсату, що надходить із грійної камери ТО в конденсатовідвідну трубу 3  $G_{k0} = D_0$  з температурою  $t_{k0} = t_0 - (2 \div 3)$ , °С.

Тут  $t_0(P_0)$  – температура сухої насиченої пари за умов абсолютного тиску в грійній камері  $P_0$ .

Конденсатовідвідна труба 3. Приймаємо витратну кількість конденсату, що надходить із конденсатовідвідної труби 3 в пароохолодник 1  $G_{k1} = G_{k0}$  з температурою  $t_{k1} = t_{k0}$  і відповідною температурі  $t_{k1}$  теплоємністю  $C_k$ .

Відстань по вертикалі між нижньою трубною решіткою теплообмінника і центральною віссю пароохолодника для надійного відведення конденсату

$$H_{\text{розр}} = \left( (\Delta P_{\text{сп.екст}} + (P_1 - P_0)) / (\rho_E \cdot g) \right), \quad (11)$$



де  $\Delta P_{\text{оп.сист}}$  – втрати тиску по довжині і в місцевих опорах в трубопроводі для відведення конденсату із теплообмінника в пароохолодник, Па;

$$\Delta P_{\text{оп.сист}} = \zeta_{\text{оп.сист}} \cdot \rho \cdot w_0^2 / 2, \quad (12)$$

$\rho_k$  – середня густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  $P_1$  – тиск на вході в пароохолодник, Па;  $\zeta_{\text{оп.сист}}$  – приведений коефіцієнт опору трубопровода для відведення конденсату з теплообмінника в пароохолодник;  $w_0$  – швидкість конденсату в трубопроводі для відводу конденсату із теплообмінника в пароохолодник, м/с.

Пароохолодник 1 і сепараційний пристрій 5. До пароохолодника 1 підводиться перегріта пара з параметрами  $D_1$ ,  $P_1$ ,  $h_1$  і конденсат водяної пари з параметрами  $G_{k1}$ ,  $t_{k1}$ ,  $C_k$ . Відводиться суха насичена пара в грійну камеру теплообмінника 8: витрата  $D_2$ , кг/с, тиск  $P_2$  ( $P_2 > P_0$ ), ентальпія  $h_2$  ( $P_2$ ).

Баланси мас і теплоти

$$D_1 + G_{k1} = D_2 + G_{k2}, \quad (13)$$

$$D_1 \cdot h_1(P_1, t_1) + G_{k1} \cdot t_{k1} \cdot C_k = D_2 \cdot h_2(P_2) + G_{k2} \cdot h_{k2}(P_2), \quad (14)$$

де  $D_1$  – кількість перегрітої пари, що подається в пароохолодник, кг/с;  $h_1$  ( $P_1$ ,  $t_1$ ) – ентальпія перегрітої пари, яка є функцією  $P_1$  і  $t_1$ , кДж/кг;  $t_1$  – температура перегрітої пари, °С;  $D_2$  – витрата сухої насиченої пари на виході із сепаратора 5, кг/с;  $h_2$  ( $P_2$ ) – ентальпія сухої насиченої пари при тиску  $P_2$  на виході із сепаратора 5, кДж/кг;  $G_{k2}$  – витрата конденсату в систему відводу конденсату, кг/с;  $h_{k2}$  ( $P_2$ ) – ентальпія конденсату на лінії насичення при тиску  $P_2$ , кДж/кг;

Невизначеність теплообмінних процесів в даному випадку компенсується тим, що  $\alpha$  в нашому технічному рішенні [8] значно більше  $\alpha_{\text{роу}}$  (див. (4)), тобто  $\alpha \gg \alpha_{\text{роу}}$ .

На вході в пароохолодник утворюється пароводяне середовище, яке протікає через набір місцевих опорів. В більшості випадків в автори, досліджуючи такі потоки до уваги приймають гомогенну модель середовища [9, 10].

Втрати тиску в пароохолоднику можна описати залежністю [11] для двофазного потоку

$$\Delta P_{\text{по}} = P_1 - P_2 = \sum \zeta_m \cdot \frac{\rho' \cdot w_0'^2}{2} \cdot \left[ 1 + x \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (15)$$

де  $\sum \zeta_m$  – умовний коефіцієнт місцевого опору, який визначається за даними [11];  $x$  – масовий паровміст;  $\rho'$ ,  $\rho''$  – густина конденсату, пари при  $P = (P_1 + P_2)/2$ , кг/м<sup>3</sup>;  $w_0'$  – приведена швидкість конденсату, м/с.

В пароохолоднику звичайно відстань між місцевими опорами (нашому випадку – діафрагмами) недостатня для стабілізації двофазного потоку. Отже виникає друга впливова невизначеність на теплогідродинамічний процес в контурі зняття перегріву пари. Вирішити цю проблему можна прийнявши відстань по вертикалі між нижньою трубою решіткою теплообмінника і центральною віссю пароохолодника  $H > H_{\text{розр}}$ , тобто

$$H = H_{\text{розр}} + \Delta \Delta P_{\text{по}} / (\rho \cdot g) \quad (16)$$

де  $\Delta \Delta P_{\text{по}} / (\rho \cdot g)$  – орієнтовна оцінка похибки визначення  $H_{\text{розр}}$  виражена у метрах водяного стовпа при температурі  $t_{k1}$  оцінюється з використанням залежності (15).

За умови (16) рівень конденсату в паровій камері теплообмінника не буде підвищуватись при підвищенні гідравлічного опору пароохолодника.

Паропровід сухої насиченої пари (6). Гідравлічний опір парового трубопроводу сухої насиченої пари розраховується за формулою

$$\Delta P = Z_{\text{ел}} \cdot \frac{(w\rho)_p^2 \cdot v}{2g}, \quad (17)$$

де  $(w\rho)_p$  – масова швидкість потоку, визначається при послідовному з'єднанні ділянок по ділянці, яка приймається в якості розрахункової (звичайно, яка має мінімальний переріз), кг/(м<sup>2</sup> с);  $v$  – питомий об'єм сухої насиченої пари при  $P = (P_2 + P_0)/2$ , м<sup>3</sup>/кг;  $Z_{\text{ел}}$  – повний коефіцієнт опору, який визначається за [11].

Втрати тиску в арматурі, як правило включається в місцеві опори прилеглого елемента і враховується з приведеним коефіцієнтом.



Розрахунки трубопроводу сухої насиченої пари дозволяють визначити  $P_2$ .

Використовуючи методику наведену у [12] та балансові рівняння, наведені вище, виконано розрахунок розглянутої системи підготовки пари.

Розрахунок виконано за умов реального теплотехнологічного процесу : витрата пари на теплообмінник  $D_2 = 0,1 \dots 0,278$  кг/с; ентальпія пари перед системою підготовки  $h_1 = 3259$  кДж/кг; після підготовки  $h_2 = 2756$  кДж/кг; тиск пари у теплообміннику  $P_2 = 0,6$  МПа; температура конденсату  $t_{k2} = 158,8$  °С.

Для оцінки ефективності подрібнення крапель конденсату потік пари визначимо характеристики потоку.

Приведена швидкість пари у просвіті зволожувача

$$w_0'' = 4 \cdot D_2 \cdot v'' / (\pi \cdot d_0^2). \quad (18)$$

Приведена швидкість конденсату у просвіті зволожувача

$$w_0' = 4 \cdot G_{k1} \cdot v' / (\pi \cdot d_0^2). \quad (19)$$

Витратна швидкість суміші у просвіті зволожувача

$$w_{cm} = w_0' + w_0''. \quad (20)$$

Критична швидкість суміші

$$w_{cm}^{kr} = (2/k_1) \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \sigma \cdot \left(\frac{1}{v'} - \frac{1}{v''}\right)}{(1/v'')}}}, \quad (21)$$

де  $k = 0,77$  – коефіцієнт.

Результати розрахунку наведені у табл. 1

Таблиця 1

Розрахунок пароохолодника

| Показник  | Результати розрахунку |         |
|---|-----------------------|---------|
| Витрата пари $D_2$ , кг/с   | 0,1                   | 0,278   |
| Витрата конденсату $G_{k1}$ , кг/с                                      | 0,1                   | 0,278   |
| Витрата пари, що надходить у ПО $D_1$ , кг/с                            | 0,0825                | 0,2293  |
| Розрахункова витрата конденсату на охолодження пари $(G_{k1})_p$ , кг/с | 0,0175                | 0,04866 |
| Приведена швидкість пари $w_0''$ , м/с                                  | 10,089                | 28,048  |
| Приведена швидкість конденсату $w_0'$ , м/с                             | 0,0574                | 0,1595  |
| Швидкість двофазної суміші $w_{cm}$ , м/с                               | 10,1464               | 28,2075 |
| Критична швидкість суміші $w_{cm}^{kr}$ , м/с                           | 8,949                 | 8,949   |

Як видно із табл. 1 за запропонованою схемою навіть у максимальному режимі подається конденсатів в 5,713 (0,278/0,04866=5,713) разів більше ніж потрібно за балансом. Це перебільшення подачі конденсатів повинно забезпечити більшу надійність роботи пароохолодника.

У діапазоні витрати пари на підігрівники мила в реальному тепло технологічному процесі швидкість суміші у просвіті зволожувача  $w_{cm} > W_{cm}^{kr}$  (28,2075 > 8,949 м/с і 10,1464 > 8,949 м/с). Тобто у зволожувачі повинно відбуватись активне подрібнення частинок [8] води (конденсату) у турбулентному потоці пари і таким чином активно розвиватись площа тепломасообміну (контакту) між парою і конденсатом. Термічний опір фазового переходу під час контакту пари та конденсату прямує до нуля,  $R_{\phi} \rightarrow 0$ .

Встановлено, що за запропонованою схемою навіть у максимальному режимі подається конденсатів в 5,713 (0,278/0,04866=5,713) разів більше ніж потрібно за балансом. Це перебільшення подачі конденсатів повинно забезпечити більшу надійність роботи пароохолодника.

Для організації однофазних потоків (конденсатів, сухої насиченої пари), двофазних (двофазний потік в пароохолоднику) потоків в контурі циркуляції і тепло масообміну названих потоків необхідно, щоб виконувалась залежність (16).

Тобто чітко визначена відстань по вертикалі в залежності від геометричних параметрів системи відводу конденсатів із ТО у ПО, ПО і системи підведення пари в ТО із ПО.



**5. Висновки**

Проаналізовані відомі способи підготовки насиченої пари для використання в теплотехнологічній системі. Встановлено, що в них завищена витрата охолодної води, оскільки частина цієї води зливається в дренажну систему електричної станції і уносить туди частину теплоти первинної перегрітої пари.

В запропонованому методі зняття перегріву пари перед його подачею в конкретний теплообмінник запропоновано використовувати конденсат із того ж теплообмінника, причому за рахунок випаровування частини конденсату (за оцінками 10...20 %) зменшується металоємкість системи відведення конденсату.

Проаналізовані тепломасообмінні процеси в замкнутому контурі «теплообмінник – конденсатопровід – парохолодник і сепараційний пристрій – паропровід сухої насиченої пари – теплообмінник», складені балансові рівняння, проаналізована ступінь невизначеності тепломасообмінних і гідродинамічних процесів у двофазних середовищах.

В результаті вирішені проблеми надійності тепломасообміну за рахунок використання конденсату з теплообмінника для зняття перегріву пари і проблеми надійності гідродинамічних процесів за рахунок обґрунтованого вибору відстані по вертикалі між нижньою трубною дошкою теплообмінника і центральною віссю охолодника.

Обов'язковою умовою організації інтенсивного процесу тепломасообміну є перевищення витратної швидкості двофазної суміші над розрахунковою критичною швидкістю суміші.

**Список використаних джерел**

1. Ткаченко С. Й., Самозакипаючі потоки в дренажних каналах теплотехнологічних систем. Монографія / С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 161 с.
2. Колесников В. А. Теплосиловое хозяйство сахарных заводов / В. А. Колесников, Ю. Г. Нечаев. – М.: Пищевая пром-сть, 1980. – 322 с.
3. Галин Н. М. Тепломассообмен (в ядерной энергетике) / Н. М. Галин, Л. П. Кириллов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 376 с.
4. Rifert, V., Gorin, V., Barabash, P., Sereda, V. Condensation inside horizontal tubes: state of the problem and analysis of research results. Scientific Journal «Transactions of Academenergo», 2011. - №4. - P. 57 – 68.
5. Lee, H., Mudawar, I., Hasan, M. Flow condensation in horizontal tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013. - №66. - P. 31 - 45.
6. Xiaoyong, W., Xiande, F., Rongrong, S. A comparative study of heat transfer coefficients for film condensation. Energy Science and Technology, 2012. - №3(1). - P. 1 – 9.
7. Garcia-Valladares, O. Review of in-tube condensation heat transfer correlations for smooth and microfin tubes. Heat Transfer Engineering, 2003. - №24(4). - P. 6 - 24.
8. Ткаченко С. Й., Спосіб зняття перегріву пари. Декл. Пат. 61581 UA, МКИ F22G5/12. / С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова, Д. В. Степанов. – № 2003032028; Заявлено 07.03.2003; Опубл. 17.11.2003, Бюл.№11. – 2 с.
9. Shiu, B. Application of Preconditioning Method to Gas Liquid Two-phase Flow Computations / B. R Shiu, B., Yamamoto, S., Yuan X. // Transaction of the ASME. Journal of Fluids Engineering, 2004. – Vol. 126. - № 10. – P. 606 – 612.
10. Mor, M. Analysis of Two-phase Homogeneous Bubbly Flows Including Friction and Mass Addition / Mor, M., Gany, A. // Transaction of the ASME. Journal of Fluids Engineering, 2004. – Vol. 126. - № 1. – P. 102 – 109.
11. Балдина О. М., Гидравлический расчет котельных агрегатов : (Нормативный метод) / [О.М.Балдина, В. А. Локшин, Д. Ф. Петерсон и др.]. – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
12. Ткаченко С. Й., Втрати тиску в місцевих опорах при течії двофазних потоків / С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова, Д. В. Степанов // Вісник ВПІ, 2000. – № 1.– С. 43 – 46.

**References**

- [1] Tkachenko, S., Stepanova, N. (2008) *Samozakypaiuchi potoky v drenaznykh kanalakh teplotekhnolohichnykh system .Monohrafiia [Self-accumulating flows in drainage channels of heat-engineering systems/ Monograph].* – Vinnytsia: UNIVERSUM-Vinnytsia [in Ukrainian].



- [2] Kolesnikov, V., Nechaev, Y. (1980) *Теплосиловое хозяйство сахарных заводов [Thermal economy of sugar factories]* Moscow: Pischevaya prom-st [in Russian].
- [3] Galin, N., Kirillov, L. *Тепломассообмен (в ядерной энергетике) [Heat exchange (in nuclear power)]* Moscow: Energoatomizdat [in Russian].
- [4] Rifert, V., Gorin, V., Barabash, P., Sereda, V. (2011) Condensation inside horizontal tubes: state of the problem and analysis of research results, 4, 57 - 68, Transactions of Academenergo.
- [5] Lee, H., Mudawar, I., Hasan, M. (2013) Flow condensation in horizontal tubes, 66, 31 - 45, International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [6] Xiaoyong, W., Xiande, F., Rongrong, S. (2012) A comparative study of heat transfer coefficients for film condensation., 3, 1 - 9, Energy Science and Technology.
- [7] Garcia-Valladares, O. (2003) Review of in-tube condensation heat transfer correlations for smooth and microfin tubes, 24, 6 - 24, Heat Transfer Engineering.
- [8] Tkachenko, S., Stepanova, N., Stepanov, D. (2003) Dekl. Pat. 61581 UA, MKY F22G5/12. *Sposib zniattia perehrivu pary [Way to remove overheating of the steam]*, No 2003032028; Zaiavleno 07.03.2003; Opubl. 17.11.2003, Biul.№11 [in Ukrainian].
- [9] Shiu, B., Yamamoto, S., Yuan, X. (2004) Application of Preconditioning Method to Gas Liquid Two-phase Flow Computations, 126, 10, 606-612, Transaction of the ASME Journal of Fluids Engineering.
- [10] Mor, M., Gany, A. (2004) Analysis of Two-phase Homogeneous Bubbly Flows Including Friction and Mass Addition, 126, 1, 102-109, Transaction of the ASME. Journal of Fluids Engineering [in English].
- [11] Baldina, O., Lokshin, V., Peterson, D. (1978) *Gidravlicheskiy raschet kotelnykh agregatov : (Normativniy metod) [Hydraulic calculation of boiler units (Regulatory method)]* Moscow: Energiya [in Russian].
- [12] Tkachenko, S., Stepanova, N., Stepanov, D. (2000) *Vraty tysku v mistseykh oporakh pry tekhii dvofaznykh potokiv [Loss of pressure in local supports during two-phase flows]*, 1, 43-46, Visnyk VPI [in Ukrainian].

## ПОДГОТОВКА ПАРА С ОПРЕДЕЛЕННЫМИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ В ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

*Проанализированы известные способы подготовки насыщенного пара для использования в теплотехнологической системе. Установлено, что в них завышен расход охлаждающей воды, поскольку часть этой воды сливается в дренажную систему электрической станции и вносит туда часть теплоты первичной перегретого пара. В предлагаемом методе снятия перегрева пара перед его подачей в конкретный теплообменник предложено использовать конденсат из того же теплообменника, причем за счет испарения части конденсата (по оценкам 10 ... 20%) уменьшается металлоемкость системы отвода конденсата. Проанализированы тепломассообменные процессы в замкнутом контуре «теплообменник - конденсатопровод - парохладитель и сепарационное устройство - паропровод сухого насыщенного пара - теплообменник», составленные балансовые уравнения, проанализирована степень неопределенности теплообменных и гидродинамических процессов в двухфазных средах. Разработана система подготовки пара для теплотехнологического потребителя, в которой за счет использования всего полученного в паровом теплообменнике конденсата в качестве охладителя и соблюдения определенного расстояния между нижней трубной решеткой теплообменника и центральной осью парохладителя, достигается решение проблем отвода конденсата, эффективное его использование и снятия перегрева пара.*

*Ключевые слова: водяной пар, перегрев пара, конденсат.*

*Ф. 21. Рис. 1. Лит. 12.*

## PREPARATION OF A PAIR WITH CERTAIN THERMODYNAMIC PARAMETERS IN THE HEAT TECHNOLOGY SYSTEM

*Known methods for preparing saturated steam for use in a heat engineering system are analyzed. It was established that the flow rate of cooling water was overestimated in them, since part of this water is drained into the drainage system of the power plant and contributes part of the heat of the primary*





*superheated steam there. In the proposed method for removing steam overheating before it is fed to a specific heat exchanger, it is proposed to use condensate from the same heat exchanger, moreover, due to evaporation of a part of the condensate (estimated 10 ... 20%), the metal consumption of the condensate drainage system decreases. The heat and mass transfer processes in the closed loop “heat exchanger – condensate line – desuperheater and separation device – steam of saturated steam – heat exchanger” are analyzed, the balance equations are compiled, the degree of uncertainty of the heat transfer and hydrodynamic processes in two-phase media is analyzed. A steam preparation system has been developed for a heat-technological consumer, in which by using all the condensate obtained in the steam heat exchanger as a cooler and observing a certain distance between the lower tube sheet of the heat exchanger and the central axis of the desuperheater, the problems of condensate drainage, its efficient use and removal of steam overheating are achieved.*

*Key words: water vapor, steam overheating, condensate.*

F. 21. Pic. 1. Ref. 12.

### ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

**Ткаченко Станіслав Йосипович** — доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Теплоенергетики» Вінницького національного технічного університету (Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021, Україна, e-mail: stahit6937@gmail.com), ORCID 0000-0002-4904-4608.

**Степанова Наталя Дмитрівна** — кандидат технічних наук; доцент; доцент кафедри «Теплоенергетики» Вінницького національного технічного університету (Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021, Україна, e-mail: Stepanovand@i.ua), ORCID 0000-0002-4654-2062.

**Ткаченко Станіслав Йосифович** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплоэнергетики» Винницкого национального технического университета (Хмельницкое шоссе, 95, г. Винница, 21021, Украина, e-mail: stahit6937@gmail.com), ORCID 0000-0002-4904-4608.

**Степанова Наталия Дмитриевна** — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Теплоэнергетики» Винницкого национального технического университета (Хмельницкое шоссе, 95, г. Винница, 21021, Украина, e-mail: Stepanovand@i.ua), ORCID 0000-0002-4654-2062.

**Tkachenko Stanislav Y.** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Thermal Power Engineering of Vinnytsia National Technical University (Khmelnitsky highway, 95, Vinnytsia, Ukraine, e-mail: stahit6937@gmail.com), ORCID 0000-0002-4654-2062.

**Stepanova Nataliya D.** – PhD, Associate Professor of the Department of Thermal Power Engineering of Vinnytsia National Technical University (Khmelnitsky highway, 95, Vinnytsia, Ukraine, e-mail: Stepanovand@i.ua), ORCID 0000-0002-4654-2062.