

## МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ КОНДЕНСАТОПРОВОДІВ

*Проведено аналітичне та чисельне порівняння методик розрахунку пропускної спроможності конденсаторопроводів. Виявлено суттєві розбіжності, пов'язані із недостатнім врахуванням геометричних особливостей системи, структури двофазного потоку, ковзання фаз, стискаємості потоку та дисипації енергії.*

### Вступ

На більшості підприємств харчової та переробної промисловості у технологічному процесі використовують насичену або слабо перегріту пару. Після паровикористовуючих установок отримують насичений або киплячий конденсат.

Конденсаторопровід – це, як правило, система трубопроводів (може бути різних діаметрів  $d_y = 15 - 100$  мм), по якій конденсат, отриманий у теплообміннику теплотехнологічної системи (ТОТТС), відводиться до конденсатної ємкості, тиск у якій  $P_{емк}$ . Конденсаторопроводи можуть бути обладнані конденсаторіввідвідниками, запірними пристроями, зворотними клапанами, іншими місцевими опорами: колінами, конфузорами, дифузорами, переходами з одного діаметра на інший тощо. Працює конденсаторопровід з тиском  $P = 0,5-1,5$  МПа. На вході в конденсаторопровід надходить насичена або не догріта до температури насичення  $t_s$  вода.

В конденсаторопроводі відбуваються такі процеси: течія рідини, самоскипання рідини, дозвукові та трансзвукові двофазні течії, теплообмін з навколишнім середовищем (обмежений). Тиск насиченого конденсату під час руху по трубопроводу знижується внаслідок тертя, зміни напрямку та величини швидкості, зміни геодезичних відміток трубопроводів та ін.

Від роботи конденсаторопроводів залежить ефективність роботи ТОТТС. Тому вибір методики розрахунку є актуальною проблемою при проектуванні конденсаторопроводів.

### Аналіз проблеми

Одна із задач, що стоїть під час розрахунку системи відведення конденсату, – визначення її пропускної спроможності. Автори [1-13] пропонують методи розрахунку таких систем, як одномірних течій.

Нами проведено аналіз літературної інформації, яка може бути корисною при проектуванні конденсаторопроводів. В результаті наявні методи розрахунку нами розділені на два типи: перший – на основі емпіричних залежностей, отриманих в результаті експериментальних досліджень; другий – побудовані на основі основних рівнянь збереження (збереження енергії, збереження імпульсів, гомогенних потоків).

У літературі описані експериментальні дослідження руху скипаючої рідини як у довгих [6-8, 10-13] так і у коротких каналах [9].

Результати досліджень у довгих каналах, в основному, представлені в графічному вигляді. Далі наводимо характерні джерела, в яких результати досліджень проаналізовані і представлені в аналітичному вигляді.

Для визначення пропускної спроможності конденсаторопроводу автори [6] пропонують узагальнену залежність для визначення приведеної швидкості  $C$  у вигляді рівняння подібності:

$$C = c_0 / \sqrt{RT_{кр}} = f(\pi, \theta, L, D) = 0,09 \cdot \pi^{0,65} \cdot \theta^{-0,2} (0,8 \cdot L / D^{0,6})^{0,34 \cdot (\pi - 1)}, \quad (1)$$

де  $c_0 = f(P_0, \Delta T_{вх}, l, d, P_{кр}, T_{кр}, R, m)$  – швидкість рідини, розрахована по повному перерізу каналу, м/с;  $R$  – індивідуальна газова стала, м – маса кілограм-моля, кг;  $T_{кр}, P_{кр}$  – критична термодинамічна температура, К та критичний термодинамічний тиск, Па;  $l, d$  – відповідно довжина та діаметр трубопроводу, м;  $\pi = P_0 / P_{кр}$ ,  $\theta = \Delta T_{вх} / T_{кр}$  – приведені тиск та перегрів рідини на вході,  $\Delta T_{вх} = T_0 - T_s(P_0)$  – перегрів рідини на вході, К;  $T_s(P_1)$  – температура насичення, що відповідає тиску на вході, К;  $T_0$  – температура рідини на вході,

$K; L = 1/\sqrt[3]{m \cdot R \cdot T_{кр}/P_{кр}}$ ,  $D = d/\sqrt[3]{m \cdot R \cdot T_{кр}/P_{кр}}$  - приведені довжина та діаметр каналу;

$P_1 = P_0 - \rho' \cdot c_0^2 / (2 \cdot \mu_{вх}^2)$  - тиск поблизу входу у канал, Па;  $\rho$  - густина води, що відповідає температурі  $T_0$ , кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_{вх}$  - гідравлічний коефіцієнт витрати на вході в канал, для каналу із гострою вхідною кромкою можна наближено приймати рівним 0,61, у випадку іншої геометрії вхідної ділянки  $\mu_{вх}$  можна визначити або за відомим коефіцієнтом гідравлічного опору, або шляхом гідравлічних випробувань каналу необхідної геометрії.

Залежність (1), отриману в результаті обробки дослідних даних для потоку води у діапазоні  $d = 0,008 - 0,06$  м із  $l/d = 10-100$  і автори [6] рекомендують у діапазоні  $P_0 = (5 - 115) \cdot 10^5$  Па та  $\theta = 0,0002 - 0,03$ . До недоліків цієї залежності можна віднести не врахування місцевих опорів та неможливість розрахунку за відсутності перегріву  $\Delta T_{вх} = 0$ .

Зв'язок між питомою витратою (масовою швидкістю) у гідравлічному  $(\rho w)_{1r}$  і критичному режимі витікання  $(\rho w)_{кр}$  авторами [7] на основі експериментальних даних описаний співвідношенням

$$(\rho w)_{кр} / (\rho w)_{1r} = a \cdot (L^* \cdot K_p)^{-b}, \quad (2)$$

де  $a, b$  - коефіцієнти, які для насиченої води  $a = 0,975$ ,  $b = 0,147$ , але для недогрітої води залежать від вхідного недогріву  $\delta p_{s0} = (P_0 - P_{s0})/P_0$ ;  $P_{s0}$  - тиск насичення, що відповідає вхідній температурі, Па;  $K_p$  - параметр, що враховує вплив початкового тиску, для довгих труб  $K_p = (P_{s0}/P_{кр})^{1,8}$ , для коротких і середніх  $K_p = 1$ ;

$L^* = (\sqrt[4]{1/d}) \cdot 1/\sqrt{\sigma \cdot [g \cdot (\rho' - \rho'')]^{-1}}$  - безрозмірний параметр;  $\sigma$  - коефіцієнт поверхневого натягу, Па.

Залежність (2) рекомендується для застосування в діапазоні початкових тисків  $1 - 9$  МПа при відносних вхідних недогрівах потоку  $\delta p_{s0} \leq 0,5$  і діаметрах каналу  $d \geq 10$  мм [7]. До недоліку слід віднести не врахування місцевих опорів у розрахунку.

Тобто вищенаведені залежність (2) отримана та рекомендовані для вузьких діапазонів початкових параметрів, в той час, як, наприклад, конденсатопроводи теплотехнологічного обладнання найчастіше працюють при тисках  $P_1 = 0,5 - 1,5$  МПа та мають відносну довжину  $l/d$  значно більше 48.

Описані вище методики розрахунку критичних двофазних потоків у довгих трубопроводах враховують геометричні особливості дренажних систем [6, 7], але вони прив'язані до конкретних установок, а експериментальні дослідження, за невеликим виключенням [12, 13], проведені, в основному на трубопроводах малих діаметрів  $5 - 8$  мм. Останній фактор немаловажливий, оскільки від величини поперечного перерізу суттєво залежить структура двофазного потоку, а отже і методика розрахунку системи.

Існують безпосередні методики [1-3, 5] розрахунку конденсатопроводів, а також методика [4], залежності якої можна використати при побудові методики розрахунку конденсатопроводів. Методики розрахунку наведені у [1, 2, 3] опираються в своїй основі на рівняння гомогенних потоків, [4] - на рівняння балансу імпульсів, [5] - на рівняння балансу енергії.

Пропускную спроможність конденсатопроводу  $G$  за [1 - 4] формально можна визначити розв'язавши систему рівнянь (3), (4)

$$G = \rho' \cdot w_0 \cdot F = \rho_{см} \cdot w_{см} \cdot F, \quad (3)$$

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м} + \Delta P_{пр} + \Delta P_{нів}, \quad (4)$$

де  $w_0$  - швидкість циркуляції, м/с;  $w_{см}$  - витратна швидкість суміші, м/с;  $\rho_{см} = [(x/\rho'') + (1-x)/\rho']^{-1}$  - витратна густина суміші, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho'$  і  $\rho''$  - густина відповідно води і пари, кг/м<sup>3</sup>;  $x$  - масовий паровміст, кг/кг;  $F$  - поперечний переріз трубопроводу, м<sup>2</sup>;  $\Delta P = P_0 - P_{вих}$  - втрати тиску у конденсатопроводі, Па;  $P_{вих}$  - тиск в кінці трубопроводу, Па;  $\Delta P_{тр}$ ,  $\Delta P_{м}$ ,  $\Delta P_{пр}$ ,  $\Delta P_{нів}$  - втрати тиску на тертя, в місцевих опорах, на прискорення потоку, нівелірний перепад тиску, Па.

Визначити складові втрат тиску за різними методиками можна розв'язавши рівняння наведені у табл.

Таблиця

**Рівняння для визначення втрат тиску у конденсатопроводі**

[1]	[2],[3]	[4]	[5]
Втрати тиску на тертя			
$\Delta P_{TP} = \frac{\lambda \cdot L}{d} \cdot \frac{\rho_{cm} \cdot w_{cm}^2}{2}$	$\Delta P_{TP} = \frac{\lambda \cdot L}{d} \cdot \frac{\rho_{cm} \cdot w_{cm}^2}{2}$	$\Delta P_{TP} = \frac{\lambda \cdot L}{d} \cdot \frac{\rho' \cdot w_0^2}{2} \cdot \left[ 1 + \bar{x} \cdot \bar{\psi} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]$	$\Delta P_{оп} = \Delta P_{TP} + \Delta P_{МО}$ $\Delta P_{оп} = \int_1^2 \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot d\zeta$
Втрати тиску у місцевих опорах			
$\Delta P_M = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_{cm} \cdot w_{cm}^2}{2}$	$\Delta P_M = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_{cm} \cdot w_{cm}^2}{2}$	$\Delta P_M = \sum \zeta \cdot \frac{\rho' \cdot w_0^2}{2} \cdot \left[ 1 + \bar{x} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]$	-
Втрати тиску на прискорення			
не враховується	не враховується	$\Delta P_{пр} = \rho' \cdot w_0^2 \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \cdot (x_k - x_n)$	$\Delta P_{пр} = \int_1^2 \rho \cdot w \cdot dw$
Нівелірна складова втрат тиску			
$\Delta P_{НІВ} = \sum h \cdot \rho_{cm} \cdot g$	$\Delta P_{НІВ} = \sum h \cdot \rho_{cm} \cdot g$	$\Delta P_{НІВ} = \sum h \cdot \bar{\rho} \cdot g$	$\Delta P_{НІВ} = \int_1^2 \rho g dH$

де  $\lambda$  - коефіцієнт тертя по довжині каналу;  $\bar{\psi}$  - коефіцієнт, що залежить від швидкості циркуляції та тиску, визначається за номограмою (рис. 2.2 [4]);  $\bar{x}$  - масовий паровміст, розрахований по середній ентальпії потоку, кг/кг;  $\sum \zeta$  - сума коефіцієнтів місцевих опорів;  $\bar{\rho}$  - середня дійсна густина середовища, кг/м<sup>3</sup>;  $\sum h$  - різниця геодезичних висот окремих ділянок, м;  $x_k, x_n$  - масовий паровміст в кінці та на початку трубопроводу, кг/кг.

Під час визначення пропускної спроможності за методикою, наведеною у [1 - 3] не враховується ковзання фаз (вважається, що конденсат і пара у суміші знаходяться у перемішаному стані). Для довгих систем у [1]  $\rho_{cm}$  визначається для середнього тиску в конденсатопроводі, для трубопроводів без суттєвої зміни паровмісту по довжині  $\rho_{cm}$  визначається по кінцевому тиску  $P_{вих}$ . На відміну від методики, наведеної в [1] у [2,3]  $\rho_{cm}$  для всіх конденсатопроводів визначається за кінцевим тиском  $P_2$ .

Згідно із [2, 3] пропускну спроможність конденсатопроводу можна визначити також за номограмами та таблицями, отриманими для однофазного конденсату із температурою  $t_k = 100$  °С, густиною  $\rho_k = 958,4$  кг/м<sup>3</sup>, кінематичною в'язкістю  $\nu_k = 0,295 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с та еквівалентною шорсткістю  $k_c = 1$  мм. При цьому слід враховувати поправку

$$\Delta P_{cm} / \Delta P = \Phi, \quad (5)$$

де  $\Phi = \rho_k / \rho_{cm} = 958,4 / \left[ \rho' \cdot \rho'' / \left[ \rho'' + x \cdot (\rho' - \rho'') \right] \right]$  - коефіцієнт збільшення втрат тиску в конденсатопроводі під час транспортування пароводяної суміші,  $\rho'$  і  $\rho''$  - густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>;  $x, \rho'$  і  $\rho''$  визначаються за  $P_{вих}$ .

Нами зроблена спроба використати методику гідравлічного розрахунку систем із двофазним потоком [4] для розрахунку конденсатопроводів, оскільки наведена тут методика враховує усі складові втрат тиску а також ковзання фаз при визначенні нівелірної складової втрат тиску. Густини води і пари, масовий паровміст визначаються по середній (між початковою і кінцевою) ентальпії потоку. Під час визначення нівелірної складової втрат тиску середня дійсна густина середовища приймається за середнім дійсним паровмістом  $\bar{\varphi}$

$$\bar{\rho} = \bar{\varphi} \cdot \rho'' + (1 - \bar{\varphi}) \cdot \rho'. \quad (6)$$

Розрахунки трубопроводів насиченої рідини у [5] проводяться з використанням масової швидкості  $m = w/v = G/F$ . Згідно рівняння суцільності потоку  $m$  по довжині трубопроводу залишається сталою.

Масова швидкість потоку [5], кг/(м<sup>2</sup>·с)

$$m = \sqrt{\frac{2g}{\sum \zeta + 4.6 \lg \beta} \left( -10^4 \int_1^2 \rho dp - \int_1^2 \rho^2 dh \right)}, \quad (7)$$

де  $\beta = v_2 / v_1$  – відношення питомих об'ємів потоку при тисках  $P_2$  і  $P_1$  відповідно.

Коли  $P_{\text{вих}} \geq P_{\text{к}}$  критична масова швидкість  $m_{\text{к}}$  дорівнює [5]

$$m_{\text{к}} = q \cdot P_{\text{к}}, \quad (8)$$

де  $q$  – коефіцієнт, що залежить від відношення критичного тиску  $P_{\text{к}}$  до тиску насичення  $P_{\text{с0}}$  і визначається за номограмою (рис. 2.16 [5]).

Методики розрахунку конденсатопроводів, наведені у [1-3], описують лише дозвуківі двофазні потоки із невеликими швидкостями циркуляції. Транзвуківі двофазні потоки можна розрахувати сумісним рішенням рівнянь (7) та (8), в яких за основу приймаються рівняння збереження енергії та рівняння суцільності потоку. На нашу думку ця методика досить вдала і заслуговує на впровадження, але розроблена вона із суттєвими спрощеннями, які передбачають критичний двофазний потік гомогенізованим, наприклад, втрати на прискорення визначаються без врахування ковзання фаз, до того ж спрощено оцінюються геометричні особливості каналу.

#### Чисельний експеримент. Аналіз результатів.

Для порівняння методик розрахунку конденсатопроводів було проведено чисельний експеримент, в якому прийняті наступні вихідні дані :

$$P_0 = 1 \text{ МПа}, P_{\text{смк}} = 0,12 \text{ МПа}, L = 89 \text{ м}, \sum \zeta = 1,5, \Delta h = 5 \text{ м}, \lambda = 0,04.$$

Результати розрахунків представлені на рисунку.

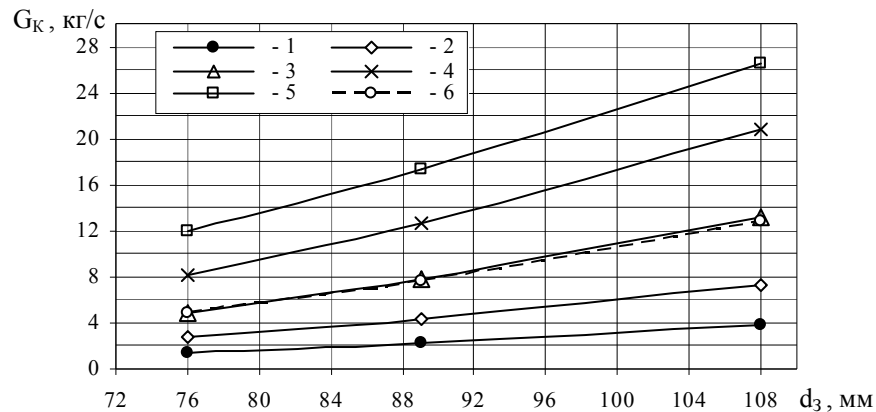


Рис. Порівняння результатів числового експерименту :  
1 - пропускну здатність конденсатопроводу розрахована за [2, 3];  
2 - [4]; 3 - [1]; 4 - (7); 5 - (1); 6 - (2).

Згідно рисунку, приймаючи при проведенні порівнянь за базовий варіант методику, наведену у [1], видно, що розбіжність результатів розрахунку пропускну спроможності за методиками, що основані на фундаментальних рівняннях складає (-70,66)...+66,17 %, за усіма методиками (-70,66) ...+143,99 %. Внаслідок використання різних методів визначення густини суміші за методиками авторів [1] та [2,3] пропускну спроможність, розрахована за [2,3] складає 29,3 % розрахованої за [1]. Результати розрахунку за рівнянням (2) із точністю до 2,87 % співпадають із розрахунками за [1].

Під час проведення розрахунків нами виявлено, що рівняння (2) надто чутливе до величини перегріву і у межах  $\Delta T_{\text{вх}}$  від 0,01 до 1 °С пропускну спроможність трубопроводу складає від 40,88 кг/с до 16,3 кг/с. За умови наявності перегріву рідини на 3,5 °С пропускну спроможність, розрахована за (2) із точністю до  $\pm 6,2$  % співпадає із розрахованою за рівнянням (7). Це означає, що для розрахунку за (2) необхідно із великою точністю знати температуру рідини на початку конденсатопроводу.

Згідно із [5] критичний тиск для умов чисельного експерименту дорівнює  $P_k = 3,52 \cdot 10^5$  Па. Тобто чисельний експеримент проведено за умов критичних течій, оскільки  $P_2 < P_k$ . Як відомо, навіть у однофазній гідравліці при збільшенні числа Маха понад 0,3, проводити розрахунки необхідно з врахуванням стискаємості потоку. Аналогічні твердження експериментально підтверджені авторами [14] і для критичних двофазних потоків. Тому є підстави вважати, що при потоках із числами Маха більше 0,3 необхідно враховувати вплив стискаємості, як при розрахунках втрат тиску на тертя так і втрат тиску у місцевих опорах. Що не відображено у вищенаведених методиках розрахунку конденсатопроводів.

#### Висновок

Виконаний сумісний аналіз різних методик та проведений чисельний експеримент по визначенню пропускної спроможності конденсатопроводів. Аналіз експерименту показав суттєві розбіжності (- 70,66 ...+ 143,99 %) у результатах розрахунку, що не дозволяють обґрунтовано проектувати конденсатопроводи ТОТТС, і виникає необхідність проведення подальших теоретичних та експериментальних досліджень систем відведення конденсату. Методика розрахунку конденсатопроводів має бути побудована на основі рівнянь збереження енергії (імпульсу) та суцільності потоку з врахуванням геометричних особливостей системи, структури двофазного потоку, ковзання фаз, стискаємості потоку та дисипації енергії.

#### Література

1. Якадин А.И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий. / Под ред. Ю.П. Соловьева. Изд. 3-е, перераб и доп. – М.: Энергия, 1973. –232 с.
2. Строй А.Ф., Скальский В.Л. Расчет и проектирование тепловых сетей. – К.: Будівельник, 1981. – 144 с.
3. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей / Под ред. А.А. Николаева. – М.: Стройиздат, 1965. – 359 с.
4. Гидравлический расчет котельных агрегатов: (Нормативный метод)/ Балдина О.М., Локшин В.А., Петерсен Д.Ф. и др.; Под ред. В.А. Локшина и др. – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
5. Рудомино Б.В., Ремжин Ю.И. Проектирование трубопроводов тепловых электростанций.– Л.: Энергия, 1970. – 208 с.
6. Лабунцов Д.А., Авдеев А.А. Обобщение опытных данных по критическому истечению вскипающих жидкостей//Теплоэнергетика, 1978. - №9. – с. 71-75.
7. Тихоненко Л.К., Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З. Критические расходы горячей воды при истечении из труб // Теплоэнергетика, 1979. – №5. – с. 32-36.
8. Фисенко В.В., Алферов А.В., Каминский В.Ю. Расчет параметров критического двухфазного потока в длинных каналах//Изв. Вузов. Энергетика, 1992. - №9. – с. 104-107.
9. Виноградов А.В., Хлесткин Д.А., Усанов В.В. Критические режимы истечения вскипающей жидкости//Теплоэнергетика, 2005. - №1. – с. 77-80.
10. Накорчевский А.И., Басок Б.И., Гаскевич И.В. Течение вскипающих жидкостей в длинных каналах и наступление критических режимов// Теплофизика высоких температур, 1991, Том 29. - №6. – с. 1121-1126.
11. Бильдер З.П., Фисенко В.В. Критическое двухфазное течение в длинных каналах//ИФЖ, Том XLIII, 1982. - №5. – с. 715-718.
12. Фисенко В.В., Бильдер З.П., Гончаренко С.Н., Колыханов В.Н. Экспериментальное исследование критического двухфазного потока //Тепло-энергетика, 1988. - №1. – с. 58-60.
13. Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З., Тихоненко Л.К. Влияние масштабных факторов на критический расход насыщенной воды из прямых труб с острой входной кромкой //Теплоэнергетика, 1977. - №7. – с. 72-76.
14. Фисенко В.В., Сычиков В.И. О влиянии сжимаемости на гидродинамику двухфазных потоков// ИФЖ, Том XXXII, 1977. - №6. – с. 1059-1061.