

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

СТЕПАНОВА Наталія Дмитрівна

УДК 532.529

**ГІДРОДИНАМІКА САМОЗАКИПАЮЧИХ ПОТОКІВ
В ДРЕНАЖНИХ КАНАЛАХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2007

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Вінницькому національному технічному університеті (ВНТУ), Міністерство освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Ткаченко Станіслав Йосипович,
завідувач кафедри теплоенергетики
Вінницького національного технічного університету
Міністерства освіти і науки України, м. Вінниця.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Василенко Сергій Михайлович,
завідувач кафедри теплотехніки
Національного університету харчових технологій
Міністерства освіти і науки України, м. Київ;

кандидат технічних наук, доцент
Барабаш Петро Олексійович,
доцент кафедри теоретичної та промислової теплотехніки
Національного технічного університету України
“Київський політехнічний інститут”
Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

Провідна установа: Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ.

Захист відбудеться “_____” _____ 200__ р. о _____ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 26.058.05 при Національному університеті харчових технологій за адресою: 01033, м. Київ, вул. Володимирська, 68, ауд. А-311.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного університету харчових технологій (01033, м. Київ, вул. Володимирська, 68).

Автореферат розісланий “_____” _____ 200__ р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради

В.М. Філоненко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Ефективність роботи теплообмінного та парогенеруючого обладнання підприємства залежить від роботи ліній продувок парогенераторів, систем відведення конденсату від теплообмінників, тобто дренажних каналів теплотехнологічних систем (ДК ТТС), тому їх правильне проектування є важливою задачею. У ДК ТТС реалізуються критичні або докритичні потоки насиченої води з парою або води із температурою близькою до температури насичення. Більшість відомих на даний час досліджень таких потоків проводились на коротких, незначна кількість – на довгих трубопроводах. Досліджень критичних потоків самозакипаючої рідини у складному каналі, яким є будь-яка із технологічних систем, нами не виявлено. Існуючі методи, що можна застосувати для розрахунку таких систем, дають розбіжність у величинах пропускної спроможності в 1,6...5 разів. Основною причиною є недостатньо обґрунтоване врахування складових балансу імпульсу і енергії двофазного потоку у системі складної конфігурації, а саме втрат тиску на тертя по довжині трубопроводу, у місцевих опорах, на прискорення та нівелірної складової в загальному перепаді тиску. Тому дослідження гідродинамічних процесів у дренажних каналах теплотехнологічних систем (ДК ТТС) є **актуальним**.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертації відповідає напрямку наукових досліджень кафедри теплоенергетики Вінницького національного технічного університету "Теплообмін та гідродинаміка полікомпонентних поліфазних потоків і середовищ в елементах тепло- і біотехнологічного устаткування". Матеріали дисертаційної роботи є підрозділами держбюджетної теми 82–Д–276 «Зменшення шкідливих викидів в навколишнє середовище в підсистемах енергозабезпечення систем біоконверсії» (№ держ. реєстрації 0105U002425), яка виконується згідно пріоритетного напрямку «Збереження навколишнього середовища (довкілля) та сталий розвиток» відповідно до закону «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» №2623–III від 11.07.2001р.

Мета дослідження : підвищення надійності роботи теплотехнологічної системи, її енергетичної та економічної ефективності шляхом розробки методів розрахунку та побудови дренажних каналів.

Для реалізації цієї мети необхідно розв'язати наступні **задачі** :

- аналіз існуючих методів розрахунку систем із реалізацією двофазних потоків;
- дослідження втрат тиску на тертя по довжині каналу під час руху одно- та двофазних потоків;
- дослідження втрат тиску у місцевих опорах в одно- та двофазних потоках;
- дослідження взаємного впливу місцевих опорів в залежності від відстані між ними в одно- та двофазних потоках;
- дослідження та аналіз впливу ковзання фаз на втрати тиску на прискорення двофазного потоку та загальні втрати тиску;
- розробка математичної моделі теплогідродинамічних процесів у ДК ТТС;
- дослідження пропускної спроможності ДК ТТС із самозакипаючими потоками;

- розробка рекомендацій для інженерної практики з проектування енергоефективних ДК ТТС;
- узагальнення отриманих результатів, розробка методики розрахунку ДК ТТС.

Об'єктом дослідження є дренажний канал теплотехнологічної системи.

Предметом дослідження є гідродинамічні процеси самозакипаючого потоку в дренажному каналі теплотехнологічної системи.

Методи дослідження. Для вирішення вказаних вище задач використовувались експериментальні методи дослідження гідродинамічних процесів у двофазному потоці. Дослідження виконувались на спеціально створених експериментальних установках. Коефіцієнти гідравлічного тертя та місцевого опору розраховувались за розробленою методикою обробки експериментальних даних на підставі значень втрат тиску та витрати середовища, які вимірювались під час досліджень. Обробка результатів експериментальних досліджень із отриманням емпіричних залежностей виконувалась методами прикладної статистики. Аналіз існуючих методів розрахунку каналу із реалізацією руху двофазного потоку виконувався за допомогою числового експерименту.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Набули подальшого розвитку уявлення про закономірності докритичної і критичної двофазної течії в прямолінійних каналах і місцевих опорах.
2. Вперше виявлено аналогічний характер впливу вмісту легкої фази у двофазному потоці на коефіцієнти місцевого опору та гідравлічного тертя.
3. Вперше досліджено та проаналізовано закономірності взаємного впливу місцевих опорів під час руху двофазного потоку.
4. Вперше виявлено та встановлено характер закономірності впливу геометричних особливостей каналу, структур потоків та ковзання фаз на пропускну спроможність дренажного каналу складної конфігурації (ДКСК).
5. Вперше розроблена математична модель ДКСК на основі рівнянь збереження та залежностей для визначення критичних параметрів каналу з врахуванням конфігурації ДКСК, структури потоку, дисипації енергії, неадіабатності процесу та нагріву рідини до температури насичення на вході у канал.

Практичне значення та реалізація результатів досліджень. Розроблена методика розрахунку докритичних та критичних течій самозакипаючої рідини, яка є основою для розрахунку та проектування ДК ТТС та систем біоконверсії у складі теплотехнологічного обладнання харчової, переробної, хімічної та ін. галузей промисловості. Результати роботи передані для впровадження в процесі створення системи відведення конденсату та підготовки пари для теплотехнологічного споживача (ТОВ “Бета-В”, м. Вінниця), в процесі створення системи відведення конденсату на виробничому підрозділі (ТОВ “Укрхімресурс”, м. Калинівка, Вінницька обл.). В роботі проаналізована система періодичної продувки на Бродецькому цукровому заводі (Вінницька область) та шляхи її модернізації.

Створені фізичні моделі та методики розрахунку використовуються у лабораторних та практичних заняттях для студентів спеціальності 7.090510 – теплоенергетика в рамках дисциплін “Гідродинаміка та тепломасообмін багатокомпонентних

середовищ” та “Проектування теплотехнологічних та теплоенергетичних установок”.

Особистий внесок здобувача полягає у :

- розробці математичної моделі теплогідродинамічного розрахунку ДК ТТС;
- створенні експериментального стенду, проведенні лабораторних досліджень та узагальненні результатів гідродинаміки руху двофазного потоку;
- створенні експериментального стенду, проведенні досліджень та узагальненні результатів гідродинаміки руху двофазного потоку в умовах працюючого теплотехнологічного обладнання;
- проведенні числових експериментів на математичних моделях з аналізом отриманих результатів.

Апробація роботи. Основні положення роботи були предметом доповідей та обговорення на III-й Міжнародній науково-практичній конференції “Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні” (м. Львів, 2005 р.), VIII-й Міжнародній науковій конференції “Контроль і управління в складних системах”(м. Вінниця, 2005 р.), XIII-й Міжнародній конференції з автоматичного управління “Автоматика – 2006” (м. Вінниця, 2006 р.), науково-технічних конференціях ВНТУ.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 10 наукових робіт, серед яких 6 у журналах, що входять до відповідного переліку ВАК України та отримано 1 деклараційний патент.

Обсяг та структура роботи. Дисертація складається з вступу, п’яти розділів, висновків, бібліографії, додатків. Основний матеріал викладено на 161 сторінці машинописного тексту, містить в собі 64 рисунки та 12 таблиць. Бібліографія містить 182 найменування робіт вітчизняних та зарубіжних авторів.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми дисертації, сформульовано мету та задачі дослідження. Наведено нові наукові результати, показано значення роботи, результати її впровадження у навчання та промислову практику.

У **першому розділі** розглянуто круг проблем, що постають під час роботи дренажних каналів, а саме проаналізовано умови роботи систем відведення конденсату від теплотехнологічних споживачів та дренажних каналів парогенераторів. Розглянуті структури та характеристики двофазних потоків, механізми та режими течії у даних системах. Особливу увагу приділено дослідженням руху критичного потоку вздовж довгих трубопроводів.

Виділено параметри, що впливають на витікання рідини з каналів різної форми та методи їх представлення. Розглянуті методи узагальнення та розрахункові залежності для визначення пропускної спроможності дренажної системи. Розглянуті методи та розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів гідравлічного тертя та місцевих опорів під час руху двофазного потоку. Проаналізовано критичні параметри двофазного потоку.

Розглянуті та проаналізовані складові рівнянь збереження. Виділено складові, які недостатньо досліджені, а саме втрати тиску на тертя, у місцевих опорах та при-

скорення під час руху докритичного та критичного двофазного потоку. Розглянуті результати дослідження взаємного впливу місцевих опорів під час руху однофазного потоку, які відповідають вузькому діапазону швидкостей. Для двофазних потоків такі дослідження не виявлені.

Встановлено, що існує два підходи до визначення пропускної спроможності ДК. Перший, найбільш поширений, передбачає застосування у математичній моделі поняття швидкості розповсюдження слабких збурень (Фісенко В.В.). Другий – пов'язує виникнення запирання потоку в умовах, коли його тиск зазнає стрибок, а витрата не збільшується із зменшенням протитиску (Долінський А.А., Накорчевський А.І., Басок Б.І.).

Показано, що недостатня увага до реалізації у системах складної конфігурації потоків, в яких спостерігаються кризові явища, унеможливорює проектування енергоефективних ДК ТТС. Встановлено, що недостатність інформації про гідродинамічні характеристики та процеси у елементах даних систем, не дає змоги побудувати адекватну математичну модель течії. Сформульовані мета та задачі дослідження.

Другий розділ присвячений опису експериментальних установок, методик проведення досліджень і обробки експериментальних даних.

Для дослідження втрат тиску по довжині, у місцевих опорах (діафрагмах), взаємного впливу місцевих опорів створена дослідна установка 1 (рис. 1), в якій в якості місцевого опору обрано діафрагму із діаметром отвору $d_0 = 8$ мм та 5 мм.

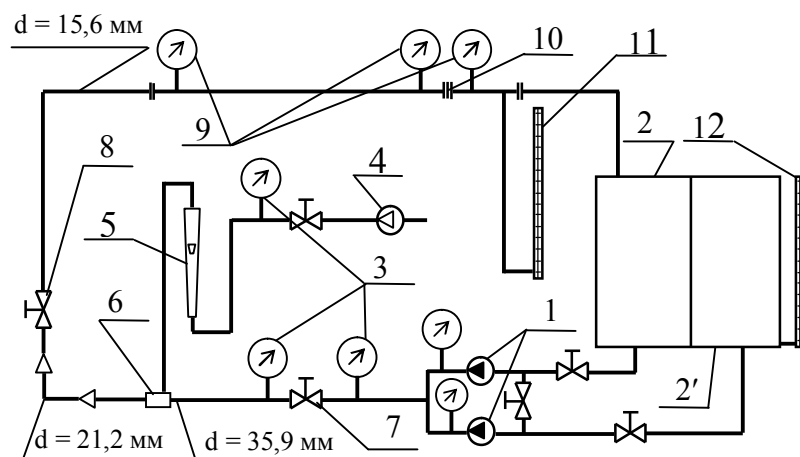


Рис. 1. Схема дослідної установки 1 : 1 – насоси; 2 – мірний бак; 3 – манометри; 4 – компресор; 5 – ротаметри; 6 – змішувач; 7 – вентиль; 8 – шаровий кран; 9 – зразкові манометри; 10 – діафрагма; 11 – дифманометр; 12 – рівнемір.

У схему установки входять: тарувальні баки 2 із рівнеміром 12, насоси 1, компресор 4, ротаметри 5, змішувач 6, місцеві опори (діафрагми) 10, запірні пристрої 7 та 8, манометри 3 та 9 (рис. 1).

Усі елементи з'єднані між собою системою трубопроводів. З'єднувальні трубопроводи на випробувальній ділянці виконані із труби внутрішнім діаметром $d = 15,6$ мм. Діафрагма встановлена на відстані $100d$ від найближчого місцевого опору.

цевого опору.

Витрата рідини визначається об'ємним методом за перепадом рівня на рівнемірі 12 у баці 2. Ціна поділки рівнеміра 1 мм. Витрата повітря визначається за допомогою ротаметрів. Тиск водоповітряної суміші вимірюється за допомогою зразкових манометрів та дифманометру з ціною поділки 1 мм.

Експериментальне визначення коефіцієнту гідравлічного тертя виконувалось під час руху води та повітровою суміші експериментальною горизонтальною ділянкою довжиною $L = 1,95 \dots 2,71$ м і діаметром $d = 15,6$ мм.

Під час дослідження взаємного впливу місцевих опорів одна діафрагма 10 замінювалась на дві діафрагми однакового діаметру отвору, які послідовно встановлені на початку і на кінці горизонтальної ділянки трубопроводу довжиною $L_1 = 0,075$ м, $L_2 = 0,15$ м, $L_3 = 0,45$ м, $L_4 = 0,75$ м.

Під час налагоджувальних дослідів проводились: тарування мірних баків 2, усіх манометрів, експериментальне визначення коефіцієнту гідравлічного тертя λ під час руху води. Дослідження проводились за умови усталеності режиму руху рідини або суміші.

Для запобігання впливу струмини на покази манометрів відбори статичного тиску проводились за 90 діаметрів до діафрагми та за 40 діаметрів після діафрагми.

Обробка експериментальних даних проводилась на основі рівняння збереження енергії. Втрати тиску на тертя ΔE_{tr}^{df} визначались як різниця загальних втрат ΔE_{Σ} та розрахункових втрат тиску на прискорення ΔE_{pr} , експериментальний коефіцієнт гідравлічного тертя при цьому визначався як

$$\lambda_{df}^E = \Delta E_{tr}^{df} / \left[\frac{L}{d} \cdot \rho' \cdot w_0^2 \cdot \left(1 + x \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right) \right], \quad (1)$$

де w_0 – витратна швидкість двофазного потоку, м/с; ρ' , ρ'' – густина води та повітря, що вибираються за середнім тиском P_{cp} та температурою T_{cp} на ділянці; $x = f(P_{cp})$ – витратний масовий газовміст.

Втрати тиску у місцевому опорі та групі місцевих опорів ΔE_{mo}^{df} визначались як $\Delta E_{mo}^{df} = \Delta E_{\Sigma} - \Delta E_{tr}^{df} - \Delta E_{pr}$, а експериментальний коефіцієнт місцевого опору при цьому визначався як

$$\zeta_{mo,e}^{df} = \Delta P_{mo}^{df} / \left[\rho' \cdot w_0^2 \cdot \left(1 + x \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right) \right]. \quad (2)$$

Очікувані похибки визначення витрат води та повітря під час досліджень не перевищують відповідно 2,3..9,8% та 0,5..10 %, а втрат тиску – 0,3...8,4 %.

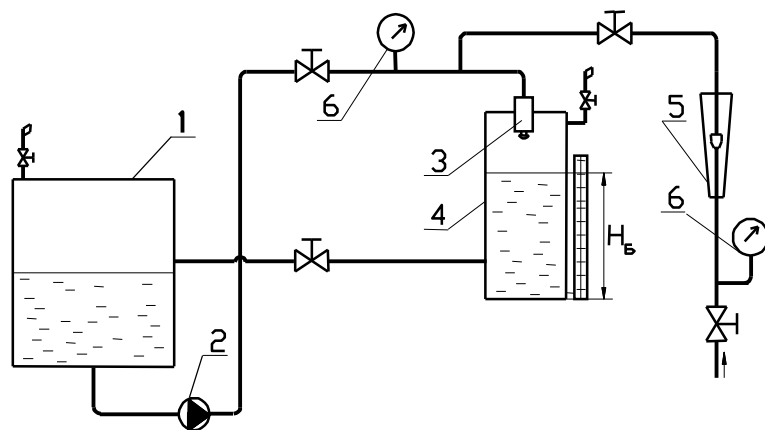


Рис. 2. Схема експериментальної установки 2:
1 – бак; 2 – відцентровий насос; 3 – вентиль;
4 – мірний бак; 5 – ротамер; 6 – манометр.

Для дослідження втрат тиску у вентилі створена дослідна установка 2 (рис. 2).

Експериментальні дослідження по визначенню втрат напору на кутовому вентилі проводились для однофазного (вода) та двофазного (водоповітряна суміш) потоків. В якості нагнітальних пристроїв були використані відцентровий насос та компресор, для визначення витрати повітря був використаний ротамер. Умовний прохід вентилля

$d_y = 0,007$ м, площа прохідного перерізу, $F_B = 0,385 \cdot 10^{-4}$ м².

Обробка експериментальних даних проводилась аналогічно дослідженням витрат тиску на діафрагмах.

Для дослідження пропускної спроможності каналу із потоком самозакипаючої рідини створений експериментальний дренажний канал (рис. 3), приєднаний до діючого котлоагрегату СП 30 – 25 – 395.

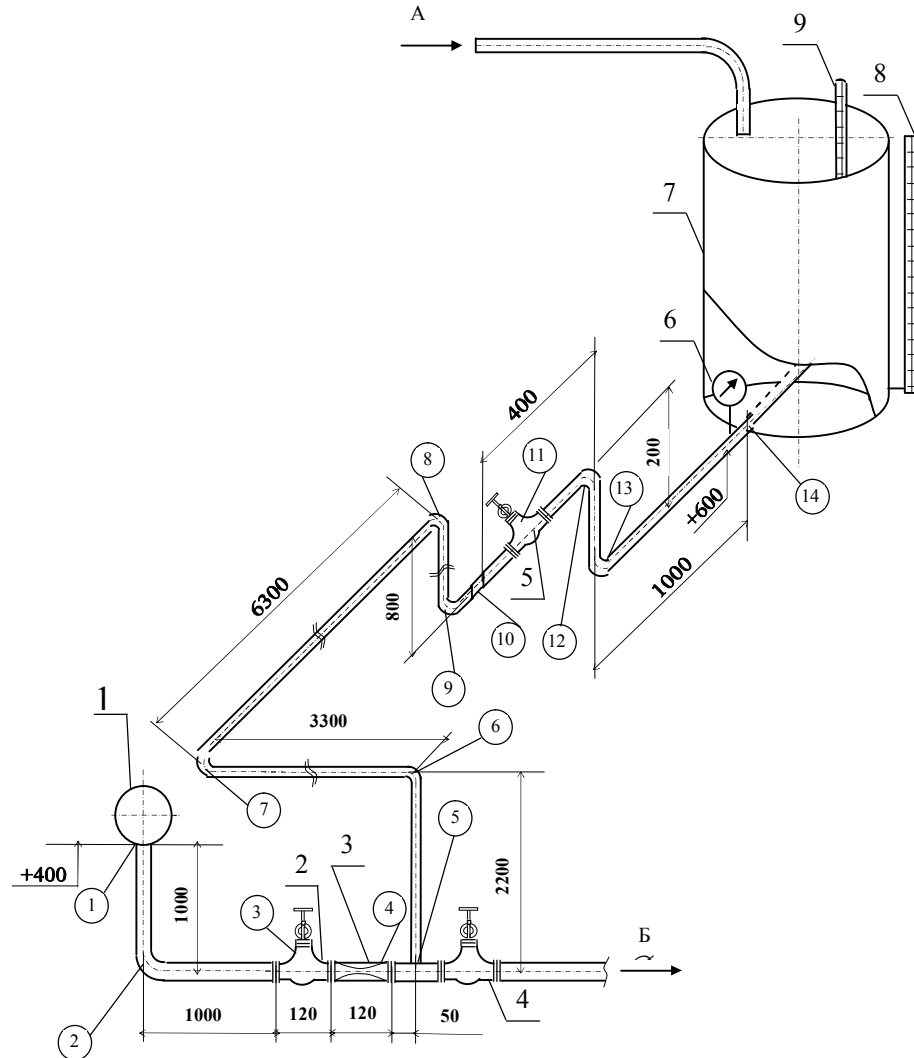


Рис. 3. Схема експериментальної установки 3:

- 1 – нижній колектор котла; 2 – продувний вентиль;
- 3 – обмежувач витрат; 4 – запасний продувний вентиль;
- 5 – вентиль; 6 – манометр; 7 – мірна ємність;
- 8 – рівнемір; 9 – термометр;
- цифри у колах – номери місцевих опорів;
- А – із мережі холодного водопостачання;
- Б – в лінію періодичної продувки.

У експериментальну установку 3 входять нижній колектор котла 1, до якого приєднана лінія періодичної продувки котла, що складається із робочого продувного вентиля 2, пристрою, що обмежує витрату (труба Вентурі з діаметром горловини $d_0 = 8,5$ мм) 3, запасного продувного вентиля 4 і системи трубопроводів, яка виконана із нових безшовних труб (еквівалентна шорсткуватість $k_e = 0,03$ мм).

У цю реально діючу систему між обмежувачем витрати 3 і запасним вентилям 4 приєднано систему трубопроводів із встановленими на ній вентилям 5, манометром 6 і мірною ємністю 7. Мірна ємність 7 обладнана рівнеміром 8, зливним трубопроводом і підживлювальним трубопроводом діаметром 15 мм, який приєднано до водогону. Суміш системою трубопроводів (рис. 3) надходила із нижнього колектора котла 1 у ємі-

ність 7 через отвори у вигляді паралелограмів, які виконані на кінцевій трубі діаметром $d_3 = 20$ мм. Загальна площа цих отворів – $0,00075$ м².

Система трубопроводів складалась із наступних ділянок: ділянка 1...5 – труба діаметром $d_1 = 0,032$ м і довжиною $L_1 = 2$ м; 5...10 – $d_2 = 0,015$ м і $L_2 = 12,8$ м; 10...14 – $d_3 = 0,02$ м і $L_3 = 1,5$ м.

Витрата суміші регулювалася вентилям 5. Тиск суміші перед входом у збірник вимірювався зразковим манометром 6. Для заміру температури води використовувався термометр 9 із ціною поділки 0,1 °С.

За результатами вимірювань визначався такий набір параметрів: умовний коефіцієнт опору системи під час руху однофазного потоку ζ_{Σ} (в залежності від ступеню відкриття вентиля 5); масова витрата суміші під час проведення досліду G_0 , кг/с (з врахуванням випаровування вологи з вільної поверхні рідини); ентальпія води на виході із колектора h_0 , Дж/кг (з врахуванням втрат теплоти у навколишнє середовище); тиск суміші на виході із колектора $P_0 = (23,25 \dots 23,85) \cdot 10^5$ Па.

Під час обробки результатів експериментальних досліджень застосовувались рівняння теплового та матеріального балансів для мірного баку.

Відносні похибки визначення витрати потоку $\delta G_0 = 3,2 \dots 5,1$ %, ентальпії потоку $\delta h_0 = 8 \dots 13,3$ %.

У **третьому розділі** проведений аналіз та узагальнення результатів експериментальних досліджень втрат тиску по довжині трубопроводу, у місцевих опорах та взаємного впливу місцевих опорів під час руху одно- та двофазних потоків.

Під час дослідження втрат тиску на тертя для руху вздовж експериментальної ділянки діаметром $d = 15,6$ мм двофазного потоку ΔP_{tr}^{df} середній тиск потоку склав $P_{cp} = 102 \dots 151$ кПа, приведені швидкості води $w_0' = 0,29 \dots 3,2$ м/с і повітря $w_0'' = 0,06 \dots 6,65$ м/с.

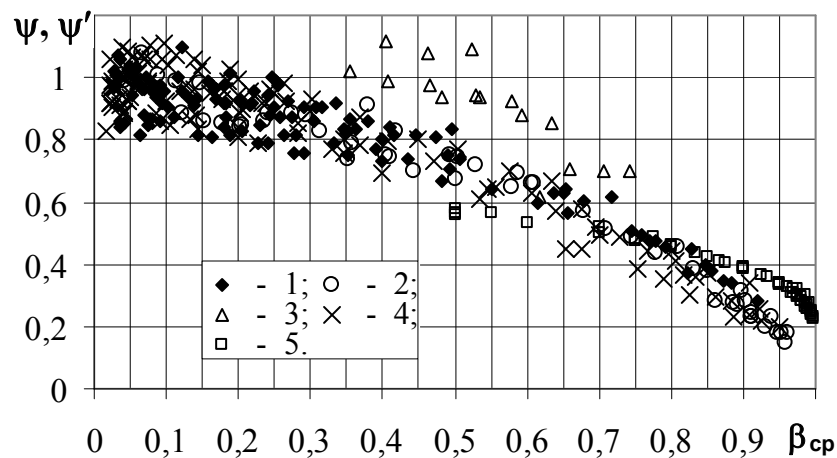


Рис. 4. Залежність експериментального ψ від середнього витратного об'ємного газовмісту β_{cp} :
1 – дослідження опору діафрагми $d_0 = 8$ мм;
2 – $d_0 = 5$ мм; 3 – дослідження опору кутового вентиля;
4 – дослідження коефіцієнта гідравлічного тертя;
5 – апроксимовані в рамках рівняння збереження енергії дослідження коефіцієнта опору тертя в пароводяних сумішах при $P = 0,5 \dots 18$ МПа.

ного тертя під час руху дво- та однофазного потоку $\lambda_{df}^E / \lambda_{of} = \psi$ (рис. 4).

Під час дослідження опору діафрагми із $d_0 = 8$ мм ($d_0 = 5$ мм) на однофазному потоці параметри змінювались у межах відповідно: $P_{cp} = 97,5 \dots 179$ (96...194) Па, $w_0' = 0,66 \dots 3,27$ (0,26...1,84) м/с. Коефіцієнт опору нестандартної діафрагми однофазному потоку в середньому складав $\zeta_{df}^{8MM} = 18,2$ та $\zeta_{of}^{5MM} = 126$.

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ_{df}^E під час руху вздовж експериментальної ділянки двофазного потоку в діапазоні зміни середнього по довжині ділянки витратного об'ємного газовмісту $\beta_{cp} = 0 \dots 0,2$ майже не змінюється і відповідає $k_e = 0,0225$ мм, а в інтервалі $\beta_{cp} = 0,2 \dots 1$ коефіцієнт λ_{df}^E суттєво залежить від витратного об'ємного газовмісту. Крім того у діапазоні $\beta_{cp} = 0 \dots 0,8$ з похибкою ± 17 % експериментальні дані описуються моделлю змішаної течії Чізхолма та Сазерленда. В роботі оцінено співвідношення коефіцієнту гідравлічного

Дослідження коефіцієнту опору діафрагми $d_0 = 8$ мм ($d_0 = 5$ мм) під час руху двофазного потоку проводились за наступних параметрів: $P_{cp} = 102...152$ (111...166) кПа, $w_0' = 0,33...2,53$ (0,24...1,31) м/с, $w_0'' = 0,07...4,02$ (0,05...7,21) м/с.

Із порівняння коефіцієнту опору діафрагми під час руху дво- та однофазного середовища витікає, що у діапазоні зміни $\beta_{cp} = 0...0,2$ із точністю до 5 % $\psi' = \zeta_{df}/\zeta_{of} \approx 1$; у діапазоні $\beta_{cp} = 0,2...1$ коефіцієнт опору двофазного середовища суттєво залежить від об'ємного газовмісту. При $\beta_{cp} > 0,8$ швидкість гомогенної суміші у отворі діафрагми наближається до швидкості розповсюдження слабких збурень a_{df} у суміші, число Маха $M \rightarrow 1$, і співвідношення $\psi' \approx \psi$ у відповідних умовах.

Аналогічні дослідження коефіцієнту опору кутового вентиля двофазному потоку проведені для зміни параметрів в таких діапазонах: тиск суміші 136...239,2 кПа, витрата повітря $(0,195...0,513) \cdot 10^{-3}$ м³/с, витрата води $(0,179...0,353) \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Аналізуючи співвідношення ψ' для кутового вентиля слід відзначити, що в умовах $\beta_{cp} \leq 0,5$ відношення ψ' близьке до одиниці, відхилення не перевищує 15 %.

Експериментальні співвідношення $\psi' = \zeta_{df}/\zeta_{of}$ для діафрагм в діапазоні $P_{cp} = 96...194$ кПа, $\beta_{cp} = 0,001...0,96$ апроксимовані за допомогою пакету програм статистичної обробки даних Statistica 5.0, використовуючи метод Квазі-Ньютона, із коефіцієнтом детермінації 0,969 у вигляді

$$\psi' = \zeta_{df} / \zeta_{of} = 0,716786 \left(\frac{Re}{Re_{авт}} \right)^{0,59203} \cdot \left(\frac{Fr_{sm}}{Fr_{авт}} \right)^{-0,276842} \cdot \left(\frac{We}{We_{авт}} \right)^{-0,267844} \cdot \beta^{-0,001531}, \quad (3)$$

де $Re = w_0 / (d \cdot \nu')$ – критерій Рейнольдса; $Fr_{sm} = w_{ci}^2 / (g \cdot d)$ – критерій Фруда; $We = \sigma / (g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot d_0^2)$ – критерій Вебера; $Re_{авт} = 25000$; $Fr_{авт} = 310$; $We_{авт} = 0,117$; $w_{sm} = w_0' + w_0''$ – витратна швидкість суміші, м/с; ν' – кінематична в'язкість води, м²/с; σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Па·м; g – прискорення земного тяжіння, м/с².

В діапазоні параметрів $P_{cp} = 1,016...1,339$ бар, $\beta_{cp} = 0...0,951$ методом Квазі-Ньютона з коефіцієнтом детермінації $R^2 = 0,966$ отримано оціночну залежність для визначення співвідношення коефіцієнтів гідравлічного тертя для дво- та однофазних потоків

$$\psi = \lambda_{df} / \lambda_{of} = 0,959 + 0,472 \cdot \beta_{cp} - 3,75 \cdot \beta_{cp}^2 + 4,558 \cdot \beta_{cp}^3 - 2,137 \cdot \beta_{cp}^4. \quad (4)$$

Залежності (3) та (4) із похибкою $\pm 10...15$ % описують експериментальні дані.

Для визначення найбільш адекватної методики визначення втрат тиску на тертя проведено числове дослідження за умов: $P_0 = 6 \cdot 10^5$ Па, $L = 1$ м, $d = 0,0299$ м, $w_{sm} = 1...300$ м/с, $w_0' = 0,5$ та $2,5$ м/с. В якості визначальних параметрів обрано співвідношення коефіцієнта гідравлічного тертя під час руху двофазної суміші λ^{df} і коефіцієнта гідравлічного тертя однофазного потоку у автотельній по числу Re' області λ' . Коефіцієнт λ_{df} віднесений до динамічного напору двофазного потоку, $Re' = w_0' / (d \cdot \nu')$. Проведено оцінку впливу числа Маха (M) на величину даного співвідношення та визначено, що величини λ_{df}/λ' при сталому M в залежності від обраного методу розрахунку відрізняються між собою у 0,02...6,5 разів. Під час більш детального аналізу

виявлено, що у області $M > 0,15$ близькі значення співвідношень λ_{df}/λ' спостерігаються під час розрахунків за залежностями: Даклера, Боришанського В.М., Фісенка В.В., Колиханова В.Н. та ін. Проведено порівняння приведених розрахункових значень із отриманими нами експериментальними значеннями λ_{df}/λ' . Встановлено, що експериментальні дані із похибкою до 24 % можна описати будь-якою із чотирьох наведених залежностей.

Залежності запропоновані Фісенком В.В., Колихановим В.Н. та ін ґрунтуються на визначенні швидкості розповсюдження слабких збурень, що є невизначеною величиною для двофазних потоків.

Залежність для визначення коефіцієнту гідравлічного тертя, яка отримана Боришанським та ін. за допомогою рівняння збереження імпульсів, побудована на основі експериментальних результатів в діапазоні швидкостей пароводяної суміші $w_{sm} = 2,8 \dots 200$ м/с та тиску $P = (5 \dots 180) \cdot 10^5$ Па. Тому виконано її апроксимацію в рамках рівняння збереження енергії (рис. 4), в результаті із коефіцієнтом детермінації $R^2 = 0,985$ отримана оціночна залежність для визначення коефіцієнту гідравлічного тертя під час руху двофазного потоку для умов

$$\psi = \lambda_{df} / \lambda_{of} = 2,0421 - 6,4288 \cdot \beta_{cp} + 9,3188 \cdot \beta_{cp}^2 - 4,6832 \cdot \beta_{cp}^3. \quad (5)$$

Отже для визначення співвідношення коефіцієнтів гідравлічного тертя під час руху дво- та однофазного потоку в області $P = (1 \dots 5) \cdot 10^5$ Па справедлива залежність (4), а в області $P = (5 \dots 180) \cdot 10^5$ Па – залежність (5).

Коефіцієнт опору ζ_{of}^E двох послідовно встановлених діафрагм із $d_0 = 8$ мм (5 мм) під час руху на ділянці однофазного потоку досліджувався за наступних параметрів потоку: $P_{cp} = 96 \dots 187$ (106...177) кПа, $w' = 0,36 \dots 2,72$ (0,45...1,21) м/с.

Умовний коефіцієнт опору однієї діафрагми у системі із двох послідовно встановлених діафрагм визначався за залежністю $\zeta = \zeta_{of}^E / 2$. Під час аналізу експериментальних даних виявлено, що ζ практично не залежить від швидкості руху середовища у отворі, рівно як і під час дослідження одиночної діафрагми. Незначний вплив зростання швидкості направлений на зменшення коефіцієнта опору проявлявся під час дослідження взаємного впливу двох послідовно встановлених діафрагм із $d_0 = 8$ мм і відносною відстанню між ними $L/d = 30$. В даному випадку зменшення опору діафрагми у діапазоні зміни критерію Рейнольдса в отворі $Re_0 = 7500 \dots 62000$ спостерігається з 19,2 до 17,5 (на 9 %). Аналогічні тенденції зберігаються і під час дослідження опору діафрагми із $d_0 = 5$ мм, де у діапазоні зміни $Re_0 = 16000 \dots 44500$ коефіцієнт опору однієї діафрагми знижується з 133 до 110 (на 17,3 %).

Взаємний вплив двох діафрагм під час руху однофазного потоку оцінювався коефіцієнтом інтерференції

$$\delta = \frac{(\zeta - \zeta_{of}^E) \cdot 100\%}{\zeta_{of}^E}. \quad (6)$$

Коефіцієнт інтерференції як для діафрагми із $d_0 = 8$ мм так і 5 мм коливається у межах 5,5...-16,2 %, тобто взаємний вплив двох послідовно встановлених діафрагм

під час руху вздовж них однофазного потоку незначний і знаходиться у межах точності проведення дослідів.

Дослідження взаємного впливу місцевих опорів під час руху двофазного потоку на діафрагмах із $d_0 = 8$ мм (5 мм) виконувалось за наступних параметрів суміші: $P_{cp} = 105 \dots 175$ (110...176) кПа, $w_0' = 0,25 \dots 2,36$ (0,2...1,11) м/с, $w_0'' = 0,06 \dots 7,34$ (0,02...7,73) м/с.

Умовний коефіцієнт опору однієї діафрагми у системі із двох послідовно встановлених діафрагм має характер подібний до коефіцієнту опору однієї діафрагми за відповідних умов. Залежність коефіцієнта інтерференції від β_{cp} для обох діафрагм мають подібний характер змінюючись у межах ± 14 % при $\beta_{cp} \leq 0,75$. Із збільшенням витратного об'ємного газомісту характер кривих змінюється, особливо це відчутно для діафрагми із $d_0 = 8$ мм. В даному випадку із збільшенням β_{cp} коефіцієнт опору однієї діафрагми у системі починає дедалі зменшуватись відносно коефіцієнта одиночної діафрагми. Це зменшення стає більш відчутним із зменшенням відстані між діафрагмами і при $L/d = 5$ і $\beta_{cp} = 0,97$ коефіцієнт інтерференції досягає - 34 %.

У **четвертому розділі** за допомогою числового експерименту проведено аналіз існуючих методик розрахунку, які можна застосувати для моделювання гідродинамічних процесів самозакипаючих потоків у дренажних системах. В ході експерименту досліджувався конденсаторопровід від теплообмінника із паровим обігрівом до збірника конденсату і прийняті наступні вихідні дані: $P_0 = 1$ МПа, $P_{емк} = 0,12$ МПа, $L = 89$ м, $\sum \zeta = 1,5$, $\Delta h = 5$ м, $\lambda = 0,04$. Виявлено, що методики, які не враховують можливість виникнення критичних течій дають розбіжність у результатах розрахунку пропускної спроможності в 2 – 5 разів, а методики, які розроблені для критичних потоків – у 1,6 – 2,4 рази. Під час аналізу результатів виявлено, що величина недогріву рідини на вході у дренажну систему суттєво впливає на значення її пропускної спроможності.

В результаті аналізу літературної інформації системи із двофазним потоком були розділені на: короткі трубопроводи ($L/d < 6 \dots 20$), довгі трубопроводи ($L/d > 6 \dots 20$). Останні в свою чергу можна розділити на системи, де переважають місцеві опори, і, де місцеві опори складають незначну частку у загальному опорі.

Дренажними каналами, що реалізуються у теплотехнологічних схемах підприємств, є, як правило, довгі трубопроводи, що працюють в області невисокого тиску $P = (4 \dots 12) \cdot 10^5$ Па. Дещо вищі початкові тиски спостерігаються у системах продувок парогенераторів. У більшості ДК ТТС можна спостерігати критичні потоки. Дренажні канали вкрай рідко являють собою прямий трубопровід постійного перерізу, найчастіше це досить складні системи, що містять значну кількість місцевих опорів, які можуть не мати між собою ділянок достатніх для стабілізації потоку.

На рух двофазних течій, в яких можливі кризові явища, у дренажних каналах впливають: термодинамічний стан рідини на початку системи, геометричні характеристики системи, наявність теплообміну із навколишнім середовищем, стисливість двофазного потоку та дисипація енергії у системі.

На наш погляд, ковзання фаз в різній степені проявляється в залежності від геометрії дренажного каналу, витратних і фізичних властивостей складових потоку :

- 1) в довгих трубах з обмеженою кількістю місцевих опорів виправдовує себе модель із проявом ковзання фаз, з врахуванням стисливості двофазного потоку, дисипації енергії;
- 2) в дренажних каналах насичених місцевими опорами можливе формування течій близьких до гомогенних; в цьому випадку не встигають по ходу потоку формуватись структури двофазної течії з явним проявом ефекту ковзання фаз;
- 3) можливий проміжний варіант між першим і другим.

Зважаючи на особливості процесів, що відбуваються під час течії самозакипаючої рідини у дренажному каналі, математичну модель, яка передбачає використання поняття про швидкість a_{df} у двофазному потоці, розділено на блоки, що описують конкретні процеси, а саме: 1) розрахунок гідродинамічних процесів; 2) розрахунок тепломасообмінних процесів; 3) розрахунок параметрів критичної течії. Що стосується математичної моделі потоку, яка не передбачає використання поняття швидкості a_{df} , то вона містить усі наведені вище блоки окрім останнього.

Дренажний канал складної конфігурації (ДКСК) – трубопровід змінного діаметру (перерізу) загальною довжиною L із сумарним умовним коефіцієнтом опору ζ_{Σ} . Для побудови математичної моделі ДКСК розбиваємо на ділянки (b ділянок) зі сталим діаметром ($d = \text{const}$).

Кожна i -та ділянка із b ділянок має в загальному випадку: довжину l_i , n_i місцевих опорів, кожен з яких характеризується умовним коефіцієнтом місцевого опору $\zeta_{M,i,n}$; p_i вертикальних ділянок із них: p_i' - з підйомним рухом середовища, p_i'' - з опускним рухом середовища; причому $p_i = p_i' + p_i''$.

Оскільки у ДК може починати рух як рідина у стані насичення так і не догріта до стану насичення, то на i -тій ділянці може спостерігатися: на частині ділянки l_i' рух однофазного середовища, на частині l_i'' – рух двофазного середовища, причому $l_i = l_i' + l_i''$. Тобто i -та ділянка може мати переріз закипання, що може бути розміщений на: горизонтальному відрізку ділянки; вертикальному підйомному, опускному відрізку ділянки.

Ділянка, на якій можливий переріз закипання, характеризується із сторони однофазного середовища: діаметром d_{m+1} ; довжиною L_{m+1} ; місцевими опорами із умовними коефіцієнтами $\zeta_{of,m+1,j}$.

Різниця рівнів між початком і кінцем частини ДКСК, вздовж якої рухається однофазне середовище характеризується величиною $Z_{of,i}$, а вздовж якої рухається двофазний потік – $Z_{df,i}$. Величини Z_{of} та $Z_{df,i}$ визначаються із конструкції ДКСК.

Частина ДКСК, вздовж якої рухається однофазне середовище має довжину

$$L_{of} = \sum_{i=1}^m L_i + l'_{m+1}, \text{ а вздовж якої рухається двофазне середовище} - L_{df} = \sum_{i=m+2}^b L_i + l''_{m+1}.$$

Приймаємо перерізи в системі: початковий – 0; закипання – 1; вихідний – 2.

Для аналітичного опису даних елементів ДКСК в якості визначальної координати вибрано довжину l частини (елемента).

Математичний опис теплогідродинамічних процесів у дренажному каналі складається із наступних основних рівнянь

- конфігурація і опір ДКСК

$$\left\{ \begin{array}{l} d = f_1(l) \\ Z = f_2(l) \\ \Sigma \zeta_M^p = f_3(l); \\ L = \sum_{i=1}^n l_i \end{array} \right. \quad (7)$$

$$d = f_1(l) \left\{ \begin{array}{ll} l = 0..l_1 & \rightarrow d = d_1 \\ l = l_1..l_2 & \rightarrow d = d_2 \\ \dots & \dots \\ l = l_{i-1}..l_i & \rightarrow d = d_i \\ l = l_{b-1}..l_b & \rightarrow d = d_b \end{array} \right. ; \quad (8)$$

$$Z = f_2(l) \left\{ \begin{array}{ll} l - l_0 \leq l_{\tilde{A}j} & \rightarrow Z(l) = \sum_{i=1}^{j-1} l_{Bj} \\ l - l_0 > l_{\tilde{A}j} & \rightarrow Z(l) = \sum_{i=1}^{j-1} l_{Bj} + \frac{l_{Bj}}{|l_{Bj}|} \cdot (l - l_0 - l_{\tilde{A}j}); \\ l - l_0 = l_{\tilde{A}j} + l_{Bj} & \rightarrow Z(l) = \sum_{i=1}^j l_{Bj} \end{array} \right. \quad (9)$$

за умов: $L = \sum_{j=1}^m (l_{\tilde{A}} + l_{\hat{A}})_j = \sum_{j=1}^m l_{\tilde{A}j} + \sum_{j=1}^m l_{\hat{A}j}; \quad l_{\tilde{A}1} \geq 0; \quad |l_{\hat{A}m}| \geq 0; \quad l_0 = \sum_{j=1}^{j=j-1} (l_B + l_{\tilde{A}})_j;$

переріз з координатою l : $\sum_{i=1}^{j=j-1} (l_B + l_{\tilde{A}})_j < 1 \leq \sum_{i=1}^{j=j} (l_B + l_{\tilde{A}})_j$

$$\Sigma \zeta_M^p = f_3(l) \left| l_{M,1}(\zeta_{M,1}^p) l_{M,2}(\zeta_{M,2}^p) \dots l_{M,n}(\zeta_{M,n}^p) \right|; \quad (10)$$

$$\Sigma \zeta_{M,of}^p = \sum_0^{L_{of}} \zeta_{M,i}^p(l_{M,i}) ; \quad \Sigma \zeta_{M,df}^p = \sum_0^L \zeta_{M,i}^p(l_{M,i}) - \sum_0^{L_{of}} \zeta_{M,i}^p(l_{M,i}); \quad (11)$$

- рівняння суцільності

$$G_0 = G_{sm,i}; \quad G_{sm,i} = [\rho_i'' \cdot w_i'' \cdot \varphi_i + \rho_i' \cdot w_i' \cdot (1 - \varphi_i)] \cdot F_i = G_i' + G_i''(P_0, h_0, P_i, G_0); \quad (12)$$

- перепад тиску між початковим перерізом і перерізом закипання

$$\Delta P_{of} = P_0 - P_{00}(h_{00}) = \left\{ \left[\sum_{i=1}^m \frac{\lambda_{of,i} \cdot L_i}{d_i} + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{t_i} \zeta_{of,i,j} \right] \cdot \left(\frac{d_{m+1}}{d_i} \right) + \frac{\lambda_{of,m+1} \cdot l'_{m+1}}{d_{m+1}} + \sum_{j=1}^{t_{m+1,of}} \zeta_{of,m+1,j} \right\} \cdot \frac{\bar{\rho}'_{of} \cdot w_{0,(m+1)}^2}{2} \pm$$

$$\pm \rho' \cdot g \cdot \Delta Z_{\text{of}}; \quad (13)$$

- перепад тиску в ДКСК

$$\Delta P_{\text{AKNE}} = \Delta P_{\text{of}} + \Delta P_{\text{df},(m+1)} + \sum_{i=m+2}^b \Delta P_{\text{df},i}; \quad (14)$$

- рівняння балансу енергії для двофазного потоку

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{df},m+1} = & \int_{Z_{\text{of}}}^{Z_{m+1}} \rho_H \cdot g \cdot dZ + \bar{\psi}_{m+1} \cdot \lambda_{\text{of},m+1} \cdot \frac{l''_{m+1}}{d_{m+1}} \cdot \frac{\bar{\rho}'_{m+1} \cdot \bar{w}_{0,m+1}^2}{2} \cdot \left[1 + \bar{x}_{m+1} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}'_{m+1}}{\bar{\rho}''_{m+1}} - 1 \right) \right] + \\ & + \psi' \cdot \zeta_{M,m+1} \frac{\bar{\rho}'_{m+1} \cdot \bar{w}_{0,m+1}^2}{2} \cdot \left[1 + \bar{x}_{m+1} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}'_{m+1}}{\bar{\rho}''_{m+1}} - 1 \right) \right] + \left\{ \left(\frac{x_{m+1}^3}{\phi_{m+1}^2 \cdot (\rho''_{m+1})^2} + \frac{(1-x_{m+1})^3}{(1-\phi_{m+1})^2 \cdot (\rho'_{m+1})^2} \right) - \right. \\ & \left. - \left(\frac{x_m^3}{\phi_m^2 \cdot (\rho''_m)^2} + \frac{(1-x_m)^3}{(1-\phi_m)^2 \cdot (\rho'_m)^2} \right) \right\} \cdot \frac{(\bar{\rho}'_{m+1} \cdot \bar{w}_{0,m+1})^2}{2} \cdot \rho_H \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=m+2}^b \Delta P_{\text{df},i} = & \int_{Z_{m+2}}^{Z_{\text{df}}} \rho_H \cdot g \cdot dZ + \sum_{i=m+2}^b \psi_i \cdot \lambda_{\text{of},i} \cdot \frac{L_i}{d_i} \cdot \frac{\bar{\rho}'_i \cdot \bar{w}_{0,i}^2}{2} \cdot \left[1 + \bar{x}_i \cdot \left(\frac{\bar{\rho}'_i}{\bar{\rho}''_i} - 1 \right) \right] + \\ & + \zeta_{M,i} \frac{\bar{\rho}'_i \cdot \bar{w}_{0,i}^2}{2} \cdot \left[1 + \bar{x}_i \cdot \left(\frac{\bar{\rho}'_i}{\bar{\rho}''_i} - 1 \right) \right] + \left\{ \left(\frac{x_2^3}{\phi_2^2 \cdot (\rho''_2)^2} + \frac{(1-x_2)^3}{(1-\phi_2)^2 \cdot (\rho'_2)^2} \right) - \right. \\ & \left. - \left(\frac{x_{m+1}^3}{\phi_{m+1}^2 \cdot (\rho''_{m+1})^2} + \frac{(1-x_{m+1})^3}{(1-\phi_{m+1})^2 \cdot (\rho'_{m+1})^2} \right) \right\} \cdot \frac{(\bar{\rho}'_i \cdot \bar{w}_{0,i})^2}{2} \cdot \rho_H; \end{aligned} \quad (16)$$

- витратний β_{cp} , дійсний ϕ паровміст, співвідношення $\psi = \lambda_{\text{df}} / \lambda_{\text{of}}$, $\psi' = \zeta_{\text{df}} / \zeta_{\text{of}}$

$$x_i = \frac{h_{00} - h'(P_i)}{r(P_i)}; \quad (17)$$

$$\beta_{\text{cp}} = f(x_i, P_i, w_{0,i}); \quad (18)$$

$$\phi = f\left(\beta, Fr_{\text{sm}}, Re_{\text{sm}}, We, \frac{\rho'}{\rho''}, \frac{\mu'}{\mu''}, \alpha\right); \quad (19)$$

$$\psi = f(\beta_{\text{cp}}, Fr, Re_0, We), \quad \psi \approx f(\beta_{\text{cp}}); \quad \psi' \approx \psi; \quad (20)$$

- ентальпія води на початку системи з врахуванням подальшого охолодження

$$h_{00} = h'(P_0) - \Delta h_B - \frac{\sum_{i=1}^b K_i \cdot L_i \cdot \Delta t}{G_0}; \quad (21)$$

$$K_i = \pi \left/ \left[\frac{1}{\alpha_{1,i} \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \left(\frac{d_i + 2 \cdot \delta_T}{d_i} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{3\zeta}} \ln \left(\frac{d_i + 2 \cdot \delta_T + 2 \cdot \delta_{3\zeta}}{d_i + 2 \cdot \delta_T} \right) + \frac{1}{\alpha_{2,3}} \right] \right.; \quad (22)$$

$$\alpha_{1,i} = \frac{\lambda'}{d_i} \cdot 0,021 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_{\text{æ}}^{0,43} \cdot (Pr_{\text{æ}}/Pr_{\text{cò}})^{0,25}; \quad (23)$$

для умов вільної конвекції біля труби

$$\alpha_{2,i} = \frac{\lambda''}{d_i} \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{g \cdot \beta_t \cdot \Delta t_2 \cdot (d_i + 2 \cdot \delta_T)^3}{(v'')^2} \cdot Pr_{\text{æ}} \right)^{0,25} \cdot (Pr_{\text{æ}}/Pr_{\text{cò}})^{0,25}; \quad (24)$$

для вимушеного омивання труби

$$\alpha_{2,i} = \frac{\lambda''}{d_i} \cdot 0,25 \cdot \left(\frac{w_{i,\text{н}} \cdot (d_i + 2 \cdot \delta_T)}{v''} \right)^{0,6} \cdot Pr_{\text{æ}}^{0,37} \cdot (Pr_{\text{æ}}/Pr_{\text{cò}})^{0,25}; \quad (25)$$

- швидкість розповсюдження слабких збурень

$$a_{\text{df}} = v_{\text{sm}} \cdot \sqrt{\left(-\frac{\partial P}{\partial v} \right)_s}, \quad (26)$$

де $l_{\Gamma,j}$ $l_{B,j}$ – довжини відповідно горизонтального і вертикального відрізків n -ої ділянки, м; $l_{M,i}$ – матриця, що характеризує розміщення (координату) відносно початку системи та величини місцевих опорів; $\zeta_{M,i}^p$ – величини умовних коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці; G_0 , $G_{\text{sm},i}$, G_i' , G_i'' – витрата води на початку системи та суміші, води і пари у i -тому перерізі системи, кг/с; w' , w'' – осереднена по перерізу дійсна швидкість води і пари, м/с; φ_i , P_i – дійсний об'ємний паровміст та тиск у кінцевому перерізі i -тої ділянки системи; F_i – площа поперечного перерізу i -тої ділянки системи, м², Па; ρ_H – гомогенна густина суміші, кг/м³; Re_{sm} – критерій Рейнольдса суміші; Δh_B – недогрів води на вході в систему, кДж/кг; K_i – коефіцієнт теплопередачі на i -тій ділянці, Вт/(м²·К); Δt – різниця між температурами рідини та зовнішнім повітрям $t_{\text{н.с.}}$, °С; h' – ентальпія води відповідна стану насичення при певному тискові, кДж/кг; r – прихована теплота пароутворення, кДж/кг; δ_T , δ_{i3} – товщина стінки труби та шару ізоляції, м; λ_T , λ_{i3} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби та

ізоляції, Вт/(м·К); $\alpha_{1,i}$, $\alpha_{2,i}$ – коефіцієнти тепловіддачі від рідини до стінки труби та від стінки труби до навколишнього середовища, Вт/(м²·К), $\alpha_{1,i} \gg \alpha_{2,i}$; λ , λ' – коефіцієнт теплопровідності води та повітря Вт/(м·К); $Re_i = w_{0,i} \cdot d_i / \nu'$ – критерій Рейнольдса, що відповідає швидкості води на i -тій ділянці; ν' , $\nu_{н.с.}$ – кінематична в'язкість води та повітря, м²/с; $Pr_{ж}$, $Pr_{ст}$ – число Прандтля рідини при температурі рідини (у формулі (23) – води, у формулах (24) та (25) – повітря) та при температурі стінки; β_t – коефіцієнт температурного розширення повітря, 1/К; Δt_2 – різниця між температурами зовнішньої поверхні стінки та зовнішнім повітрям $t_{н.с.}$, °С; h' – ентальпія води відповідна стану насичення при тискові на вході в систему, кДж/кг; δP – елементарний приріст тиску, Па; $\delta \nu$ – приріст питомого об'єму, що відповідає приросту δP , м³/кг.

Система рівнянь (7 – 26) доповнена замикаючими співвідношеннями та рівняннями для визначення теплофізичних властивостей води і пари являє собою математичну модель течії самозакипаючої рідини у дренажній системі.

Блок розрахунку гідродинамічних процесів включає в себе рівняння збереження енергії для адіабатного потоку та співвідношення для його замикання. Останні являють собою експериментально отримані у даній роботі залежності для визначення коефіцієнту гідравлічного тертя і коефіцієнту місцевого опору (4), для двофазного потоку. У області високих тисків і високих швидкостей потоку $w_{sm} > 8$ м/с для оцінки коефіцієнтів гідравлічного тертя доцільніше користуватись залежністю (5).

Нівелірну складову втрат тиску, як і всі інші складові, визначаємо в рамках рівняння збереження енергії.

Крім співвідношень, що визначають втрати тиску на тертя та у місцевих опорах, серед замикаючих співвідношень є залежності для врахування ковзання фаз. Аналіз методик Фауске, Муді, Ткаченка С.Й. та результатів експериментальних дослідів Кеворкова Л.Р. і Фісенка В.В. з співавторами показав, що спосіб визначення ковзання фаз досить суттєво впливає на величину дійсного об'ємного газовмісту, розбіжність між результатами сягає 38 %, проте величина втрат тиску на прискорення при цьому змінюється на 1,5...73 %, загального перепаду тиску в горизонтальній трубі на 0,2...20,2 %, а пропускна спроможність лише на 0,5...4,5 %.

Блок розрахунку параметрів критичної течії включає в себе залежності для визначення термодинамічно рівноважної та термодинамічно нерівноважної швидкості a_{df} . Умови застосування того чи іншого рівняння для визначення швидкості a_{df} визначені під час проведення числового дослідження із порівнянням його результатів із експериментальними даними Кеворкова Л.Р. та ін. і Фісенка В.В. та ін.

Під час аналізу результатів вищенаведеного дослідження встановлено, що під час руху самозакипаючої води вздовж трубопроводів $L/d = 3...1500$ експериментальні дані краще описуються моделлю, побудованою на визначенні термодинамічно нерівноважної швидкості a_{df} . Теплообмін між фазами відсутній при відносній довжині трубопроводу 1500...3000.

Пропускна спроможність дренажного каналу досліджувалась на експериментальній установці (рис. 3). Основні характеристики досліджуваного каналу: опір, приведений до швидкості в перерізі кінцевої ділянки, $\zeta_{\Sigma} = 78,67...329,86$; витрата потоку $G_0 = 0,507...1,384$ кг/с. Параметри води на вході у систему відповідають не-

догріву до температури насичення при $\zeta_{\Sigma} > 78,9 - \Delta t_0 = 2,4 \dots 4,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а при $\zeta_{\Sigma} < 78,9 - \Delta t_0 = 3,8 \dots 10,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Величина недогріву рідини до температури насичення на вході у канал визначалась з урахуванням втрат теплоти у навколишнє середовище. Відповідно до недогріву, у системі формується ділянка з однофазним та ділянка з двофазним потоком.

Проведено адаптування математичної моделі теплогідродинамічних процесів в ДКСК до умов експериментальних досліджень на стенді зображеному на рис. 3. Кількість ділянок із сталим діаметром $b = 3$; кількість вертикальних ділянок $k_i = 4$, із них з підйомним рухом середовища $k_i' = 1$, з опускним рухом середовища $k_i'' = 3$.

Оскільки для кожного окремого дослідження місце закипання рідини у системі різне, то інші позначення у математичному описі відповідають загальним.

Виникнення критичних явищ в системі (рис. 3) визначалось двома методами: 1) з використанням поняття про швидкість розповсюдження слабких збурень у двофазному потоці a_{df} ; 2) з умови незмінності масової витрати самозакипаючого потоку із зменшенням протитиску (наявності стрибка тиску).

Проведено ідентифікацію даного дренажного каналу за умов виникнення запирання потоку, коли витрата потоку вже не змінюється із зменшенням тиску в кінці системи P_2 (рис. 5). Для розрахунку даної системи використана запропонована модель, основана на рівняннях збереження із врахуванням геометричних особливостей, дисипації енергії, неадіабатності процесу та недогріву рідини до температури насичення.

Із рис. 5 видно, що канали із невеликим сумарним умовним гідравлічним опором $\zeta_{\Sigma} = 78,67 \dots 78,9$ із точністю $2,5 \dots 3,7 \%$ описуються моделлю із застосуванням залежності (4) для визначення величин λ_{df} та ζ_{df} , системи із великим опором $\zeta_{\Sigma} = 115,31 \dots 329,86$ – із точністю $0,9 \dots 5,4 \%$ моделлю із застосуванням залежності (5). Використання залежностей (4) та (5) в інших умовах може призвести до похибки визначення m_k $2,5 \dots 29 \%$ та $3 \dots 15 \%$.

Проведено моделювання системи з використанням поняття швидкості a_{df} для визначення умов виникнення запирання потоку. В даному випадку була використана наведена вище математична модель із додатковим врахуванням умов протікання процесу (за наявності теплообміну між паровою і рідкою фазами), а система розбивалась на 17 ділянок, що відрізнялись геометричними характеристиками (рис. 5).

Аналіз показав: збільшення кількості ділянок у системі під час моделювання не призводить до кращого опису експериментальних результатів; обидва підходи щодо розрахунку m_k (з та без врахування поняття про швидкість a_{df}) дають аналогічні результати. Але введення у модель блоку розрахунку критичних параметрів призводить до її ускладнення через необхідність вибору залежностей для визначення швидкості розповсюдження слабких збурень.

Експериментальні результати авторів Кеворкова Л.Р. та інших і Фісенка В.В. та інших змодельовані також із умови виникнення запирання потоку пов'язане з незмінністю масової витрати самозакипаючого потоку із зменшенням протитиску. Встановлено, що пропускна спроможність даних каналів визначена за допомогою запропонованої нами математичної моделі для наведених умов із похибкою до 11% відповідає експериментальним результатам (рис. 6).

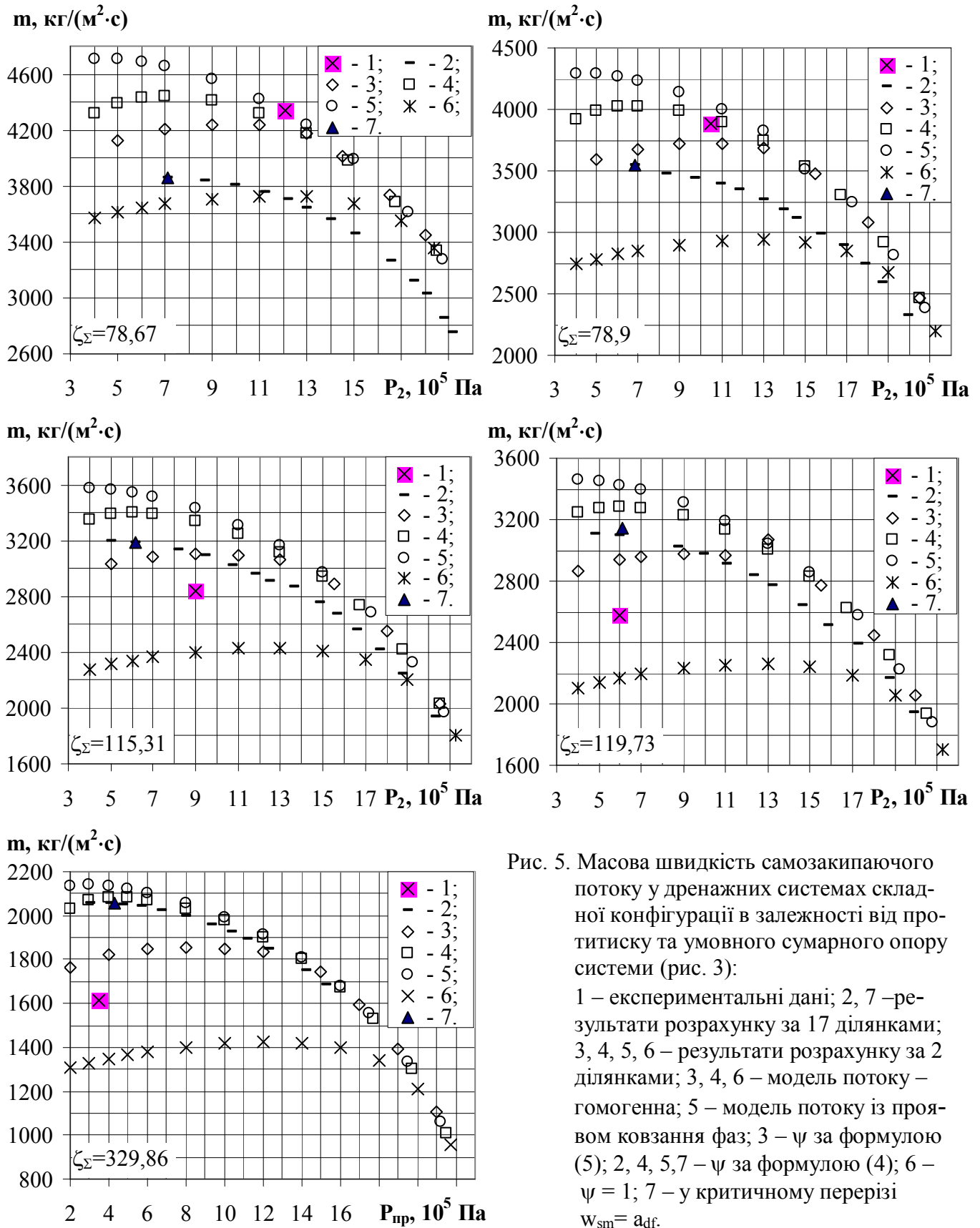


Рис. 5. Масова швидкість самозакипаючого потоку у дренажних системах складної конфігурації в залежності від протитиску та умовного сумарного опору системи (рис. 3):

1 – експериментальні дані; 2, 7 – результати розрахунку за 17 ділянками; 3, 4, 5, 6 – результати розрахунку за 2 ділянками; 3, 4, 6 – модель потоку – гомогенна; 5 – модель потоку із проявом ковзання фаз; 3 – ψ за формулою (5); 2, 4, 5, 7 – ψ за формулою (4); 6 – $\psi = 1$; 7 – у критичному перерізі $w_{sm} = a_{df}$.

У п'ятому розділі наведено практичну реалізацію результатів досліджень. На основі описаної у розділі 4 математичної моделі, яка ґрунтується на рівняннях збереження та закономірностях для визначення критичних параметрів каналу (або без

них) з врахуванням початкових параметрів потоку, геометричних особливостей системи та умов протікання процесу течії, створена методика розрахунку ДКСК.

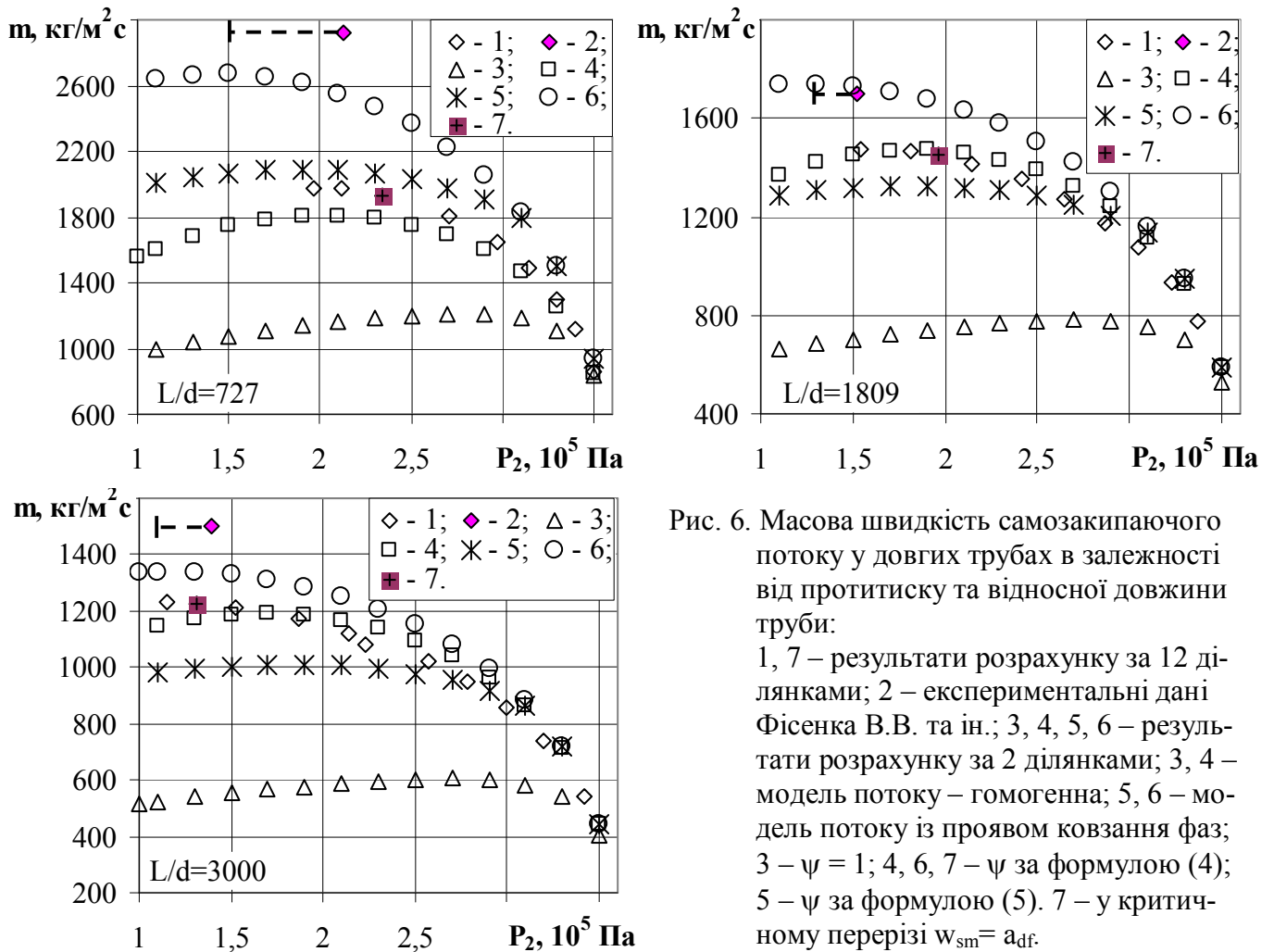


Рис. 6. Масова швидкість самозакипаючого потоку у довгих трубах в залежності від протитиску та відносної довжини труби:

1, 7 – результати розрахунку за 12 ділянками; 2 – експериментальні дані Фісенка В.В. та ін.; 3, 4, 5, 6 – результати розрахунку за 2 ділянками; 3, 4 – модель потоку – гомогенна; 5, 6 – модель потоку із проявом ковзання фаз; 3 – $\psi = 1$; 4, 6, 7 – ψ за формулою (4); 5 – ψ за формулою (5). 7 – у критичному перерізі $w_{sm} = a_{df}$.

Дренажні канали можуть працювати як у критичному, так і у докритичному режимах. Для оцінки роботи запропонованої нами моделі на докритичних потоках самозакипаючої рідини було проведено числовий експеримент. Аналіз результатів показав, що пропускна спроможність конденсатопроводу, визначена за запропонованою моделлю, із точністю до 17 % відповідає розрахунку за рекомендаціями, наведеними для докритичних потоків у книзі А.І. Якадіна.

Проведено аналіз роботи системи періодичної продувки парових котлів. Виявлено, що існуючий у інженерній практиці спосіб періодичної продувки пов'язаний з суттєвим збільшенням витрат енергоресурсів і погіршенням надійності роботи обладнання. Для зменшення втрат котлової води і її теплоти під час періодичних продувок нами пропонується схема із встановленням між робочим і запасним вентилями продувочного пристрою визначеного діаметру горловини. Така продувка, яка проводиться на протязі 10 секунд, дає можливість зменшити втрати конденсатів та енергоносіїв і забезпечить надійну і безаварійну експлуатацію котлів.

Розроблена система підготовки пари для теплотехнологічного споживача, в якій за рахунок використання всього отриманого у паровому теплообміннику конденсату у якості охолодника, досягається вирішення декількох проблем: відведення конден-

сату, ефективно його використання, зняття перегріву пари, спрощення конструкції та зменшення металоємності системи. За рахунок встановлення дросельних шайб у охолоднику відбувається активне подрібнення частинок конденсату і таким чином активно розвивається площа тепломасообміну між парою і конденсатом. Два фактори – надлишок конденсату і створення умов для гомогенного потоку – забезпечують необхідну для технологічних потреб температуру пари.

За допомогою методики розрахунку теплогідродинамічних процесів у дренажному каналі складної конфігурації оцінено кількість прольотної пари на конденсатопроводах теплотехнологічної системи підготовки гліцерину на ТОВ “Укрхімресурс”. За результатами розрахунку встановлено, що сумарна кількість прольотної пари і кількість конденсату, який повертається у збірну ємність, складає 2450...2740 кг/год, що відповідає кількості споживаної пари на виробництво, яка реально зафіксована лічильниками. Результати оцінки кількості прольотної пари показують, що 15...20% конденсатовідвідників знаходяться у несправному стані. Несправність конденсатовідвідників спричиняє перевитрату газу 300...420 м³/рік, вартість якого у цінах 2006 року складе 226,8...317,5 тис. грн.

Розроблено спосіб організації циркуляції субстрату у системі термостабілізації біогазової установки, який полягає у створенні тягової ділянки після теплообмінника за рахунок введення отриманого в установці біогазу у потік субстрату. Дана система розрахована за запропонованою у роботі математичною моделлю, в якій використані залежності для розрахунку втрат тиску на тертя, що враховують високу в’язкість рідкої фази.

ВИСНОВКИ

Одним із основних показників ефективної роботи теплотехнологічного та теплоенергетичного циклу будь-якого підприємства є робота систем відведення конденсатів від теплообмінного обладнання, ліній продувок парогенераторів тобто дренажних каналів (ДК).

1. Узагальнюючи одержані результати досліджень руху одно- та двофазних потоків зроблені наступні висновки:
 - під час руху двофазного потоку вздовж горизонтального трубопроводу в діапазоні середнього витратного об’ємного газовмісту $\beta_{cp} = 0...0,15$ коефіцієнти гідравлічного тертя в даних елементах відповідають аналогічним коефіцієнтам у однофазному потоці із похибкою $\pm 15\%$. Із збільшенням β_{cp} співвідношення коефіцієнтів гідравлічного тертя дво- та однофазного потоків ψ спадає. Аналогічна тенденція зміни ψ відповідає виявленій в результатах інших авторів під час досліджень пароводяних потоків при $P_{cp} = (5...180) \cdot 10^5$ Па. При досягненні $\beta_{cp} = 0,95$ величина ψ знаходиться в межах 0,2...0,35;
 - в діапазоні $\beta_{cp} = 0...0,2$ коефіцієнти місцевих опорів двофазному потоку відповідають аналогічним коефіцієнтам для однофазного потоку із похибкою $\pm 10\%$. Збільшення об’ємної частки повітря у потоці суттєво знижує коефіцієнт опору, а співвідношення коефіцієнтів місцевих опорів під час руху дво- та однофазного потоків ψ' спадає аналогічно коефіцієнту ψ ; і при досягненні $\beta_{cp} > 0,95$ – $\psi' \approx 0,2$;

- взаємний вплив послідовно встановлених діафрагм під час руху однофазних потоків в даній системі незначний і знаходиться в межах точності проведення дослідів;
 - під час руху двофазного потоку через систему із двох послідовно встановлених діафрагм із $d_0 = 8$ мм, при середньому витратному об'ємному газовмісті $\beta_{\text{ср}} > 0,75$ і відносній довжині прямолінійної ділянки між діафрагмами $L/d = 5 \dots 10$, відхилення коефіцієнта опору однієї діафрагми в системі від коефіцієнту опору одиночної діафрагми досягає 34% в сторону зменшення.
2. В результаті сумісного аналізу фізичного і числового експерименту ДК різної конфігурації встановлено:
- враховуючи сучасний рівень знань про закономірності двофазних течій, для розрахунку довгих дренажних каналів $L/d = 700 \dots 3000$ складної та простої конфігурації доцільно застосовувати одномірні рівняння збереження, з врахуванням умов виникнення критичних явищ пов'язане з умовою незмінності масової витрати самозакипаючого потоку із зменшенням протитиску;
 - вибір методу визначення ковзання фаз спричиняє похибку $1,5 \dots 73$ % у визначенні втрат тиску на прискорення та $0,2 \dots 20,2$ % у величині загальних втрат тиску, що спричинить похибку визначення пропускної спроможності лише $0,5 \dots 4,5$ %;
 - методику розрахунку довгих трубопроводів $L/d = 700 \dots 3000$ із незначною часткою місцевих опорів, в яких починає рух вода у стані насичення, доцільно будувати приймаючи канал, як одну ділянку, на якій проявляється вплив ковзання фаз та знижуються коефіцієнти гідравлічного тертя і місцевих опорів із збільшенням вмісту легкої фази;
 - методику розрахунку дренажного каналу з недогрітою до стану насичення водою, складної конфігурації, з $L/d = 1800$ і часткою місцевих опорів $40 \dots 90$ % у загальному опорі системи доцільно будувати приймаючи канал, як дві ділянки (з одного та двофазним потоком). На ділянці із двофазним потоком ковзання фаз не проявляється, а коефіцієнти гідравлічного тертя і місцевих опорів знижуються із збільшенням вмісту легкої фази;
 - методика розрахунку короткого ($L/d \leq 48$) дренажного каналу із застосуванням рівнянь збереження потребує подальшого уточнення;
 - у каналах простої конфігурації вплив теплообміну між паровою та рідкою фазами на виникнення критичних явищ проявляється у трубопроводах із відносною довжиною $L/d \geq 1500$, це також підтверджується у ДКСК.
3. Запропонована методика розрахунку та побудови дренажних каналів дозволяє проектувати економічний ДК, який виключить можливість ненадійного режиму експлуатації теплотехнологічного обладнання і забезпечить енергоефективну роботу системи.
4. Пристрій для зняття перегріву пари, яка надходить у теплотехнологічний споживач доцільно вбудовувати у систему відведення конденсату від даного споживача. Співвідношення перегрітої пари і охолоджуючого конденсату 1:1 забезпечить надійний процес охолодження.
5. Запропоновану в роботі математичну модель доцільно використовувати в розрахунках елементів систем біоконверсії, в яких реалізуються двофазні потоки.
6. Використання запропонованої в роботі методики розрахунку дренажних каналів під час модернізації теплотехнологічної системи підготовки гліцерину на ТОВ "Укрхім-

ресурс” дозволить заощадити приблизно 300...420 тис. м³/рік природного газу, вартість якого у цінах 2006 року складе 226,8...317,5 тис. грн.

ПУБЛІКАЦІЯ ОСНОВНИХ ПОЛОЖЕНЬ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ткаченко С.Й., Степанова Н.Д., Степанов Д.В. Втрати тиску в місцевих опорах при течії двофазних потоків // Вісник ВПІ. – 2000. – № 1. – С. 43–46.
2. Ткаченко С.Й., Савчук К.М., Степанова Н.Д., Степанов Д.В. Енергозберігаючий спосіб періодичних продувок парових котлів на цукрових заводах // Вісник ТУП. – 2004. – № 5. – С. 107-111.
3. Ткаченко С.Й., Степанова Н.Д. Методи розрахунку конденсатопроводів // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – № 6, Том 2. Технічні науки. – С. 82–85.
4. Ткаченко С.Й., Степанова Н.Д. Математичне моделювання двофазних течій у дренажних системах // Вісник ВПІ. – 2005. – № 6. – С. 175 - 179.
5. Степанова Н.Д. Втрати напору під час руху одно- та двофазних середовищ // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – № 1, Технічні науки. – С. 57-61.
6. Ткаченко С.Й., Степанова Н.Д., Степанов Д.В. Критичні течії в дренажній системі складної конфігурації // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – № 4, Технічні науки. – С. 42-45.
7. Степанова Н.Д. Енергоощадна періодична продувка парових котлів // Нетрадиційні та поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам в регіоні: Матеріали третьої Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: ЛьвЦНТЕІ, 2005. – С. 307 – 310.
8. Ткаченко С.Й., Степанова Н.Д. Математичне моделювання двофазних течій у дренажних системах // Тези VIII-ої міжнародної науково-технічної конференції «Контроль та управління в складних системах (КУСС – 2005)». – Вінниця: Універсум-Вінниця, 2005. – С. 190.
9. Ткаченко С.Й., Степанова Н.Д. Ідентифікація системи періодичної продувки парогенератора в умовах невизначених початкових параметрів // Тези XIII-ої міжнародної конференції з автоматичного управління «Автоматика – 2006». – Вінниця: Універсум-Вінниця, 2006. – С. 69.
10. Декл. Пат. 61581 UA, МКИ F22G5/12. Спосіб зняття перегріву пари / С.Й. Ткаченко, Н.Д. Степанова, Д.В. Степанов. – № 2003032028; Заявлено 07.03.2003; Опубл. 17.11.2003, Бюл.№11. – 2 с.іл.

АНОТАЦІЇ

Степанова Н.Д. Гідродинаміка самозакипаючих потоків в дренажних каналах теплотехнологічних систем. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. - Національний університет харчових технологій, Київ, 2007.

Дисертація присвячена дослідженню гідродинамічних процесів у елементах дренажних каналів теплотехнологічних систем, в яких починає рух вода у стані насичення або дещо недогріта до температури насичення, з наступним формуванням до критичного або критичного двофазного потоку.

Проаналізовано вплив конфігурації на пропускну спроможність каналу із самозакипаючим потоком. Досліджено втрати тиску на тертя, у місцевих опорах та взаємний вплив місцевих опорів під час руху докритичного та критичного двофазного потоку. Встановлено загальні тенденції впливу об'ємного газовмісту у двофазному потоці на величину коефіцієнтів гідравлічного тертя та місцевого опору.

Розроблена математична модель теплогідродинамічних процесів у дренажному каналі складної конфігурації, яка побудована на основі рівнянь збереження, залежностей для визначення критичних параметрів та отриманих в роботі залежностей для визначення коефіцієнтів гідравлічного тертя і місцевих опорів під час руху двофазного потоку. Дана математична модель враховує геометричні особливості каналу, початкові термодинамічні параметри потоку, наявність теплообміну з навколишнім середовищем, та особливості прояву ковзання фаз у елементах каналу. Критичні параметри самозакипаючих потоків визначалось двома методами: з використанням поняття про швидкість розповсюдження слабких збурень у двофазному потоці; з умови незмінності масової витрати самозакипаючого потоку із зменшенням протитиску. Для моделювання критичних потоків у дренажних каналах перевага віддана другому методу. На основі запропонованої моделі побудована методика розрахунку докритичних та критичних самозакипаючих потоків у дренажних каналах теплотехнологічних систем.

Ключові слова: самозакипаючий потік, дренажний канал; двофазний потік; докритичні, критичні течії; втрати тиску; місцеві опори; взаємний вплив; коефіцієнт гідравлічного тертя, пропускну спроможність каналу.

Степанова Н.Д. Гидродинамика самозакипающих потоков в дренажных каналах теплотехнологических систем. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. - Национальный университет пищевых технологий, Киев, 2007.

Диссертация посвящена исследованию гидродинамических процессов в элементах дренажного канала, в котором начинает движение вода в состоянии насыщения или несколько недогретая до температуры насыщения, с последующей реализацией докритического или критического двухфазного течения. Существующие методики, которые можно применить для расчета таких систем, дают расхождение в величинах пропускной способности в несколько раз.

Ограниченность литературной информации о гидродинамических характеристиках докритического и критического двухфазного потока в элементах дренажных каналов вызвала необходимость проведения соответствующих исследований.

Гидродинамические особенности дренажного канала сложной конфигурации были исследованы на пароводяных потоках в области средних давлений. С помощью созданных экспериментальных установок проведены исследования потерь дав-

ления на трение и в местных сопротивлениях при движении водовоздушных потоков в области давлений близких к атмосферному.

Исследованы коэффициенты сопротивления нестандартной диафрагмы и углового вентиля движению одно- и двухфазного потока. По результатам экспериментальных исследований проведен сравнительный анализ гидродинамических характеристик во время движения одно- и двухфазного течения. Установлены общие тенденции влияния объемного газосодержания в двухфазном потоке на величины коэффициентов гидравлического трения и местного сопротивления.

Проведено исследование взаимного влияния местных сопротивлений в зависимости от длины прямолинейного участка между ними и от расходного газосодержания в двухфазном потоке. Установлено, что с уменьшением длины прямолинейного участка и с увеличением газосодержания коэффициент сопротивления одной диафрагмы в системе диафрагм может уменьшаться по сравнению с коэффициентом сопротивления отдельно установленной диафрагмы.

Проанализированы закономерности влияния конфигурации на пропускную способность канала. Установлено, что в дренажных каналах со значительным количеством местных сопротивлений, скольжение фаз не существенно и на величину перепада давления в двухфазном потоке не влияет. В длинных же трубопроводах с небольшим количеством местных сопротивлений скольжение фаз существенно, поэтому возникает необходимость его учета во время моделирования теплогидродинамических процессов в самозакипающих потоках.

Установлено, что увеличение величины недогрева воды до температуры насыщения и наличие теплообмена с окружающей средой увеличивает пропускную способность канала.

Разработана математическая модель конфигурации и теплогидродинамических процессов в дренажном канале, которая построена на основе уравнений сохранения, зависимостей для определения критических параметров и полученных в работе зависимостей для определения коэффициентов сопротивления трения и местных сопротивлений во время движения двухфазных потоков. Данная математическая модель кроме начальных термодинамических параметров потока учитывает также геометрические особенности канала и наличие теплообмена с окружающей средой. Критические параметры самозакипающего потока определялось двумя методами: с использованием понятия о скорости распространения слабых возмущений в двухфазном потоке; из условия неизменности массового расхода самозакипающего потока с уменьшением противодавления. Для моделирования критических потоков в дренажных каналах преимущество отдано второму методу. На основе математической модели оценено влияние метода определения скольжения фаз на величину потерь давления системе, а также условия применения зависимостей для определения термодинамически равновесной и неравновесной скорости распространения слабых возмущений в двухфазном потоке. Полученные результаты числовых экспериментов сравнивались с экспериментальными данными других авторов на длинных и коротких трубопроводах, а также с результатами проведенных исследований пропускной способности дренажного канала сложной конфигурации.

Для организации циркуляции субстрата в системе термостабилизации биогазовой установки использован эрлифтный метод. Гидродинамические процессы в

данной системе рассчитаны с помощью предложенной в работе математической модели с использованием закономерностей движения высоковязких жидкостей.

Использование полученных в работе результатов позволяет рассчитывать теплогидродинамические процессы в докритическом и критическом режимах движения двухфазного потока в дренажных каналах теплотехнологических систем.

Ключевые слова: дренажный канал; двухфазное течение; докритические, критические течения; потери давления; местные сопротивления; взаимное влияние; коэффициент гидравлического трения, пропускная способность канала.

Annotation

Stepanova N.D. Hydrodynamics of self-boiling flows in canals of heat technological systems.- manuscript.

Dissertation on obtaining the scientific degree of candidate of technical sciences on speciality 15.14.04- technical heat physics and industrial heat engineering.- National university of food technologies, Kyiv, 2007.

Dissertation is dedicated to studying the hydrodynamic processes in drainage canals elements of heat technical systems, where water begins motion in the saturation state or being under heated till saturation temperature with the following critical or pre- critical two phase flow.

The influence of configuration on passing ability of the canal with self-boiling flow was analyzed. The losses of heat due to friction in local supports was studied, and the mutual influence of local supports during pre- critical and critical two phase movement. The general tendencies of volume gas influence on the coefficient in hydraulic friction and local resistance were calculated.

The mathematical model of heat hydraulic processes in drainage canal of complicated configuration, built on the basis of equations of dependencies for estimating critical parameters and obtaining the dependencies of hydraulic friction and local resistance during two phase flow. The given mathematical model accounts the geometrical peculiarities of the canal, the initial dynamical flow parameters, the presence of heat exchange with the environment and peculiarities of phase sliding in the canal. Critical parameters of self-boiling flows are evaluated by two methods: using the notion of weak motion speed in two phase flow; according to invariability of mass loss of self-boiling flow with anti pressure decrease. For the modeling of critical flows in drainage canals, the preference is given to the second method. On the basis of the model proposed the methodology of pre-critical and critical self-boiling flows in heat technological system drainage canals was worked out.

Key words: self-boiling flow, drainage canal, two phase flow, pre-critical, critical flows, pressure loss, local supports, mutual influence, hydraulic friction coefficient, canal passing capability.

Підписано до друку 03.05.2007 р. Формат 29,7×42 ¼
Наклад 100 прим. Зам. № 2007-
Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 93. Тел. 59-81-59