

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Шарапов С. О.

**ВАКУУМНІ АГРЕГАТИ
НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ ЕЖЕКТОРІВ**

Монографія

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2024

УДК 621.694.2:[519.876.5]

Ш 25

Рецензенти:

Л. І. Морозюк – доктор технічних наук, професор, професор кафедри кріогенної техніки Одеського національного технологічного університету;
О. О. Ляпощенко – доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник кафедри хімічної інженерії Сумського державного університету

*Рекомендовано до видання
вченою радою Сумського державного університету
(протокол № 12 від 18.04.2024)*

Шарапов С. О.

Ш 25 Вакуумні агрегати на базі рідинно-парових ежекторів /
С. О. Шарапов. – Суми : Сумський державний університет,
2024. – 205 с.
ISBN 978-966-657-975-4

У монографії розглянуто моделювання робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата, який працює за принципом струминної термокомпресії, досліджено вплив термодинамічних параметрів і характеристик активного й пасивного потоків на процес змішування з метою отримання найбільшої ефективності агрегата. Основну увагу приділено вдосконаленню математичної моделі та методики розрахунку робочого процесу рідинно-парового ежектора для вакуумного режиму роботи. Адекватність отриманої моделі підтверджено результатами експериментальних досліджень витікання метастабільно перегрітої рідини, що розширюється, під тиском нижче за атмосферний із подальшим змішуванням із пасивним потоком із різними термодинамічними властивостями.

Видання призначене для науковців, викладачів, здобувачів закладів вищої освіти.

УДК 621.694.2:[519.876.5]

ISBN 978-966-657-975-4

© Сумський державний університет, 2024

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1. ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ І ПОСТАВЛЕННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ	13
1.1. Принцип струминної термокомпресії та його особливості для рідинно-парових ежекторів	13
1.2. Аналіз чинників, що визначають ефективність застосування рідинно-парових ежекторів у системах вакуумування.....	18
1.3. Сучасний стан розрахункових методик визначення геометричних, витратних та енергетичних характеристик двофазних струминних апаратів	29
Висновки до розділу 1	42
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ	44
2.1. Математична модель робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата.....	44

2.2. Моделювання течії потоку рідини, що закипає, у каналах, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний.....	51
2.2.1. Математичний опис термодинамічних процесів у разі витікання рідини, що закипає, з каналів, які розширюються	51
2.2.2. Характер зміни параметрів рідини, що закипає, у разі витікання з каналів, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний.....	54
2.2.3. Вплив початкових параметрів і геометрії сопла на показники ефективності витікання.....	56
2.3. Моделювання течії в камерах змішування різної геометричної форми	67
2.3.1. Математична модель течії в камері змішування рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата	67
2.3.2. Вплив температури пасивного потоку на вході до приймальної камери на характер процесу змішування	72
2.3.3. Вплив паровмісту робочого середовища пасивного потоку на характер процесу змішування	77
2.3.4. Вплив геометричних параметрів камери змішування на характер	

процесу змішування робочих середовищ активного й пасивного потоків	82
2.4. Оцінювання ексергетичної ефективності рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата....	87
Висновки до розділу 2	96
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ	99
3.1. Завдання експериментального дослідження рідинно-парового ежектора	99
3.2. Експериментальна установка і прилади для дослідження рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата	102
3.2.1. Принципова схема експериментального стенда.....	102
3.2.2. Функціональна схема експериментального стенда.....	107
3.3. Оброблення результатів експерименту й визначення похибок вимірювальних величин	114
3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень.....	125
3.4.1. Оцінювання впливу початкових параметрів робочої рідини активного потоку на ефективність течії в каналах,	

що розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний.....	128
3.4.2. Оцінювання впливу геометричної форми камери змішування на ефективність рідинно-парового ежектора	133
3.4.3. Експериментальне оцінювання ефективності рідинно-парового ежектора.....	145
Висновки до розділу 3	147
РОЗДІЛ 4. ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВОК НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА У СКЛАДІ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТА	
4.1. Ежектування перегрітої водяної пари	149
4.2. Ежектування насиченої водяної пари	157
4.3. Ежектування пароповітряної суміші.....	172
4.4. Загальні вказівки щодо вибору режимних параметрів вакуумного агрегата на базі рідинно-парового ежектора для використання його у вакуумних установках.....	181
Висновки до розділу 4	183
ВИСНОВКИ.....	185
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	187

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- a – місцева швидкість звуку, $м/с$;
 d – діаметр, $м$;
 e – питома ексергія, $Дж/кг$;
 E – повна ексергія, $Вт$;
 \bar{f} – відносна площа перерізу;
 F – площа перерізу, $м^2$;
 h – питома ентальпія, $Дж/кг$;
 k – показник адіабати;
 l – довжина, питома робота, $м$, $Дж/кг$;
 \dot{m} – масова витрата, $кг/с$;
 m – маса, $кг$;
 M – число Маха;
 N – потужність, $Вт$;
 P, p – тиск, $Па$;
 q – питомий тепловий потік, $Вт/кг$;
 Q – тепловий потік, $Вт$;
 r – питома робота пароутворення, $Дж/кг$;
 Re – критерій Рейнольдса;
 s – питома ентропія, $Дж/(кг \cdot K)$;
 T, t – температура, $K, ^\circ C$;
 u – коефіцієнт інжекції;
 w – середня швидкість витікання, $м/с$;
 x – масовий паровміст, $кг/кг$;
 z – поздовжня координата, $м$;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(м^2 \cdot K)$;
 α_k – кут конусності каналу сопла, град.;

- β – об'ємний паровміст;
- ε – ексергетична ефективність;
- γ – відносна швидкість витікання;
- η – коефіцієнт корисної дії;
- μ – коефіцієнт витрати, коефіцієнт динамічної в'язкості;
- ν – коефіцієнт метастабільності витрати;
- τ – час, с;
- τ_w – дотичне напруження на стінці, Па;
- v – питомий об'єм, м³/кг;
- φ – коефіцієнт швидкості;
- ψ – ступінь перевиробництва пари.

Індекси:

- * – критичний переріз;
- 0 – вхідний переріз;
- 2 – переріз на вході до приймальної камери;
- 3 – переріз на виході з камери змішування;
- 4 – переріз на виході з дифузора;
- f – витратний переріз;
- a – переріз на виході із сопла активного потоку;
- рід, ' – рідина;
- o – параметр гальмування;
- п, " – пара.

ВСТУП

Сьогодні в різних галузях промисловості й техніки все більш широкого використання набувають технологічні процеси із застосуванням вакууму. Так, у металургії це дугове та індукційне вакуумне плавлення, позапічне вакуумне оброблення та розливання рідкої сталі, вакуумне термічне оброблення, рафінування металів і сплавів у твердому стані, у харчовій промисловості – дезодорація рослинних олій, згущення молока методом випарювання до певного вмісту сухих речовин та ін.

Застосування вакууму дає можливість значно покращити якість отриманих кінцевих продуктів унаслідок зменшення в них вмісту шкідливих домішок унаслідок запобігання взаємодії технологічних систем із повітрям і збільшення ступеня повноти протікання процесів, а також відкриває широкі перспективи розроблення нових більш досконалих технологічних процесів та отримання кінцевих продуктів, які неможливо здійснити в умовах атмосферного тиску.

Здебільшого вакуум одержують завдяки енергії робочого струменя потоку. До таких апаратів належать агрегати, до складу яких входять пароструминні ежектори, що наявні за відношення тисків $\sim 10-20$, вони є, зазвичай, багатоступеневими, а їхній загальний ККД – на рівні 2–10 %. Такий низький рівень їхньої ефективності пов'язаний із тим, що підвищити тиск в одному пароструминному ступені можна лише у 2–3 рази за умови високого рівня перет-

ворення енергії. Більший ступінь підвищення тиску в одному ступені призводить до різкого зниження ККД ежектора, що пов'язано із втратами «на удар» і змішуванням надкритичного активного та докритичного пасивного потоків.

У цій ситуації досить актуальним постає питання застосування рідинно-парового ежектора (РПЕ), що працює за принципом струминної термокомпресії (СТК). Цей принцип ґрунтується на тому, що проходження робочої речовини активного потоку через сопло Лавалю супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в тій його частині, яка розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, у яких відбувається структурна перебудова потоку. У вихідному перерізі сопла активного потоку РПЕ формується надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним вмістом пари, тиск якої менший, ніж тиск навколишнього середовища. Ця пара інjektує робочу речовину пасивного потоку, що надходить до приймальної камери з відкачуваного об'єму. На вході до камери змішування тиски робочих речовин активного та пасивного потоків вирівнюються і відбувається їхнє змішування в єдиний двофазний потік, після цього в дифузорі відбувається подальше стиснення змішаного потоку. Стиснена в РПЕ пара відділяється в сепараторі інерційного типу, з якого насичена рідина відводиться за допомогою насоса в циркуляційний контур і після підігрівання в теплообміннику підігрівачі знову подається в сопло активного потоку.

Аналіз сучасного стану питання засвідчив, що РПЕ, робочий процес якого ґрунтується на принципі СТК, дає можливість одержати високі показники енергетичної ефективності. Доцільність його реалізації пов'язана з досить високою ефективністю, зумовленою незначними втратами «на удар», малими витратами енергії на подавання рідини, що мало стискається, і можливістю утилізації (або регенерації) низькопотенціального тепла замість витрат механічної енергії на привод.

На базі РПЕ вакуумного агрегата, що працює за принципом СТК, можливо реалізувати принципово новий цикл перетворення енергії, до пріоритетів якого необхідно віднести:

- можливість створення вакуумної установки з досить високим ККД;
- зниження або повне виключення споживання котельної пари порівняно з роботою класичного пароструминного ежектора завдяки підігріванню насиченою рідиною в теплообміннику-підігрівачі;
- використання широкого спектра теплоносіїв.

Для проєктування вакуумних установок на базі РПЕ необхідна методика їхнього розрахунку, яка достатньою мірою відображає характер процесів, що проходять у проточній частині. Отже, детальне теоретичне й експериментальне дослідження робочого процесу РПЕ та створення теплофізичних методик його розрахунку на сьогодні є актуальним і має практичне значення.

Недостатня вивченість процесів течії рідини, що закипає, у каналах, які розширюються, з подальшим розширенням цієї рідини до тисків, нижчих за атмосферний, і робочого процесу РПЕ, що ґрунтується на принципі СТК, є передумовами цієї роботи.

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ І ПОСТАВЛЕННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Принцип струминної термокомпресії та його особливості для рідинно-парових ежекторів

Розроблення способу стиснення пари в рідинно-парових струминних апаратах [126] і розрахункових методів прогнозування параметрів робочого процесу, що ґрунтується на результатах експерименту дослідного зразка [93; 121] і теплофізичного моделювання течії та пароутворення [99; 104] в усій проточній частині, відкриває можливість реалізації принципово нового більш ефективного циклу перетворення енергії, показники якого значно вище, ніж у наявних сучасних аналогах.

Принцип СТК [118; 120; 136] передбачає використання як активного середовища недогрітої до насичення рідини, що закипає під час витікання, яка у вихідному перерізі сопла активного потоку РПЕ формує надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним паровмістом ($\beta \rightarrow 1$) та інжектую пасивний потік. Стиснена в РПЕ 1 пара відокремлюється в сепараторі 2, з якого насичена рідина відбирається за допомогою насоса 3 в циркуляційний контур і після підігрівання в теплообміннику 4 знову подається в сопло активного потоку РПЕ (рис. 1.1).

Величина перевиробництва пари ψ_4 визначає, скільки рідини необхідно повернути в цикл для збереження матеріального балансу

$$\dot{m}_\Pi + \dot{m}_S = \dot{m}_{\text{вих}} \quad (1.1)$$

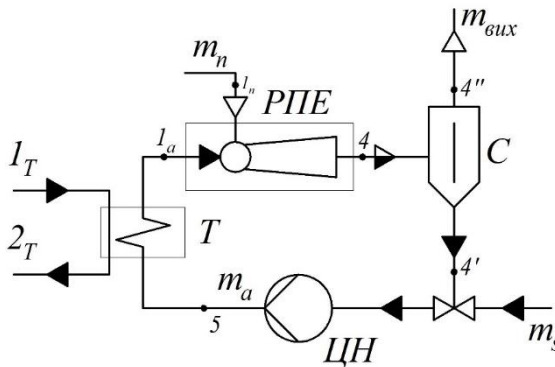


Рисунок 1.1 – Схема вакуумного агрегата на базі РПЕ:
 С – сепаратор; Т – теплообмінник-підігрівач;
 ЦН – циркуляційний насос

Поділивши обидві частини рівняння (1.1) на величину \dot{m}_n , одержимо

$$1 + \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_\Pi} = \psi_4 \quad (1.2)$$

Існують два випадки інжекції пасивного потоку, за яких ступінь перевиробництва пари ψ_4 може бути більшим ніж 1 або дорівнювати одиниці. У першому випадку змішаний потік на виході з РПЕ має ступінь перевиробництва

пари $\psi_4 > 1$ і для збереження матеріального балансу в цикл необхідно постійно повертати частину рідини $\Delta \dot{m}_s$

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_n} = \psi_s. \quad (1.3)$$

Звідси з урахуванням виразу (1.2) запишемо

$$1 + \psi_s = \psi_4. \quad (1.4)$$

Для другого випадку, якщо $\psi_4 = 1$, з рівняння (1.2) випливає, що $\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_n} = 0$, і вакуумний агрегат, зображений на рисунку 1.1, працює без подавання додаткової рідини $\Delta \dot{m}_s$.

Стосовно вакуумного режиму роботи принцип СТК матиме низку дуже важливих особливостей, пов'язаних із розширенням робочої рідини активного потоку й підведенням пасивного потоку в зоні тисків, нижчих за атмосферний (рис. 1.2).

Як бачимо з рисунка 1.2, перехід у зону тисків, нижчих за атмосферний, збільшує паровміст x_{2a} у точці 2_a , що відповідає тиску робочої рідини на виході із сопла активного потоку. Ця величина впливає на досяжні показники ефективності РПЕ, серед яких ступінь перевиробництва пари ψ_4 . Зі збільшенням паровмісту активного потоку на виході із сопла збільшується й паровміст змішаного потоку на виході з апарата, а отже й ψ_4 . Отже, для підтримання матеріального балансу необхідно подавати більшу кількість рідини в циркуляційний контур вакуумного агрегата.

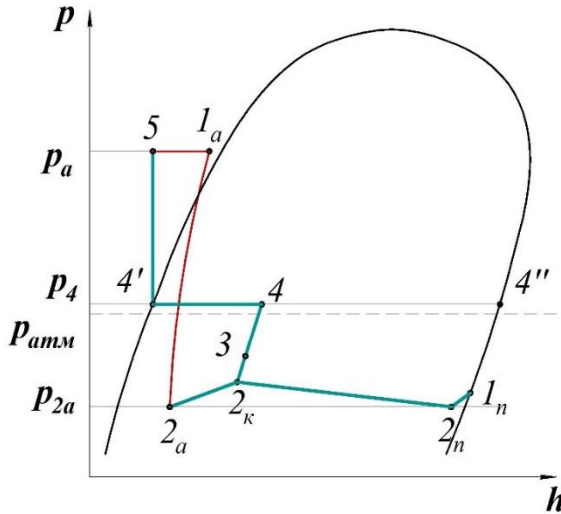


Рисунок 1.2 – Зображення робочого процесу РПЕ в p, h -координатах

У вакуумній техніці розрізняють чотири режими течії: турбулентний, ламінарно-в'язкісний, молекулярний і молекулярно-в'язкісний [39].

Для визначення режимів течії газу основним критерієм є критерій Рейнольдса (Re). Експериментально встановлено, що якщо $Re > 2200$, то потік турбулентний, якщо $Re < 1200$, то потік в'язкісний. У зоні $1200 < Re < 2200$ потік може бути або турбулентним, або в'язкісним залежно від умов на вході та виході. Зазвичай вважають потік в'язкісним уже за умови $Re < 2200$.

Якщо розглянути ці режими течії стосовно РПЕ, що працюють за відносно високих тисків відкачуваного пасивного потоку, то одержимо таке. У разі великої витрати пари

через сопло, а також за великої швидкості та густини активного струменя ежектор може задовільно працювати в зоні високих тисків ($10 - 10^{-2}$ Па) і за порівняно великого тиску на боці попереднього розрідження.

У цьому разі залежно від витрати пари через сопло режим його виділення із сопла може бути турбулентним або ламінарно-в'язкісним. За турбулентної течії захоплення пасивного потоку активним струменем відбувається внаслідок турбулентного перемішування вихрових мас струменя з частинками відкачуваної речовини, у процесі якого вони одержують імпульси в напрямку руху активного струменя. Крім турбулентного захоплення, будуть наявними також і в'язкісний режим захоплення, обумовлений в'язкісним тертям граничних шарів речовини активного струменя і прилеглих до нього шарів частинок речовини пасивного потоку, а також дифузія речовини пасивного потоку в активний струмінь. Однак відносна роль в'язкісного захоплення й дифузії порівняно з турбулентним захопленням буде в цьому разі дуже мала.

У міру зменшення витрат активного потоку через сопло буде все більше зростати роль в'язкісного захоплення і зменшуватися роль турбулентного. Нарешті, за ламінарної течії пасивний потік буде захоплюватися лише внаслідок в'язкісного захоплення та частково дифузії.

Описані вище режими течії відбуваються в РПЕ. В апаратах, що працюють за більш низького тиску відкачуваного пасивного потоку, наявні ламінарні струмені.

Чим нижчий тиск відкачуваного потоку, тим менші густину й витрату пари повинен мати струмінь. Водночас у механізмі захоплення пасивного потоку струменем поряд із в'язкісним захопленням усе більшу роль починає відігравати дифузія частинок речовини відкачуваного потоку у струмінь.

Нарешті, за дуже низького тиску відкачуваного потоку (10^{-2} Па й нижче), коли довжина вільного пробігу його молекул стає пропорційною розмірам впускного патрубку насоса, в'язкісне тертя зникає, і механізм захоплення повністю визначається дифузією молекул речовини пасивного потоку у струмінь.

Отже, ефективність РПЕ на різних діапазонах тисків безпосередньо залежить від режиму течії активного та пасивного потоків.

1.2. Аналіз чинників, що визначають ефективність застосування рідинно-парових ежекторів у системах вакуумування

Сьогодні двофазні струминні апарати для створення вакууму обмежено застосовують у машинобудуванні, металургії та інших галузях промисловості, техніки й народного господарства у зв'язку з їхньою недостатньою вивченістю в теоретичному плані.

У промисловості застосування вакууму набуває все більшого поширення в напрямку розвитку методів дугового та індукційного вакуумного плавлення, позапічного вакуумного оброблення й розливання рідкої сталі, вакуумного

термічного оброблення та рафінування металів і сплавів у твердому стані [39].

З огляду на різноманітність галузей використання вакууму й необхідність підвищення енергетичної ефективності промислових вакуумних агрегатів актуальними є вдосконалення чинних і розроблення нових методів вакуумування.

Для оцінювання доцільності використання РПЕ в нових установках необхідно порівняти їхню ефективність із наявними на цьому етапі парострумінними агрегатами.

Парострумінні вакуумні агрегати служать для створення й підтримання у відкачуваних системах низького тиску – від 10^{-3} до 10^{-5} Па. Залежно від зони робочих тисків і принципу дії розрізняють три види вакуумних парострумінних агрегатів: ежекторні (1000 – 1 Па), бустерні ($1 - 10^{-2}$ Па) і високовакуумні ($10^{-2} - 10^{-5}$ Па) [26; 43; 64; 87].

Схему й цикл класичної установки на базі парострумінного ежектора наведено на рисунку 1.3.

Здебільшого застосовують парострумінні вакуумні агрегати, що являють собою багатоступеневу установку з вихлопом в атмосферу. Живлення парою здійснюється з парової магістралі, що йде від ТЕЦ або спеціальної котельні. Особливо доцільним є їхнє застосування за наявності викидної пари на об'єкті, де розміщено відкачувану установку. Такі умови, зокрема, є на багатьох металургійних заводах.

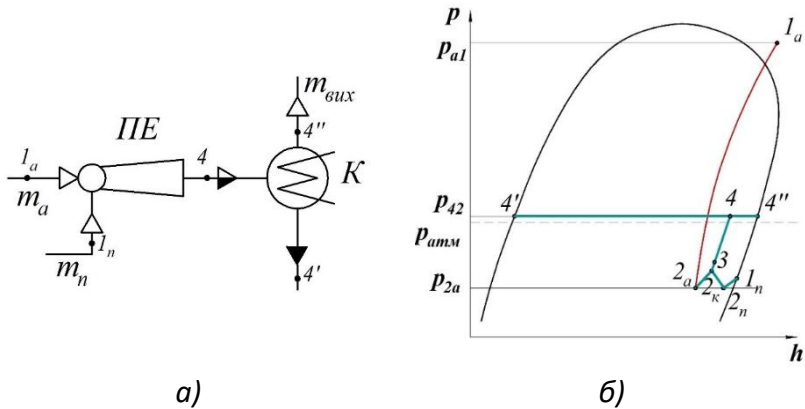


Рисунок 1.3 – Схема (а) та цикл (б) у p, h -координатах класичної установки на базі пароструминного ежектора:

ПЕ – пароструминний ежектор; К – конденсатор

На рисунку 1.4 наведено схему п'ятиступеневої вакуумної ежекторної установки з конденсаторами змішування. Перший і другий ступені встановлені безпосередньо один за одним без проміжного конденсатора. За другим, третім і четвертим ступенями встановлені конденсатори. П'ятий ступінь викидає пару безпосередньо в атмосферу. Пара надходить до сопла всіх ступенів із магістралі. Установку під'єднують до камери, з якої відкачується пасивний потік за допомогою впускного фланця першого ступеня. Парогазова суміш із першого ступеня надходить безпосередньо до другого, а потім уже після стиснення у другому ступені – до конденсатора тощо.

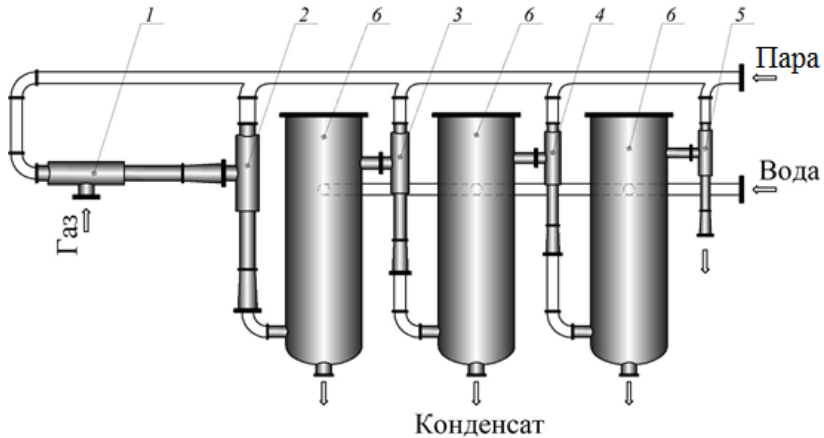


Рисунок 1.4 – Схема п'ятиступеневої установки на базі пароструминних ежекторів:
 1–5 – пароструминні ежекторні ступені;
 6 – конденсатори змішування

Установка, що працює за наведеною схемою, дозволяє одержувати залишковий тиск 100 – 1000 Па. За застосовуваних зазвичай тисків пари $4 \cdot 10^5 - 8 \cdot 10^5$ Па ступінь стиснення в одному ступені ежектора не перевищує 3 – 4. Тиск у першому конденсаторі (за другим ступенем) дорівнює тиску насиченої пари за температури охолоджувальної води ($\approx 4 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3$ Па за температури 30 – 35 °С). Установка перших ступенів без проміжних конденсаторів дозволяє отримувати більш низькі тиски (до $1 - 10^{-2}$ Па) у шести-, семиступневих ежекторах за трьохчотирьох ступенів без конденсаторів.

Типову характеристику пароструминного ежектора, що виражає залежність масової продуктивності від впуск-

ного тиску, наведено на рисунку 1.5 [39]. Крива *a* являє собою робочу частину характеристики, крива *б* – перевантажувальну частину. Водночас залежність швидкості видування ежектора від впускного тиску має вигляд кривої з максимумом.

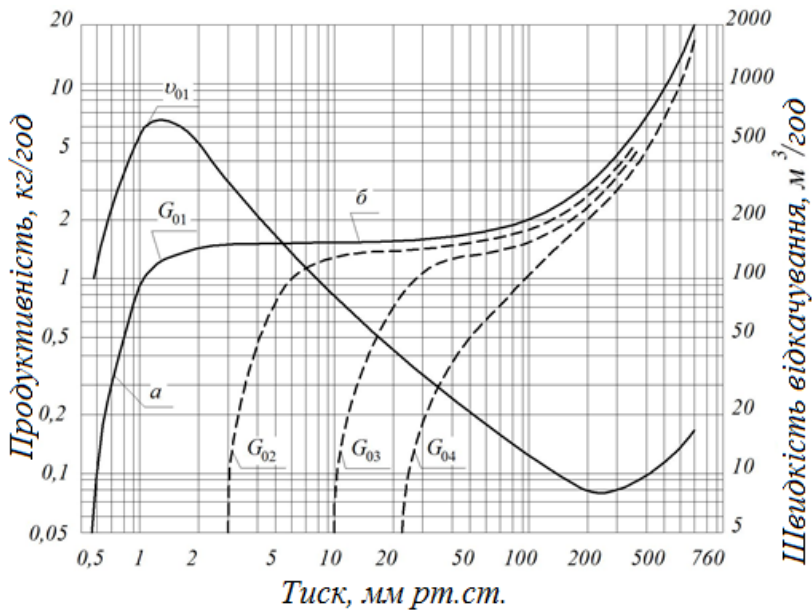


Рисунок 1.5 – Характеристика ежекторної установки продуктивністю 1 кг/год:

a – робоча частина; *б* – перевантажувальна частина;

G_{01} , G_{02} , G_{03} та G_{04} – продуктивності 1-го, 2-го, 3-го і 4-го ступенів установки; u_{01} – швидкість відкачування

Для оцінювання кількості споживання пари й води вакуум-ежекційними установками в таблиці 1.1 наведено відповідні дані для 1 кг повітря, що відсмоктується залеж-

но від створюваного тиску (за температури води 20 °С і тиску робочої пари від 0,2 до 0,5 МПа; більші цифри належать до пари з тиском 0,2 МПа, а менші – до пари з тиском 0,5 МПа) [82].

Таблиця 1.1 – Споживання пари та води пароежекторною установкою на 1 кг відкачуваного повітря

Залишковий тиск, Па	Витрата пари, кг/кг повітря	Витрата води, м³/кг повітря
10 ²	38–24	1,7–1
2 · 10 ²	29–19	1,2–0,75
4 · 10 ²	25–17	0,95–0,63
6 · 10 ²	21–14	0,65–0,45
10 ³	19–12,5	0,55–0,37
2 · 10 ³ –10 ³	16–10	0,3–0,21

Основними перевагами вакуумних ежекторних установок є компактність, простота, дешевизна, відсутність рухомих частин, незначне зношення, простота обслуговування, можливість роботи із сильно агресивними газами. Але вони мають низку істотних недоліків, наслідками яких є їхня низька ефективність та обмеженість застосування.

Оскільки здебільшого такі установки є багатоступеневими, їхній загальний ККД – на рівні 2–10 %. Більший ступінь підвищення тиску в одному ступені призводить до різкого зниження ККД ежектора, що пов'язано із втратами «на удар» за умови надкритичного витікання.

У цій ситуації дуже актуальним є використання РПЕ, що працює за принципом СТК [65; 99; 100; 104; 118–122; 126; 132].

Відмінні риси можна простежити за умови зіставлення робочого процесу РПЕ з робочим процесом парострумного вакуумного агрегата, що працює на перегрітій (або сухій) водяній парі, коли робочий струмінь пари формується біля правої граничної кривої (рис. 1.6). Процес розширення від правої граничної кривої характеризується більш високим рівнем кінетичної енергії потоку, а отже, і більш високими витратами енергії на генерацію сухої (або перегрітої) пари й формування робочого струменя. Розширення від лівої граничної кривої, що відповідає реалізації принципу СТК, призводить до більш низького рівня кінетичної енергії. У цьому разі практично виключена поява граничних критичних режимів течії на вході в камеру змішування, що істотно знижують ефективність парострумних ежекторів.

Привабливість реалізації принципу СТК пов'язана з досить високою (для струминних апаратів) ефективністю, зумовленою незначними втратами «на удар», малими витратами енергії на подавання рідини, що мало стискається, і можливістю утилізації (або регенерації) низькопотенціального тепла замість механічної енергії привода.

Ефективність РПЕ насамперед визначено досконалістю процесів витікання рідини, що закипає, і формування робочого струменя вологої пари. Відома досить велика кількість досліджень, присвячених вивченню течії потоків, що закипають, у каналах, що розширюються (соплах Лава-

ля) [35; 87; 135]. Однак у зв'язку зі складністю процесів змішування різнофазових струменів, що супроводжуються обміном кількості руху, тепло- й масообмінними процесами між різнофазовими потоками, конденсацією, надзвуковими режимами течії двофазної суміші зі стрибками ущільнення, ще не одержано достатньо повного та фізично обґрунтованого кількісного опису цього процесу.

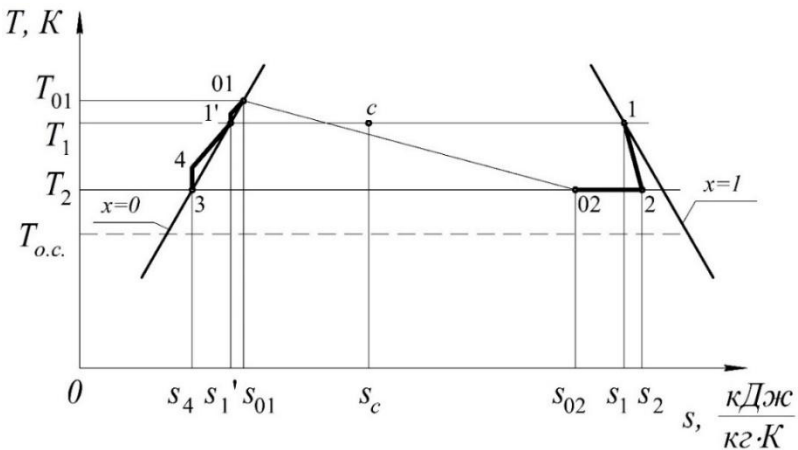


Рисунок 1.6 – Зіставлення робочого процесу РПЕ (розширення від нижньої приграничної кривої) з робочим циклом пароструминного ежектора (розширення від верхньої приграничної кривої) у T, s -координатах

Порівнюючи РПЕ з пароструминними вакуумними агрегатами, можна зробити висновок, що, на відміну від газових (парових) струминних апаратів, ступінь завершено-

ті обмінних процесів у каналах проточних частин для РПЕ є чинником, що визначає ефективність його робочого процесу.

На рисунку 1.7–1.9 подано результати порівняльного аналізу досяжних показників ефективності пароструминного вакуумного агрегата та РПЕ у вигляді графічних залежностей коефіцієнта інжекції u (див. рис. 1.6), ексергетичного ККД ежектора η_e (див. рис. 1.7) і порівняння ексергетичного ККД традиційної установки з використанням пароструминних ежекторів та ексергетичного ККД СТК-модуля на базі РПЕ $\eta_{e\text{уст}}$ (див. рис. 1.8) від відношення тиску в сепараторі до тиску пасивного потоку p_c/p_{02} .

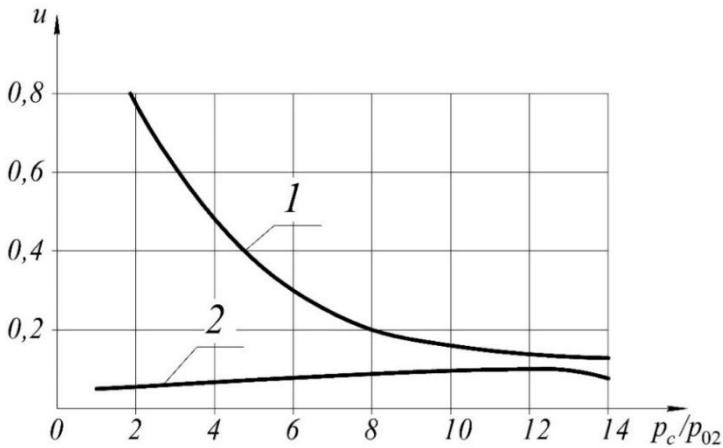


Рисунок 1.7 – Залежність коефіцієнта інжекції u від ступеня підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} :
1 – пароструминний вакуумний агрегат ($p_0 = 10^6 \text{ Па}$,
 $t_0 = 180^\circ\text{C}$, $p_{02} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$); 2 – РПЕ ($p_0 = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$,
 $t_0 = 130^\circ\text{C}$, $p_{02} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$)

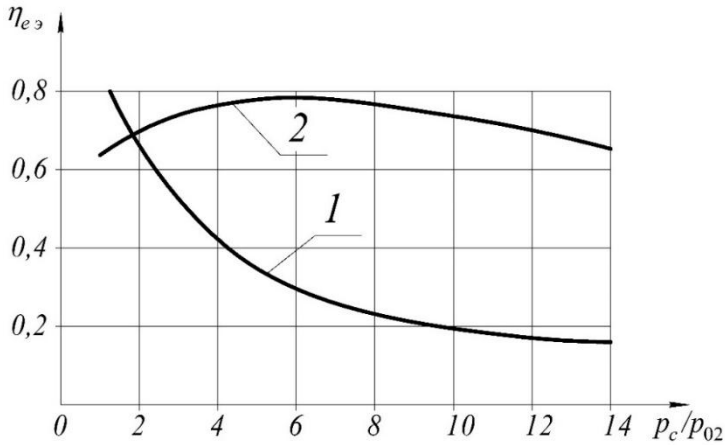


Рисунок 1.8 – Залежність ексергетичного ККД ежектора $\eta_{eэ}$ від ступеня підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} :
 1 – пароструминний вакуумний агрегат ($p_0 = 10^6 \text{ Па}$, $t_0 = 180^\circ\text{C}$, $p_{02} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$);
 2 – РПЕ ($p_0 = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $t_0 = 130^\circ\text{C}$, $p_{02} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$)

З рисунка 1.7 бачимо, що на всьому досліджуваному діапазоні ступеня підвищення тисків пасивного потоку для РПЕ наявне майже однакове значення коефіцієнта інжекції. Для пароструминного вакуумного агрегата це значення зменшується зі збільшенням ступеня підвищення тиску пасивного потоку. Його оптимальні значення в діапазоні $p_c/p_{02} = 2 - 6$. Саме цей чинник є причиною того, що пароструминні вакуумні агрегати є багатоступеневими.

Числовий метод розрахунку робочого процесу і прийнята математична модель розрахунку враховують метастабільність середовища, критичні режими течії, под-

рібнення рідкої фази й релаксаційний характер пароутворення [104].

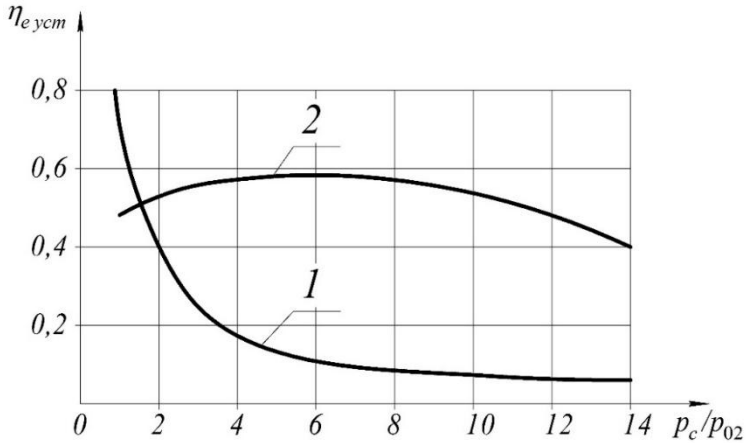


Рисунок 1.9 – Залежність ексергетичного ККД установки $\eta_{e,уст}$ від ступеня підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} :

- 1 – пароструминний вакуумний агрегат ($p_0 = 10^6 \text{ Па}$, $t_0 = 180^\circ \text{С}$, $p_{02} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$); 2 – РПЕ ($p_0 = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $t_0 = 130^\circ \text{С}$, $p_{02} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$)

Під час аналізу одержаних результатів із рисунків 1.7–1.9 бачимо, що використання РПЕ дозволяє отримати необхідне значення величини вакууму за досить високої ефективності установки, що не можна зауважити про пароструминні вакуумні ежектори. Також принцип СТК дозволяє реалізовувати такий робочий процес, у якому нівелюють втрати «на удар», характерні для пароструминних апаратів.

1.3. Сучасний стан розрахункових методик визначення геометричних, витратних та енергетичних характеристик двофазних струминних апаратів

Відомі різні підходи й методи розрахунку двофазних струминних апаратів, що працюють у режимі вакуумування. Але всі вони ґрунтуються на спрощених методиках розрахунку, які спираються на одновимірну схему процесу, що є грубим наближенням, оскільки неодномірність є однією з найважливіших особливостей процесу витікання з каналів із непрофільованим входом, це проявляється як специфічна властивість навколосвукових потоків.

Незважаючи на різноманітність теоретичних та експериментальних праць із дослідження двофазних струминних апаратів, вони потребують глибшого вивчення. Це можна пояснити складністю процесів, що відбуваються під час змішування різнофазних струменів і супроводжуються обміном кількості руху, тепло- та масообмінними процесами між різнофазними потоками, конденсацією, надзвуковими режимами течії двофазної суміші та зі стрибками ущільнення.

Перші вакуумні струминні апарати в різних галузях техніки були відомі ще із XIX століття. За наступні роки з'явилася велика кількість праць із дослідження, вивчення та опису процесів, що відбуваються в них. Але створення загальної теорії й методики розрахунку двофазних струминних апаратів, що працюють у зоні вакууму, ускладнювалося недостатньою вивченістю робочого процесу через його складність. Це робило неможливим і стримувало їхнє

застосування. Нові галузі використання вимагали більш глибоких теоретичних, а головне експериментальних досліджень. Упродовж тривалого періоду не було серйозних спроб описати процеси, що відбуваються в різних типах двофазних струминних апаратів із єдиних позицій.

Першою спробою теоретично описати робочий процес двофазного струминного апарата можна вважати роботу К. Пфлейдерера [61], у якій наведено методику розрахунку, що ґрунтується на рівнянні балансу енергії. Згідно з його теорією кінетична енергія витікання робочої рідини із сопла активного потоку без урахування втрат витрачається на ізотермічний стиск робочого середовища пасивного потоку.

Автори праць [15; 51; 88; 95; 128], на відміну від К. Пфлейдерера, ураховують додаткові чинники, що впливають на характеристики апарата загалом. Так, К. Г. Клене [51], провівши експериментальне дослідження водоповітряного струминного апарата й визначивши існування двох різних режимів його роботи, допрацьовує і вдосконалює методику К. Пфлейдерера. У роботі [95] він стверджує, що стиснення пасивного потоку відбувається практично ізотермічно, оскільки маса робочої рідини активного потоку та її теплоємність у багато разів більші від маси й теплоємності робочої рідини пасивного потоку, і вводить у рівняння енергетичного балансу ще дві складові – повну енергію робочої рідини на виході з апарата та енергію, що витрачається на подолання місцевих опорів.

У праці [62] розвинуто дослідження К. Г. Клене й зазначено, що кінетична енергія робочої рідини, яка витікає із сопла за вирахуванням втрат, витрачається на нагнітання робочої рідини активного потоку від тиску камери змішування до тиску на виході зі струминного апарата, на стискування робочої рідини пасивного потоку від тиску камери змішування до тиску на виході зі струминного апарата й на стискування водяної пари, домішаної до повітря, у такий спосіб розширюючи сферу використання емпіричної залежності К. Г. Клене.

Автори більш пізніх праць [13; 23; 27; 28; 46; 60; 61; 68; 70; 76; 103; 117], переконавшись у значному розходженні проведених ними експериментів із результатами розрахунків за вищенаведеними методиками, пропонують використовувати чисто емпіричні залежності, що поширюються лише на досліджуваний ними діапазон параметрів, обраний із галузі використання ежекторів для конкретного випадку.

У працях [46; 60; 95] наведено виведення різних форм рівняння ежекції та коефіцієнта інжекції у вигляді емпіричних залежностей на основі одержаних авторами експериментальних даних, але, найголовніше, уперше відзначено вплив геометричних і режимних параметрів на досяжні показники апаратів, а саме геометричних розмірів камери змішування на ступінь завершеності обмінних процесів між активним і пасивним потоками. У праці [70] під час експериментального дослідження водоповітряного струминного апарата на прозорій моделі наголошено, що в

переважній більшості режимів роботи не все захоплене повітря стискається в проточній частині апарата й викидається в нагнітальний трубопровід. Деяка частина робочої рідини пасивного потоку повертається до приймальної камери, утворюючи зворотні струмені поблизу стінок камери змішування апарата. Це явище особливо проявляється за $p_d/p_n > 15$.

У таких працях [13; 16; 18; 38; 51; 63; 77; 78; 88; 117] більш детально розглянуто питання впливу розмірів камери змішування і запропоновано використовувати подовжені камери змішування, у яких між звужувальною конфузорною ділянкою та дифузором вмонтовано додаткову циліндричну частину. Також у праці [13] відзначено, що в разі підвищення тиску робочої рідини активного потоку перед соплом стиснення пароповітряної суміші відбувається не як зазвичай у камері змішування або дифузори, а за дифузором у нагнітальному трубопроводі. Тому в цій праці оцінено можливість заміни камери змішування й дифузора на просту циліндричну трубу і проведено експериментальні дослідження ежекторів із трубами різних діаметрів і довжин. За узагальненими результатами наведено емпіричні залежності для вибору оптимальних розмірів камери змішування в експериментально досліджуваному діапазоні геометричних і режимних параметрів ежектора. У праці [86] наведено результати експериментального дослідження газових ежекторів зі звужувальними конічними камерами змішування, перехід до яких від циліндричних

камер змішування дозволяє істотно підвищити ефективність ежектора.

У працях [1; 50; 77], крім розгляду характеру впливу геометрії камери змішування, подано перевагу застосування надзвукових сопел для інжектівального газу порівняно зі звуковими, а в праці [28] наведено результати експериментального дослідження газових ежекторів із циліндричною камерою змішування та дифузором, що має горловину.

У працях [76; 103] основну увагу приділено оптимізації конструкції рідинно-струминних апаратів, застосовуваних для компримування та подавання до системи газозбирання нафтових газів кінцевих ступенів сепарації нафти за допомогою зміни сполучень відносної довжини камери змішування й горловини дифузора. Запропоновану методику розрахунку розроблено за допомогою узагальнення одержаних дослідних даних із використанням теорії подібності.

Низка авторів під час розрахунку вакуумних двофазних струминних апаратів, як і під час розрахунку рідинно-струминних насосів, використовують рівняння збереження кількості руху для камери змішування сумісно з рівнянням нерозривності [20; 25; 40; 112; 22; 134]. Найбільш обґрунтовано таку методику розрахунку викладено у працях [18; 19; 41]. Автори застосовують рівняння кількості руху та нерозривності лише для тих режимів роботи, за яких зона змішування потоків закінчується в камері змішування, а рівняння енергії використовують під час аналізу гранично можливого режиму роботи апарата на розглянутих режи-

мах. Р. Г. Каннінгем вважає, що у вихідному перерізі камери змішування можуть реалізовуватися лише дозвукові і, в крайньому разі, режими течії суміші зі швидкістю, що дорівнює швидкості звуку. Водночас зона змішування різнофазних потоків закінчується в камері змішування. Крім того, можуть реалізовуватися режими течії, за яких зона змішування потоків закінчується в дифузорі. Водночас рідинний струмінь пробиває камеру змішування на більшій частині її довжини, зазнаючи повного розпаду в дифузорі.

За результатами експериментальних досліджень двофазних струминних апаратів опубліковано велику кількість праць [4; 6; 13; 15; 17; 19; 24; 27; 28; 46; 61; 63; 68; 70; 80–82; 87; 93; 111], у яких наголошено про різноманітність режимів роботи, наведено структуру потоку в проточній частині апарата. У працях [4; 6; 27; 44; 46; 82] описано вплив режимних параметрів (коефіцієнтів втрат, ступеня стиснення й температури робочої рідини активного потоку), а в працях [1; 13; 15; 17; 20; 22; 24; 27; 50; 61; 63; 67; 70; 77; 81; 93] – геометричних параметрів (діаметра й довжини камери змішування, форми сопел і їхньої кількості) на деякі параметри ефективності апарата.

Розглянуті вище методики розрахунку не обґрунтовують різноманітності режимів роботи вакуумних двофазних струминних апаратів, не дозволяють визначити межі переходу з одного режиму роботи на інший, не описують залежності характеристик апарата від форми, довжини камери змішування та низки інших параметрів. Ці методики можуть застосовуватися, зазвичай, лише для обра-

ного режиму роботи апарата у вузькому діапазоні його параметрів.

Тому автори праць [9; 12; 14; 29; 30; 31; 37; 45; 55; 66; 69; 80; 96; 115] пропонують методика розрахунку, що ґрунтується на теоретичних залежностях, одержаних унаслідок спільного розв'язання рівнянь нерозривності, кількості руху, енергії та стану із залученням тих чи інших умов для визначення режимів роботи двофазного струминного апарата, наприклад впливають із теорем термодинаміки незворотних процесів [12; 30].

У праці [115] ураховано важливу роль визначення критичного режиму роботи (режиму «запирання») газорідного ежектора й розраховує ці режими для апарата з циліндричною камерою змішування, застосовуючи рівняння одновимірної течії до маси рідини й газу, закладеної в певний момент часу між вхідним і вихідним перерізами камери змішування. Водночас передбачено відсутність теплообміну між газом і рідиною в камері змішування та утворення в її вихідному перерізі однорідної механічно рівноважної суміші. Виведення рівняння ежекції наведено на підставі умови, що на виході з камери змішування утворюється однорідна суміш, у якій частинки газу й рідини мають однакову швидкість. Існування режиму «запирання» можна пояснити збільшенням швидкості суміші в камері змішування до граничного значення, що відповідає досягненню швидкості поширення нескінченно малих збурень у суміші. У працях [9; 37; 96] називають такий режим «тепло-

вим запиранням» і детально описують його, наводячи необхідні умови його виникнення.

У роботах [17; 29; 52] автори наводять виведення рівнянь ежекції в припущенні утворення у вихідному перерізі камери змішування однорідної термодинамічно й механічно рівноважної газорідинної суміші. Ці рівняння дають два значення швидкості суміші у вихідному перерізі камери змішування. Порівнюючи одержані швидкості зі швидкістю поширення звуку в суміші, автор демонструє, що менша з них відповідає дозвуківому, а більша – надзвуківому режиму течії двофазної суміші у вихідному перерізі камери змішування. Реалізація надзвуківної течії призводить до запирання камери змішування, унаслідок чого збурення не передаються проти течії потоку. Далі автор розглядає два можливих режими запирання: критичний, за якого режим течії суміші на виході з камери змішування надзвуківий, і режим, за якого швидкість суміші на виході з камери змішування дорівнює швидкості звуку.

На підставі дослідження ізотермічного ККД за умови зміни режиму роботи струминного апарата в праці [17] наведено умову реалізації критичного режиму із звужувальними соплами лише для випадку, коли температури гальмування газу й рідини на вході в камеру змішування однакові. Такою умовою є рівність швидкостей газу й рідини у вхідному перерізі камери змішування надзвуківної швидкості суміші в її вихідному перерізі. Для експериментального підтвердження розрахунків було проведено випробування серії двофазних струминних апаратів із числом ство-

лів рідинного сопла $Z_c = 1-327$ [17; 63]. Установлено, що експериментальні дросельні характеристики в разі $Z_c > 12$ якісно збігаються з теоретичними, причому відзначають задовільний збіг теорії з експериментом за малих та істотно відмінність за великих значень коефіцієнта ежекції. Різницю між результатами випробувань низки струминних апаратів з одноствольним рідинним соплом, наведеними у працях [4; 15; 17; 19; 24; 38; 46; 47; 65; 67; 68; 70; 81; 82; 93; 94; 111; 115], і розрахунками за методикою Ю. М. Василюва автори праці [17] пояснюють нерівномірністю потоку на виході з камери змішування.

Автори праць [73; 75; 89] пропонують методику розрахунку газового ежектора, доповнену умовою рівності тисків газів у деякому перерізі всередині камери змішування, що дозволяє з великою точністю розраховувати критичні режими роботи ежектора, визначати критичне значення коефіцієнта ежекції, що враховує нерівномірність швидкостей в активному струмені й задовольняє, крім рівнянь нерозривності й адіабати, ще й рівняння кількості руху. Причому в праці [10] розглянуто газовий ежектор із циліндричною камерою змішування, а в праці [90] – плоский звуковий газовий ежектор із циліндричною камерою змішування, у якому одновимірність течії передбачено лише в дозвуковому струмені низьконапірного газу, а надзвуковий режим течії газу у високонапірному струмені розглядають із позицій розв'язання рівнянь плоского надзвукового режиму течії газу.

У працях [49; 50; 53] теоретично та експериментально досліджено особливості режиму роботи газових ежекторів за великих перепадів тиску, у яких відношення площі перерізу камери змішування до площі критичного перерізу активного сопла є в межах 2,0–8,0, а ступінь підвищення тиску пасивного потоку – 2,0–5,4 (з урахуванням втрат у дифузори).

У працях [3; 42] ураховано нерівномірність профілю швидкостей на виході з камери змішування газо-газового й рідинно-рідинного струминного апарата за допомогою введення коефіцієнта в рівняння збереження кількості руху.

Автори праць [2; 5; 33; 56–58; 85; 110; 125; 130] досліджують двофазні струминні апарати з позицій їхнього застосування в хімічній промисловості як тепло- й масообмінні апарати. У зв'язку з цим у зазначених працях приділено увагу переважно процесам взаємодії в камері змішування диспергованої на краплі рідини з газом.

Так, у працях [125; 130] було досліджено два види двофазних струминних апаратів, що відрізняються робочими речовинами активного та пасивного потоків. У першому випадку розглянуто агрегат із двофазним струминним апаратом, де як робочу рідину використовували багатоконпонентну суміш із розчиненими в ній газами розкладання. На критичному режимі роботи газ, що відсмоктується, змішується в камері змішування з газами розкладання, які виділяються з робочої рідини. Разом із ними з робочої рідини виділяються пари легких вуглеводневих фракцій і води, що міститься у вигляді домішки. Утворена парогазова

суміш надходить до супутнього потоку відкачуваного (пасивного) газу, що збільшує його витрату до вихідного перерізу камери змішування на критичному режимі роботи.

Очевидно, що цей процес відсутній, якщо робоча рідина перебуває в рівновазі з парогазовим потоком. Це відбувається тоді, коли леткість кожного компонента в рідкій фазі дорівнює його леткості в газовій фазі.

Ступінь метастабільності рідини залежить не лише від часу перебування, а й від інших чинників, наприклад передісторії рідинного потоку, умов витікання рідини із сопла та ін. На ступінь метастабільності впливають: профіль сопла та його лінійні розміри, матеріал сопла, шорсткість стінок сопла, геометричні характеристики підвідних каналів, що визначають профіль швидкості й початкову турбулентність потоку.

Розглянемо агрегат із двофазним струминним апаратом, де застосовують так звану «чисту» робочу рідину, що містить малу кількість розчинених у ній газів і домішок із тиском насичених парів, вищим від тиску насиченої пари цієї рідини. Процеси, що відбуваються у двофазному струминному апараті, розглянемо на прикладі, коли робочою рідиною є вода, а відкачуваною – сухе повітря. Розчинення повітря у воді незначне, тому можна вважати тиск насичення робочої рідини таким, що дорівнює тиску насичення водяної пари за температури робочої рідини. Під час відкачування сухого повітря внаслідок перевищення тиску насичених парів води над парціальним тиском водяної пари в повітрі в камері змішування апарата частина робо-

чої рідини випаровується й переходить у вигляді водяної пари в супутній потік газу. Процес припиняється, якщо парціальний тиск водяної пари в супутньому потоці газу й тиск насичених парів води стають однаковими.

У праці [33] розглянуто ежектор, у якому активним і пасивним потоком є один і той самий газ, але вони не вступають в хімічну реакцію один з одним, і виявлено критичні режими роботи такого апарата. Також наведено формули для перерахунку ежектора, у якому активним і пасивним потоками є повітря, на ежектор, у якому повітря ежекує інший газ.

Не всі розглянуті вище методики розрахунку двофазних струминних апаратів ураховують зміни їхніх характеристик зі зміною геометричних і режимних параметрів апарата. Це часто призводить до істотної неузгодженості між результатами розрахунків за різними методиками та експериментом.

В. М. Марченко та М. Г. Прокопов [118–122; 129] найбільш фундаментально підійшли до дослідження робочого процесу двофазного струминного апарата, який працює в компресорному режимі. Результатом їхніх робіт є таке:

1. Узагальнення чинних дослідних даних і аналіз результатів експериментальних досліджень, виконаних у роботі, служать подальшому розвитку фізичного опису процесів у потоці рідини, що закипає, яка прискорюється, зокрема можливість існування трьох критичних режимів і структурної інверсії потоку в тій частині сопла Лаваля, яка розширюється, що дозволило розробити сопло з максимальним коефіцієнтом швидкості.

2. Розроблення теплофізичної й математичної моделей течії рідини, що закипає, в частині сопла активного потоку РПСК, яке розширюється. Адекватність моделі підтверджено результатами експериментальних досліджень (за коефіцієнтом швидкості, питомим імпульсом, константою пароутворення, об'ємним паровмістом).

3. Установлення експериментальним шляхом закономірності впливу термодинамічних і геометричних параметрів на ефективність (коефіцієнт швидкості) сопла активного потоку РПСК.

4. Експериментальне підтвердження й теоретичне обґрунтування можливості досягнення високих значень коефіцієнта швидкості (на рівні 0,97–0,98) у разі витікання рідини, що закипає, у соплах Лавалю в діапазоні початкових тисків $p_0 = 2\text{--}10 \text{ МПа}$ і температур $t_0 = 160\text{--}200 \text{ }^\circ\text{C}$.

5. Розроблення теплофізичної та математичної моделей робочого процесу РПСК, що ґрунтується на рівняннях стану термічно метастабільного парокраплинного середовища, збереження маси (з урахуванням фазового переходу), кількості руху, I та II законів термодинаміки.

6. Проведення експериментальних досліджень впливу термодинамічних і геометричних параметрів камери змішування РПСК на його характеристики. Установлено діапазон зміни цих параметрів, що забезпечує найбільшу ефективність компресора.

7. Створення методики розрахунку параметрів витікання рідини, що закипає, із сопла активного потоку й характеристик РПСК, яка дозволяє визначити геометричні пара-

метри проточної частини та отримати компресор із високими показниками ефективності.

Усі розглянуті вище методики дозволяють розраховувати двофазні струминні апарати в певному робочому діапазоні й навіть найбільш точну методику В. М. Марченка та М. Г. Прокопова призначено для розрахунку цих апаратів для їхньої роботи в компресорному режимі без урахування основних особливостей вакуумного режиму роботи. У зв'язку з цим виникла необхідність створення теорії та методики розрахунку рідинно-парових ежекторів, що дозволила б розраховувати ці апарати в широкому діапазоні зміни їхніх геометричних і режимних параметрів.

Висновки до розділу 1

На сучасному етапі розвитку промисловості виникає все більша потреба у створенні принципово нових систем вакуумування на базі двофазних струминних апаратів. Однак збільшення обсягу їхнього випуску останнім часом не сприяли істотному підвищенню їхньої ефективності, створенню нових конструкцій і розширенню діапазону роботи. Це можна пояснити недоліками розроблених теорій, чинних методик розрахунку та експериментальних досліджень.

На сьогодні для проєктування двофазних струминних апаратів фактично відсутні необхідні теоретичні знання й технічні засоби, що дозволяють розробляти та виготовляти машини суворо відповідно до заданих початкових даних. Для досягнення максимальних показників ефективності цих апаратів у кожному конкретному випадку дослідним шляхом підбирають відповідні геометричні параметри, тобто

проводять стендове доведення, яке не завжди дає очікуваний прийнятний результат.

Для підвищення ефективності наявних вакуумних систем і для створення енергоефективних нових установок необхідно виконати таке:

- розробити математичну модель робочого процесу й методику розрахунку рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата в різному конструктивному виконанні;

- експериментально перевірити результати числового моделювання робочого процесу рідинно-парового ежектора й визначення кореляційних коефіцієнтів;

- оцінити вплив конструктивних і режимних параметрів на рівень вакууму, що досягається в рідинно-паровому ежекторі;

- уточнити математичну модель на основі проведених експериментальних досліджень;

- виконати ексергетичний аналіз вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів;

- оптимізувати параметри вакуумних пристроїв за результатами ексергетичного аналізу вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів.

Зміст розділу викладено в таких наукових публікаціях автора: «Principle of stream thermocompression: conception of energetic efficiency and prospect of realization is in small heat energetic» [65] і «Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание» [132].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ

2.1. Математична модель робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата

Математична модель робочого процесу РПЕ, що працює в режимі вакуумування [100], ґрунтується на математичній моделі розрахунку РПСК, запропонованій у праці [129], і в числовому вигляді описано як систему рівнянь збереження маси, кількості руху, енергії, стану середовища й виробництва ентропії в інтегральному вигляді, а також доповнено залежностями з кінетики пароутворення і критичних режимів, характеристиками подрібнення та полідисперсного розподілу рідкої фази.

У проточній частині РПЕ, схему якого наведено на рисунку 2.1, течія двофазного однокомпонентного середовища, що складається з пари й розподіленої за обсягом дрібнодисперсної краплинної рідини, частинки якої перебувають у підвішеному стані, є стаціонарною й адіабатною. Термічну метастабільність визначено інтенсивністю релаксаційного фазового переходу, тобто швидкістю конденсації пари на поверхні дискретної фази.

Для складання системи рівнянь робочого процесу РПЕ на основі теоретичних та експериментальних досліджень [34; 40; 52; 87] беруть такі припущення:

1. Сили поверхневого натягу нехтовно малі ($\sigma = 0$) [59].

2. Величину дисипативних втрат в осередненому одновимірному потоці визначено тертям у граничному шарі та ступенем завершеності релаксаційного фазового переходу на цій ділянці течії вздовж поздовжньої координати z .

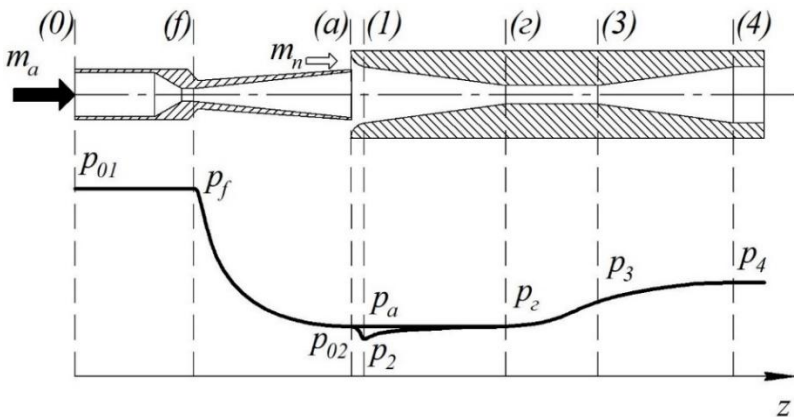


Рисунок 2.1 – Схема проточної частини РПЕ
й розподіл статичного тиску по довжині
в осьовому напрямку

3. Полідисперсний статичний розподіл частинок за розмірами у будь-якому перерізі z потоку підпорядковується рівнянню Розіна – Рамлера [135] нормально-логарифмічним співвідношенням, характер якого не змінюється у процесі течії

$$a_i = a_v \cdot \left(\frac{1}{\ln(1 - \delta_i)} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2.1)$$

де a_v – місцева швидкість звуку в перерізі структурної перебудови потоку, м/с;

δ_i – характерний розмір частинки i -ї групи розподілу, м.

4. У дозвуківій хвилі, яка проходить через дрібнодисперсний двофазний потік, встигає завершитися лише обмін кількістю руху, а тепло- й масообмінні процеси «заморожені», що підтверджено низкою експериментальних досліджень [40]. Критична швидкість водночас дорівнює

$$a_*^2 = k_n \cdot (p \cdot v \cdot \beta^{-1})_*, \quad (2.2)$$

де k_n – показник адіабати в певному перерізі РПЕ;

p – тиск у певному перерізі РПЕ;

v – питомий об'єм у певному перерізі РПЕ;

$\beta = x \cdot v_n(t_n, p) \cdot v^{-1}$ – об'ємна концентрація пари в певному перерізі РПЕ.

5. У двофазному потоці дрібнодисперсної структури, сформованому внаслідок витікання близької до насичення рідини, що закипає, в умовах зростання тиску й температури пари в камері змішування не наявні стрибки ущільнення-конденсації, які проходять у численних центрах – дискретних частинках недогрітої рідини.

6. Кінетика релаксаційного фазового переходу характеризується виконанням термодинамічного балансу (I закон термодинаміки) системи частинок i -ї групи розподілу

$$d[m_i \cdot u_{\text{рід}}(t_{\text{рід}})] = h_n(t_n, p) dm_i \quad (2.3)$$

та рівняння тепловіддачі

$$\begin{aligned} [h_n(t_n, p) - h_{\text{рід}}(t_{\text{рід}})] dm_i = \\ = \alpha_i \cdot \pi \cdot a_i^2 \cdot (t_n - t_{\text{рід}}) \cdot w^{-1}(z) dz, \end{aligned} \quad (2.4)$$

де m_i – маса частинки i -ї групи розподілу, кг;

$u_{\text{рід}}$ – внутрішня енергія частинки i -ї групи розподілу в рідкому стані, Дж/кг;

$t_{\text{рід}}$ – температура частинки i -ї групи розподілу в рідкому стані, град.;

h_n – ентальпія частинки i -ї групи розподілу у стані пари, Дж/кг;

p – тиск частинки i -ї групи розподілу, Па;

α_i – коефіцієнт, що розраховується за чисел Нуссельта $Nu_i \rightarrow 2$ за формулою $\alpha_i = Nu_i \cdot \lambda_n(t_n) \cdot a_i^{-1}$.

7. Високий рівень швидкості обміну кількістю руху в дрібнодисперсному парокраплинному потоці зумовлює дуже малу тривалість релаксації парової фази [109]. З цієї причини термічні та калоричні параметри пари визначають за рівноважним станом насичення залежно від величини

тиску $p(z)$, тобто температуру пари однозначно визначають за тиском $t = t_s(p)$.

8. Рідка фаза є нестисливою, та її параметри залежать лише від температури t_{pid} частинок i -го розміру.

Режим течії змішуваних потоків у проточній частині за своєю природою є турбулентним, характеризується дрібнодисперсною парокраплинною структурою, термічною метастабільністю рідкої фази та інтенсивними тепло- й масообмінними процесами. Для розрахунку осереднених параметрів по довжині проточної частини й сумарних характеристик РПЕ застосовують систему рівнянь одновимірного адіабатного руху у квазірівноважному термодинамічному наближенні для виділених меж розглянутої ділянки течії:

– рівняння стану термічно метастабільного парокрапельного середовища

$$v = v_{pid}(t_{pid}) + x \cdot [v_n(p) - v_{pid}(t_{pid})], \quad (2.5)$$

$$d \left[\frac{w(z) \cdot F(z)}{v} \right] = 0; \quad (2.6)$$

– рівняння збереження маси (з урахуванням фазового переходу)

$$dx = \chi(z) \cdot \left[\frac{v}{w(z)} \right] dz; \quad (2.7)$$

– рівняння повної ентальпії (I закон термодинаміки)

$$d \left[h_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) + x \cdot h_n(t_n, p) - h_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) + \frac{w^2(z)}{2} \right] = \quad (2.8) \\ = 0;$$

– рівняння кількості руху (імпульсу)

$$d \left[\frac{w^2(z) \cdot F(z)}{v} \right] = -F(z)dp - \tau_w \cdot \Pi(z)dz; \quad (2.9)$$

– рівняння виробництва ентропії (II закон термодинаміки)

$$d \{ s_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) + x \cdot [s_n(p) - s_{\text{рід}}(t_{\text{рід}})] \} = \delta s_{\text{diss}} > \quad (2.10) \\ > 0,$$

де v – питомий об'єм частинки i -ї групи розподілу, $\text{м}^3/\text{кг}$;

t – температура частинки i -ї групи розподілу, град. ;

w – середня швидкість потоку частинок, м/с ;

F – площа каналу, через яку проходять частинки i -ї групи розподілу, м^2 ;

z – безрозмірна повздожжня координата;

χ – масовий вміст вологи, кг/кг ;

h – ентальпія частинки i -ї групи розподілу, Дж/кг ;

τ_w – дотичне напруження на стінці каналу, Па ;

Π – периметр каналу, через який проходять частинки i -ї групи розподілу, м;

s – ентропія частинки i -ї групи розподілу, Дж/(кг · К);

індекс «рід» – параметр у стані рідини, індекс «п» – параметр у стані пари.

Дотичне напруження на стінці каналу

$$\tau_w = \left(\frac{\xi}{4}\right)^2 \cdot \frac{w^2(z)}{2\nu} \quad (2.11)$$

визначає втрати на тертя у граничному шарі каналу, який у цьому разі визначають за відомими формулами однофазного потоку.

Дисипація енергії в потоці, обумовлена втратами в граничному шарі та метастабільністю станів фаз, ураховується швидкісними коефіцієнтами φ_{ij} елементів РПЕ й результатами розрахунків перегрівання (переохолодження) Δt_{pidj} рідини в спектрі розподілу частинок.

Стосовно розрахунку параметрів робочого процесу РПЕ, схему якого подано на рисунку 2.1, система розрахункових рівнянь (2.5)–(2.10) приводиться до інтегрального вигляду для характерних ділянок проточної частини.

2.2. Моделювання течії потоку рідини, що закипає в каналах, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний

2.2.1. Математичний опис термодинамічних процесів у разі витікання рідини, що закипає, з каналів, які розширюються

Як сопло активного потоку в РПЕ застосовують сопло, близьке за формою до сопла Лаваля, у якому потік стискається і сповільнюється на вхідній ділянці, що звужується, а потім розширюється й прискорюється на вихідній ділянці, яка розширюється.

Для математичного опису процесів, що відбуваються в соплі активного потоку РПЕ, скористаємося динамічною моделлю потоку метастабільно перегрітої рідини, що закипає, положення якої викладено у праці [129]. У цій моделі використовують метод непрямого визначення осереднених параметрів потоку [94; 109], таких як розподіл температур фаз, швидкості, паровмісту, розмірів дискретної фази вздовж потоку. Суть цього методу полягає в спільному розгляді дослідних даних за витратою, реактивним імпульсом, розподілом статичного тиску та візуалізацією течії з балансовими рівняннями збереження.

Розрахункова система рівнянь збереження в одновимірному наближенні має такий вигляд:

$$d \left[\frac{w \cdot F}{v_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) + x \cdot v_n(t_n, p)} \right] = 0, \quad (2.12)$$

$$\dot{m} \cdot dw = -Fdp - \tau_w \cdot \Pi(z)dz, \quad (2.13)$$

$$d \left\{ h_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) + x \cdot [v_n(t_n, p) - v_{\text{рід}}(t_{\text{рід}})] + \frac{w^2}{2} \right\} = \quad (2.14)$$

$$= 0,$$

$$d \{ s_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) + x \cdot [s_n(t_n, p) - s_{\text{рід}}(t_{\text{рід}})] \} > 0 \quad (2.15)$$

і розв'язується спільно з рівнянням пароутворення

$$dx = b_n \cdot f \cdot \frac{v_0'}{v_n(t_{\text{рід}}, p)} \times \quad (2.16)$$

$$\times \frac{\sqrt{v_{\text{рід}}(t_{\text{рід}}) \cdot (p_s(t_{\text{рід}}) - p)}}{w_f} d\bar{z},$$

залежностями для розрахунку геометрії каналу $f = (\alpha_k, \bar{z}, \dots)$ та дотичного напруження на стінці

$$\tau_w = \frac{c_f \cdot w^2}{2v}, \quad (2.17)$$

де $c_f = f(\Delta, d, M, \dots)$ – коефіцієнт тертя.

Рівняння стану води для зон рідкої фази, насиченої та перегрітої пари використовують у табличній формі [127].

Як граничні умови взято розподіл вихідних параметрів і співвідношень, що характеризують особливості фор-

мування та розвитку парокраплинної течії в перерізах інверсії (v) і відривання потоку (a) від стінок каналу (рис. 2.2).

Витікання з каналів, що розширюються, рідини, що закипає, у зону тисків, нижчих за атмосферний, має низку характерних властивостей:

1. З огляду на зміщення тиску у вихідній ділянці сопла в зону тисків, нижчих за атмосферний, можливе зниження початкових параметрів робочої рідини активного потоку в зону більш помірних значень зі збереженням ефективності процесу витікання.

2. Перехід на більш помірні початкові параметри робочої рідини активного потоку дає можливість реалізувати незначні початкові відносні недогриви для досягнення максимальної ефективності процесу витікання.

3. Реалізація незначних початкових відносних недогривів робочої рідини активного потоку дозволяє більш точно визначати відносну подовжню координату, де відбувається відривання потоку від стінок каналу, що розширюється, і встановлювати положення вихідного перерізу сопла, щоб уникнути явища запирання.

4. З огляду на те, що тиск у вихідному перерізі сопла є в зоні тисків, нижчих за атмосферний, то температура робочої рідини активного потоку в частині сопла РПЕ, що розширюється, значно нижча, ніж у РПСК, й існує ймовірність конденсації потоку на стінках каналу.

Отже, для уточнення робочого процесу РПЕ необхідне більш конкретне вивчення цих властивостей із метою проєк-

тування та розрахунку сопел активного потоку, у яких ефективність процесу витікання робочої рідини максимальна.

2.2.2. Характер зміни параметрів рідини, що закипає, у разі витікання з каналів, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний

Течія рідини через сопло Лаваля, що супроводжується закипанням, характеризується певним характером зміни основних параметрів по довжині каналу, таких як тиск, температура, витрата і швидкість (рис. 2.2).

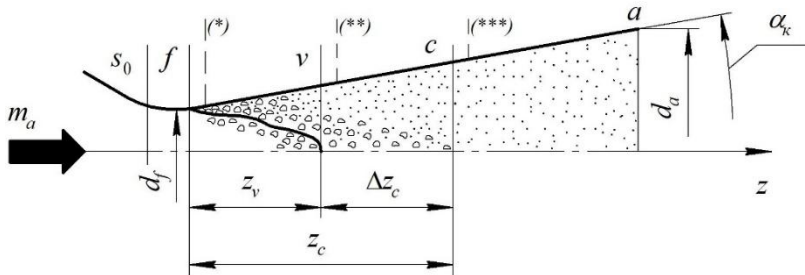


Рисунок 2.2 – Схема течії рідини, що закипає в соплі Лаваля:

f – витратний переріз, v – переріз структурної перебудови;

$f - v$ – ділянка інверсії потоку;

$v - c$ – ділянки остаточного подрібнення;

(*) – I критичний переріз; (**) – II критичний переріз;

(***) – III критичний переріз

Як було згадано вище, у вхідній ділянці сопла, що звужується, відбуваються зменшення тиску робочої рідини та збільшення його швидкості. У перерізі s_0 місцевий тиск

поток дорівнює тиску насичення за початкової температури t_0 . Потім у зоні мінімального перерізу f на стінці каналу починається процес пароутворення, оскільки саме тут створюються сприятливі умови для утворення бульбашок пари. У перерізі f рідина є метастабільно перегрітою й тиск $p_f < p_{s0}$.

Наявність деякої ділянки по довжині сопла між перерізами s_0 і f обумовлено запізненням утворення центрів скипання у зв'язку з наявністю шорсткості стінки каналу в умовах прискореного перебігу за значних градієнтів швидкості й тиску.

У зв'язку з тим, що в РПЕ витікання із сопла робочої рідини активного потоку відбувається в зоні тисків, нижчих за атмосферний, що дає можливість перейти на більш помірні початкові параметри і значення початкового відносного недогріву, то швидкість течії по довжині сопла зменшується, а швидкість утворення і зростання бульбашок збільшується, що призводить до переміщення перерізу f до перерізу s_0 проти руху потоку.

У зв'язку з обмеженістю перепаду тисків, на яке може працювати сопло, що звужується, для подальшого розширення потоку рідини необхідна наявність частини каналу, що розширюється. На ділянці між перерізами f і s внаслідок інтенсивного пароутворення наявний нерівномірний розподіл паровмісту по перерізу каналу. Поблизу стінки є кільцева ділянка пінної структури, а в центрі каналу – конусоподібне ядро рідини бульбашкової структури. На відстані z_v від перерізу f завершується структурне перебудовування потоку (інверсія), а на ділянці між переріза-

ми v і s відбувається залишкове подрібнення найбільших краплин рідини й перехід до надзвукової течії.

Переріз a є перерізом відриву потоку від стінок каналу, у якому за певних значень кута конусності α_k і ступеня геометричного розширення $\bar{f}_a = F_a/F_f$ формується надзвуковий потік парокрапельної структури з чітко окресленими прямолінійними межами.

З огляду на реальність процесу витікання й запізнювання пароутворення течія в частині сопла, що розширюється, супроводжується наявністю трьох критичних перерізів [129]. Перший критичний переріз (*) визначає кінцеву величину початкового метастабільного перегрівання рідини та витратні характеристики каналу. Другий критичний переріз (**) обумовлює завершення інверсії структури потоку й забезпечує перехід до парокраплинної структури. Третій критичний переріз (***) свідчить про залишкове подрібнення в парокраплинному потоці дрібнодисперсної структури й перехід до надзвукової течії.

2.2.3. Вплив початкових параметрів і геометрії сопла на показники ефективності витікання

Визначальним чинником ефективності витікання є вплив початкових параметрів робочої рідини на вході до активного сопла РПЕ, а саме тиску P_{01} , температури t_0 та величини початкового відносного недогрівання $(1 - \varepsilon_{s0})$.

$$(1 - \varepsilon_{s0}) = \frac{P_{01} - P_{s0}}{P_{01}} = 1 - \frac{P_{s0}}{P_{01}}, \quad (2.18)$$

де P_{s0} – тиск насичення за температури t_0 .

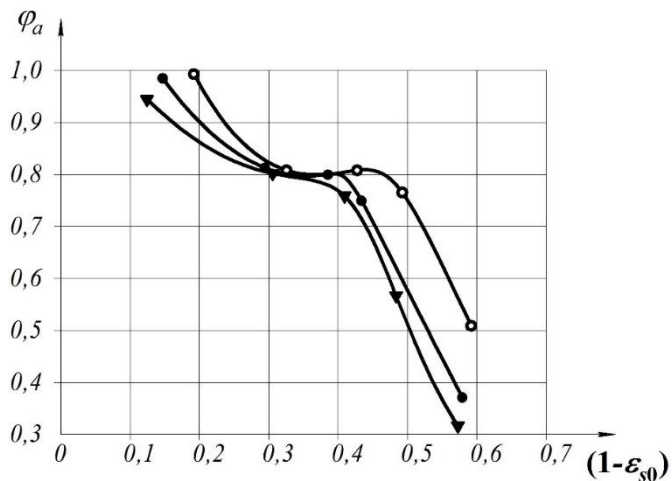
Згідно з рівнянням енергетичного балансу за припущення, що $Q_{o.c.} = 0$, для коефіцієнта інжекції можна записати [38]

$$u = \frac{h_4 - h_{01}}{h_{02} - h_4}. \quad (2.19)$$

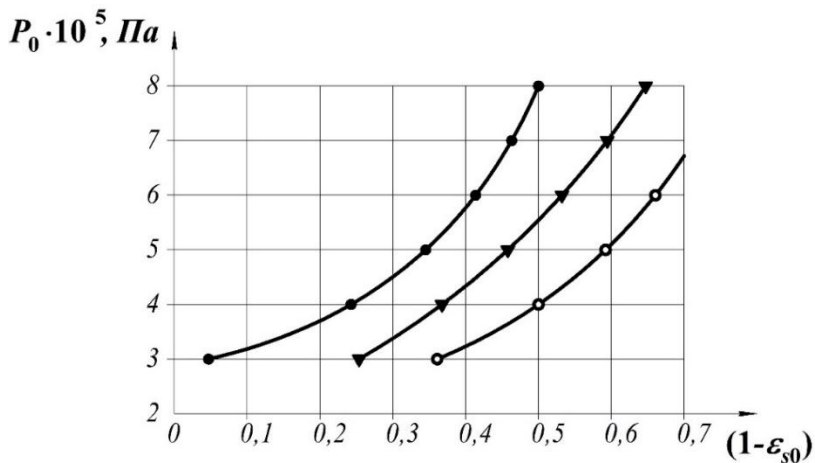
З результатів числових та експериментальних досліджень РПСК [118–122; 129; 136] бачимо, що для забезпечення необхідного ступеня розширення і, як наслідок, його ефективної роботи тиск робочої рідини активного потоку повинен становити $P_{01} = 1,7 - 4$ МПа й температура $t_{01} = 183 - 204^\circ\text{C}$ за тиску робочого середовища пасивного потоку на вході до приймальної камери $P_{01} = 0,07 - 0,18$ МПа та відповідної температури насичення. Очевидно, що для вакуумного режиму роботи для забезпечення такого самого ступеня розширення робочої рідини активного потоку можливий перехід на більш помірні початкові параметри.

Вплив початкових параметрів робочого середовища на вході до сопла активного потоку на величину початкового відносного недогрівання подано на рисунку 2.3.

Унаслідок експериментального дослідження РПСК [99] було отримано показники ефективності витікання робочої рідини активного потоку з каналів, що розширюються, за різних значень початкового тиску (рис. 2.3 а).



a)



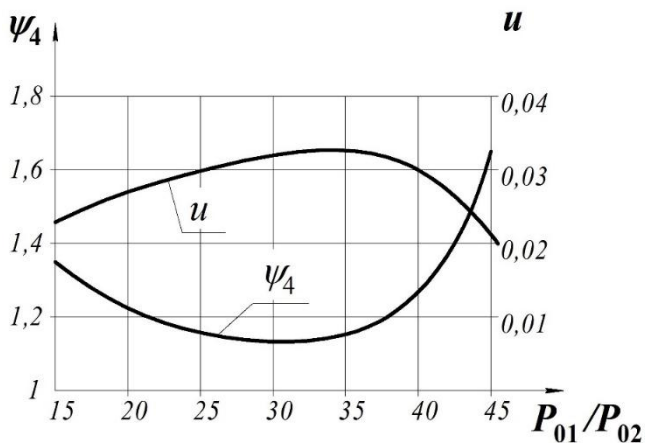
б)

Рисунок 2.3 – Характер впливу початкових параметрів робочої рідини на вході до активного сопла на величину відносного недогрівання: а) --●-- $P_{01} = 20,4$ бар, --○-- $P_{01} = 20,16$ бар, --▼-- $P_{01} = 1P_{01} = 15,55$ бар; б) --●-- $t_{01} = 150$ °C, --▼-- $t_{01} = 140$ °C, --○-- $t_{01} = 120$ °C

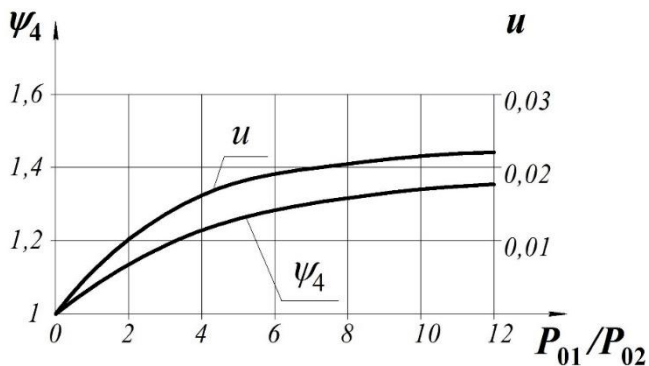
На рисунку 2.3 б наведено результати числового дослідження РПЕ, з яких бачимо, що найбільш сприятливою для стійкої роботи є зона недогрівань $(1 - \varepsilon_{50}) = 0,2 - 0,4$, у якій, як відзначено у праці [119], значення величини метастабільності витрати близьке до одиниці, і, отже, значення коефіцієнтів ефективності сопла Лавалю є максимальним.

Водночас для розрахунку коефіцієнта інжекції за формулою (2.19) так само, як і інших показників ефективності, енергія, що передається, математично виражається у вигляді різниці термодинамічних функцій (ентальпій та ентропій робочих речовин активного й пасивного потоків у перерізах, що розглядаються). Тому, як бачимо з рисунка 2.4, під час числового дослідження РПЕ було виявлено, що для досягнення необхідних коефіцієнтів інжекції на рівні $u = 0,01 - 0,03$, що відповідає максимально ефективним режимам його роботи, достатньо, щоб тиск рідини активного потоку становив $P_{01} = 0,15 - 0,45$ МПа й температура $t_{01} = 105 - 140$ °С.

Досягнення максимальної ефективності витікання і ступеня завершеності пароутворення в каналі також визначено положенням перерізу відриву потоку від стінок каналу щодо перерізу a . Якщо відрив потоку відбувається на зрізі сопла, то коефіцієнти імпульсу φ_i і швидкості φ_a сопла максимальні. В умовах витікання із сопла робочого середовища активного потоку за тиску, нижчого від атмосферного ($p_a < p_{o.c.}$), дуже важливим є дотримання цих умов.



а)



б)

Рисунок 2.4 – Залежність коефіцієнта інжекції u і ступеня перевиробництва пари ψ_4 від ступеня підвищення тиску пасивного потоку P_{01}/P_{02} : а) дані розрахунку РПСК [129]; б) дані розрахунку РПЕ

Параметри на виході із сопла, такі як геометричний ступінь розширення каналу \bar{f}_a , відносна довжина ділянки сопла, що розширюється \bar{z}_a , у разі досягнення якої відбувається відривання потоку від стінок каналу, і відносна швидкість витікання із сопла γ_a , математично виражаються так:

$$\bar{f}_a = \frac{v_a}{v_0' \cdot \gamma_a}, \quad (2.20)$$

$$\gamma_a = \frac{w_a}{w_f}, \quad (2.21)$$

$$\bar{z}_a = \frac{\sqrt{\bar{f}_a} - 1}{C_k}, \quad (2.22)$$

де C_k – ступінь дифузорності ділянки сопла, що розширюється.

$$C_k = 2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_k}{2} \right), \quad (2.23)$$

де α_k – кут розкриття вихідної ділянки сопла.

Швидкість потоку у витратному перерізі сопла визначається за формулою

$$w_f = \mu_0 \cdot v_f \cdot \sqrt{2 \cdot 10^5 \cdot (P_{01} - P_{s0}) \cdot v_0'}. \quad (2.24)$$

Помноживши та розділивши праву частину формули (2.24) на P_{01} , можна простежити залежність серед-

ньовитратної швидкості від величини початкового відносного недогрівання

$$w_f = \mu_0 \cdot v_f \cdot \sqrt{2 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{P_{01} - P_{s0}}{P_{01}} \right) \cdot v_0' \cdot P_{01}}, \quad (2.25)$$

$$w_f = \mu_0 \cdot v_f \cdot \sqrt{2 \cdot 10^5 \cdot (1 - \varepsilon_{s0}) \cdot v_0' \cdot P_{01}}. \quad (2.26)$$

Виконавши розрахунок середньовитратної швидкості потоку w_f за формулою (2.24) за постійного тиску на вході до сопла активного потоку P_{01} і змінивши величину початкового відносного недогрівання робочої рідини активного потоку $(1 - \varepsilon_{s0})$, можна побудувати графік (рис. 2.5), що ілюструє взаємний вплив цих двох величин.

З рисунка 2.5 бачимо, що за однакових тисків робочої рідини активного потоку на вході й на виході із сопла в разі зростання початкового відносного недогрівання збільшується середньовитратна швидкість, що, зі свого боку, призводить до зниження рівня завершеності процесу розширення в соплі активного потоку.

Як бачимо з формул (2.20–2.22), геометричні характеристики сопла у вихідному перерізі a залежать від розглянутих вище початкових параметрів робочої рідини активного потоку, і на рисунку 2.6 подано цей вплив.

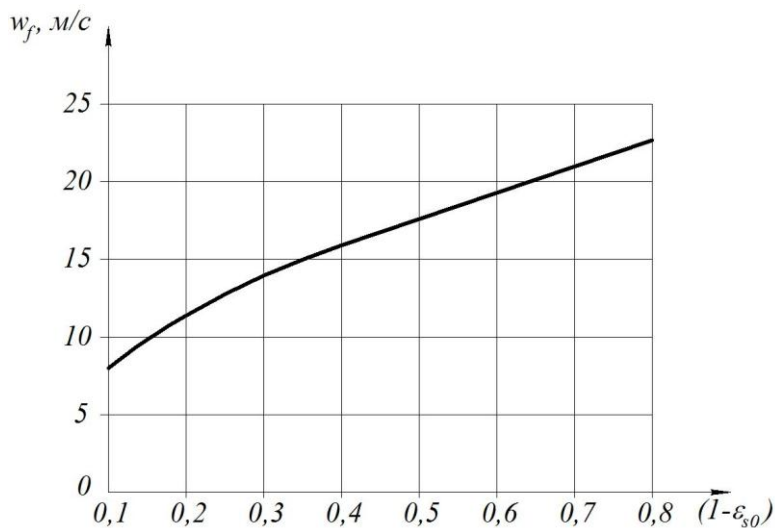
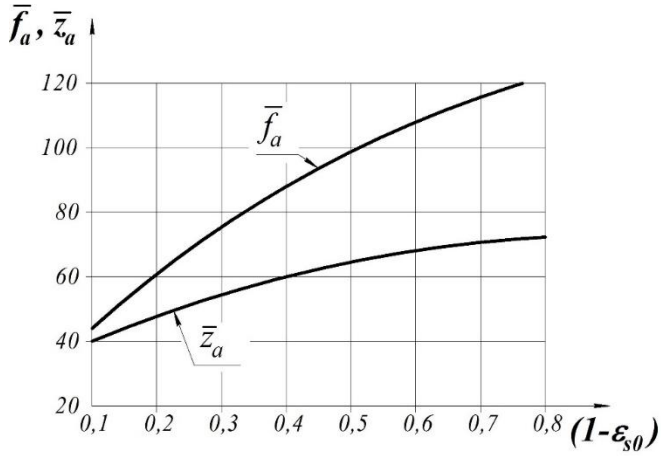
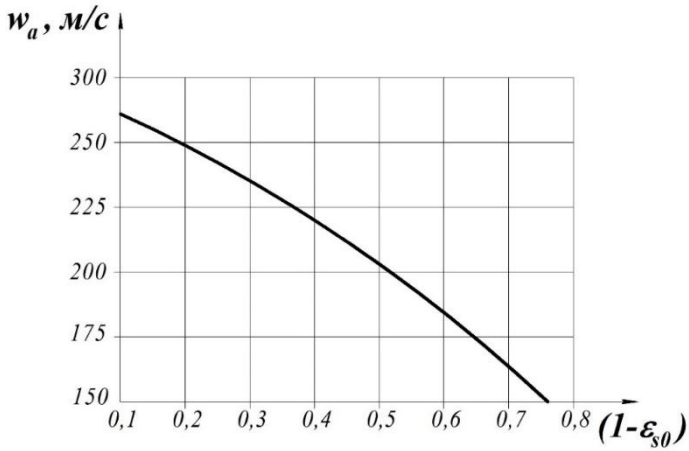


Рисунок 2.5 – Вплив величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку $(1 - \varepsilon_{s0})$ на швидкість потоку у витратному перерізі сопла за $t_{01} = 90 - 130 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{01} = 300 \text{ кПа}$

Як бачимо з рисунка 2.6, у разі підвищення величини відносного недогрівання потрібне збільшення значень геометричних параметрів, таких як відносна площа на виході із сопла \bar{f}_a і довжина частини активного сопла, яка розширюється, що виражається значенням поздовжньої координати \bar{z}_a , це, зі свого боку, призводить до зменшення швидкості на зрізі робочого сопла. Якщо не враховувати впливу цих величин, то процес пароутворення буде незавершеним, і, як наслідок, знизиться ефективність закінчення робочої рідини через сопло.



a)



б)

Рисунок 2.6 – Вплив величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку $(1 - \epsilon_{s0})$ на геометричні параметри (а) і швидкість потоку у вихідному перерізі сопла (б) за $t_{01} = 90 - 130 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{01} = 300 \text{ кПа}$, $P_a = 10 \text{ кПа}$

Так само можна дослідити ще одну залежність, що характеризує вплив величини тиску на зрізі сопла P_a на значення відносної поздовжньої координати \bar{z}_a . Швидкість потоку на виході із сопла дорівнює

$$w_a = \varphi_a \cdot \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot [h_{01} - h'_a - (s_{01} - s'_a) \cdot T_a]}. \quad (2.27)$$

Зі зменшенням тиску потоку на зрізі сопла буде зменшуватися і його температура T_a . Також особливий інтерес становить зміна величин h'_a і s'_a . Зі зниженням параметрів робочої рідини на зрізі сопла їхні значення будуть зменшуватися, і, як бачимо з формули (2.27), швидкість на виході із сопла буде збільшуватися.

Отже, за постійних початкових параметрів робочої рідини активного потоку на вході до сопла і зменшення тиску на зрізі сопла, тобто підвищення ступеня розширення потоку робочої рідини, відбувається збільшення геометричних параметрів сопла у вихідному перерізі, оскільки для більш повного завершення процесу пароутворення необхідно більше часу. Отже, збільшується і швидкість потоку у вихідному перерізі сопла (рис. 2.7).

$$v_f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{s0}} = \frac{w_f}{w_{s0}}. \quad (2.28)$$

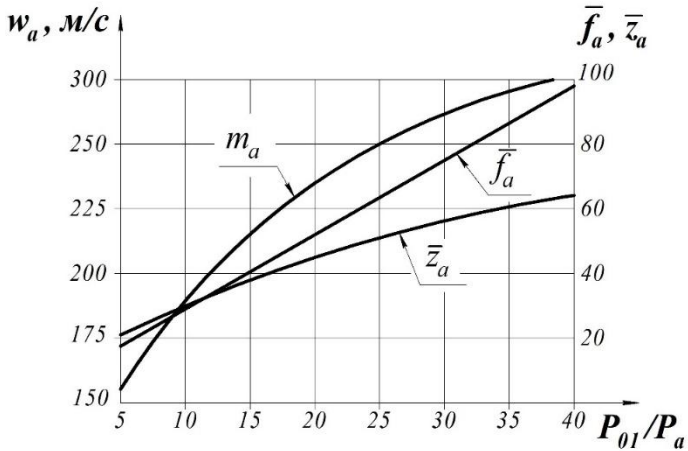


Рисунок 2.7 – Вплив ступеня розширення потоку робочої рідини на геометричні та швидкісні параметри на зрізі сопла активного потоку за $t_{01} = 126 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{01} = 300 \text{ кПа}$

Водночас важлива роль масштабних чинників [99], а саме вплив зміни діаметра сопла у витратному перерізі d_f і відстані перерізу інверсії потоку z_v від початкового перерізу закипання. Величина метастабільності витрати, що виникає внаслідок нерівноважності протікання процесу, виражається у вигляді залежності.

Величина, що враховує вплив реальності процесу витікання робочої рідини активного потоку і ступінь відмінності реального процесу (a) від рівноважного ізоентропійного витікання (as), називається коефіцієнтом імпульсу φ_i і дорівнює

$$\varphi_i = \frac{i_a}{i_{as}} = \mu_0 \cdot \nu_f \cdot \varphi_a, \quad (2.29)$$

де φ_a – коефіцієнт швидкості сопла;

$$\varphi_a = \frac{w_a}{w_{as}}. \quad (2.30)$$

Оскільки зміна цих двох параметрів прямо впливає на коефіцієнт метастабільності витрати, то збільшення діаметра d_f , а отже, і всіх геометричних розмірів сопла призводить до зменшення впливу коефіцієнта метастабільності й підвищення досяжних показників ефективності сопла та ежектора загалом.

Унаслідок числового та експериментального досліджень було доведено, що в разі збільшення діаметра витратного перерізу можлива більш повна релаксація рідини, що закипає, й експериментально підтверджено досягнення швидкісного коефіцієнта сопла на рівні 0,97–0,98 [8].

2.3. Моделювання течії в камерах змішування різної геометричної форми

2.3.1. Математична модель течії в камері змішування рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата

Для розрахунку камери змішування змінного перерізу РПЕ (рис. 2.8) рівняння імпульсів і збереження маси записують у вигляді

$$\begin{aligned}
 (1 + a_w \cdot u) \cdot \left(\frac{w_2^2}{v_a} \right) + \bar{f}_k \cdot p_1 &= \\
 &= \bar{f}_3 \cdot \left(\frac{w_3^2}{\varphi_3 \cdot v_3} + p_3 \right),
 \end{aligned}
 \tag{2.31}$$

де $a_w = w_2/w_a$;

w_2 – швидкість потоку, що інжектуюється, у вхідному перерізі камери змішування;

$\bar{f}_k = F_2/F_a$ – основний геометричний параметр у вхідному перерізі камери змішування;

$\bar{f}_3 = F_3/F_a$ – основний геометричний параметр у вихідному перерізі камери змішування;

φ_3 – швидкісний коефіцієнт камери змішування;

$$\varphi_3 = \frac{1}{1 + \xi_3},
 \tag{2.32}$$

де $\xi_3 = \left(\frac{\xi}{2} \right) \cdot \left(\frac{z_3 - z_1}{D_{13}} \right)$;

ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя потоків у камері змішування;

D_{13} – діаметр еквівалентної циліндричної камери змішування.

Для визначення імпульсу сили I_F камери змішування, у якій вхідна ділянка конічної форми, що звужується, а за нею йде вихідна циліндрична ділянка, використовуємо методику розрахунку, запропоновану в праці [35]

$$I_F = \int_{\bar{f}_3}^{\bar{f}_k} p df = \frac{1}{2} \cdot (\bar{f}_k - \bar{f}_3) \times \left(\frac{p_1}{p_3} + \frac{p_\Gamma}{p_3} \right) \cdot p_3, \quad (2.33)$$

де p_Γ – статичний тиск на вході до циліндричної ділянки камери змішування.

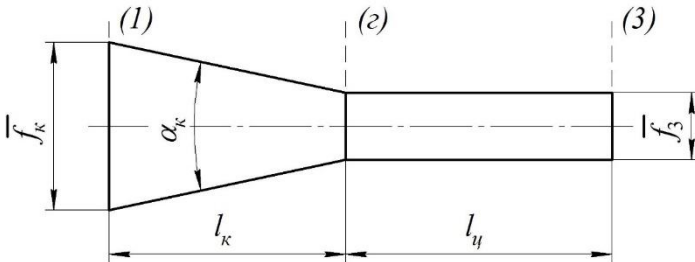


Рисунок 2.8 – Основні параметри камери змішування змінного перерізу

Рівняння збереження маси для стаціонарного потоку

$$w_3 = \frac{1 + u}{\bar{f}_3} \cdot \frac{v_3}{v_a} \cdot w_a. \quad (2.34)$$

Для досягнення максимальної ефективності процесу змішування необхідно виконати пошук оптимального положення перерізу зрізу активного сопла щодо вхідного перерізу камери змішування. У РПЕ це можливо, оскільки в ньому практично відсутні втрати «на удар», і значення ко-

ефіцієнта інжекції ϵ на рівні 0,01–0,1. Водночас необхідно розглянути дві схеми розміщення вихідного перерізу сопла активного потоку ($a - a$) щодо вхідного перерізу камери змішування ($1 - 1$) (рис. 2.9).

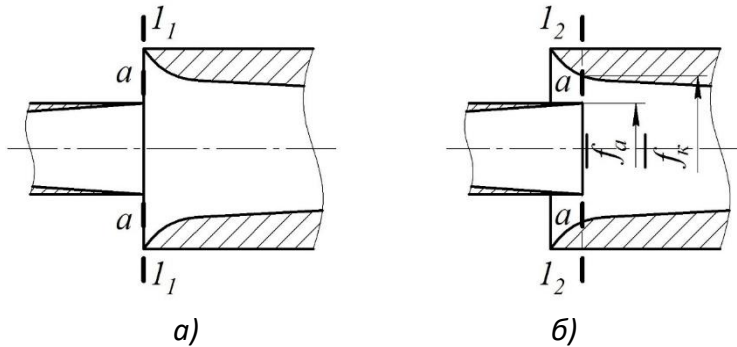


Рисунок 2.9 – Схеми розташування вихідного перерізу сопла активного потоку ($a - a$) щодо вхідного перерізу камери змішування ($1 - 1$): а) $p_a = p_{02}$, $a_w = 0$, $v_n = v_{02}$;
 б) $p_a = p_n = p_{02}$, $a_w = 1$, $v_n > v_{02}$;
 $a - a$ – переріз сопла активного потоку; $1_1 - 1_1$ – вхідний переріз (перша схема); $1_2 - 1_2$ – вхідний переріз (друга схема)

Перша схема наявна, якщо переріз зрізу сопла ($a - a$) збігається з перерізом ($1_1 - 1_1$) (рис. 2.9, а). Характеризується рівністю тисків активного потоку на зрізі сопла й пасивного потоку на вході до приймальної камери. За цього режиму течії приєднання маси пасивного потоку в розвиненому турбулентному шарі струменя відбувається в ізобарних умовах.

Рівняння інжекції для цього випадку записують як і для турбулентних струменів змінної густини з використанням для замикання системи рівнянь теорії Л. Прандтля. Розв'язання цього рівняння описано в роботі [59]. Коефіцієнт інжекції звідси дорівнює

$$u = 2 \cdot b_1^0 \cdot \{1 + b_1^0 \cdot (1 - I_1) \cdot I_2 - b_1^0 \cdot I_3\} + (1 - b_1^0 \cdot I_1)^2 - 1, \quad (2.35)$$

де b_1^0 – відносна товщина турбулентного шару,

$$b_1^0 = c_a \cdot z_1^0, \quad (2.36)$$

де $c_a = c \cdot \frac{1+\chi}{2}$ – константа струменя змінної густини;

c – константа для турбулентно затоплених струменів $c \approx 0,27$;

$$\chi = v_a/v_n;$$

z_1^0 – відносна довжина струменя;

I_1, I_2, I_3 – інтеграли розв'язання в разі використання універсальних профілів Г. Шліхтинга.

Друга схема наявна в разі зміщення сопла активного потоку всередину камери змішування, тоді переріз зрізу сопла ($a - a$) збігається з перерізом ($1_2 - 1_2$) (рис. 2.9 б). Характеризується рівністю швидкостей активного потоку на зрізі сопла та пасивного потоку на вході до приймальної камери. Водночас режимі течії приєднання маси пасивного потоку здійснюється за допомогою закінчення через кільцеве сопло, площа якого дорівнює ($\bar{f}_k - \bar{f}_a$) унаслідок перепаду тисків ($p_{02} - p_a$).

Рівняння інжекції для цього випадку має такий вигляд:

$$u = (f_k - 1) \cdot \left(\frac{v_a}{v_n} \right). \quad (2.37)$$

2.3.2. Вплив температури пасивного потоку на вході до приймальної камери на характер процесу змішування

Однокомпонентне робоче середовище пасивного потоку на вході до приймальної камери РПЕ може перебувати в насиченому або перегрітому стані. Залежно від цього точка 1n (див. рис. 1.2), що відповідає температурі пасивного потоку на вході до приймальної камери, буде змінювати своє положення на h,s -діаграмі.

Загалом вирази для ентальпії та ентропії пасивного потоку на вході до приймальної камери РПЕ запишемо в такому вигляді:

$$h_{02} = h'_{02} + x_n \cdot r_{02}, \quad (2.38)$$

$$s_{02} = s'_{02} + \frac{x_n \cdot r_{02}}{T_{02}}. \quad (2.39)$$

Розглянемо граничні випадки, коли пасивний потік перебуває у двофазному стані (насичена пара $0 < x_n < 1$) і в стані перегрітої пари.

У першому випадку, коли пасивний потік перебуває в стані насиченої пари, його температура є функцією термодинамічних параметрів $t_{02} = f(P_{02}, h'_{02}, s'_{02}, r_{02})$ і є постійною за певного тиску.

У другому випадку, якщо пасивний потік на вході до приймальної камери перебуває в стані перегрітої пари, за одного й того ж самого тиску його температура може набувати будь-яких значень, вищих від температури насичення. Такі параметри, як ентальпія, ентропія й питомий об'єм визначають за таблицями теплофізичних властивостей [127].

Швидкість пасивного потоку на вході до приймальної камери дорівнює

$$w_k = \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot [h_{01} - h'_{02} - (s_a - s'_{02}) \cdot T_{02}]}. \quad (2.40)$$

Як бачимо з формули (2.40), швидкість пасивного потоку буде збільшуватися в міру збільшення його температури T_{02} . Оскільки в камері змішування буде докритичний характер змішування активного та пасивного потоків, то буде виконано умову

$$M_2 = \frac{w_k}{a_{2*}} < 1, \quad (2.41)$$

$$a_{2*} = \sqrt{10^5 \cdot k_2 \cdot P_2 \cdot v_2 \cdot \beta_2^{-1}}. \quad (2.42)$$

Очевидно, що температура T_{02} впливатиме на геометричні параметри приймальної камери й конічної ділянки камери змішування, що звужується. Якщо в приймальній камері робоче середовище пасивного потоку перебуває у стані перегрітої пари, то за одного й того ж самого тиску

воно займає більший питомий об'єм u'_{02} , відповідно за однакової масової витрати пасивного потоку відносна площа вхідного перерізу приймальної камери \bar{f}_1 повинна бути більшою

$$\bar{f}_1 = \frac{u'_{02} \cdot w_a}{u_a \cdot w_k}. \quad (2.43)$$

Пропорційно \bar{f}_1 збільшується й відносна площа вхідної ділянки камери змішування \bar{f}_k . На виході ж із камери змішування потік являє собою гомогенний однорідний струмінь, тому відносна площа камери змішування на виході \bar{f}_3 є постійною для всіх випадків змішування (станів пасивного потоку на вході до приймальної камери). Отже, відношення площ \bar{f}_k/\bar{f}_3 також буде збільшуватися в міру збільшення відношення температур T_{02}/T_2 (рис. 2.10).

Як бачимо з рисунка 2.10, зі збільшенням початкового тиску робочої рідини активного потоку P_{01} криві зміни чисел Маха і відношення площ \bar{f}_k/\bar{f}_3 мають більш пологий характер, тобто геометричні параметри камери змішування менш чутливі до змін параметрів робочого середовища пасивного потоку на вході до приймальної камери.

Також необхідно зауважити, що зі збільшенням відносної площі \bar{f}_k на вході до камери змішування за постійних значень відносної площі \bar{f}_3 й кута конфузорності кінчної ділянки камери змішування збільшується довжина кінчної ділянки камери змішування, що звужується. Це обумовлено тим, що швидкість пасивного потоку, який перебуває

у стані перегрітої пари w_k , більша, ніж у стані насиченої пари, і потрібно більше часу, необхідного для досягнення загального тиску p_r , який устанавлюється на вході потоку в циліндричну частину камери змішування.

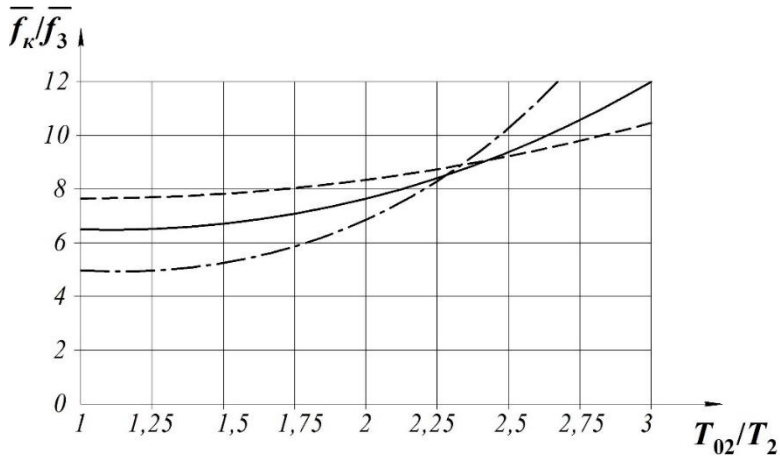


Рисунок 2.10 – Залежність відношення площ \bar{f}_k/\bar{f}_3 від відношення температур T_{02}/T_2 за умови:

$$P_a = P_{02} = 0,05 \text{ бар}, T_{02} = 30 - 100 \text{ }^\circ\text{C};$$

..... $P_{01} = 2$ бар, ——— $P_{01} = 4$ бар, - - - - - $P_{01} = 6$ бар

Загалом можна зазначити, що геометричні розміри РПЕ, що працює на перегрій парі, більше, ніж РПЕ, який інжектуює насичену пару, про що свідчить зміна основного геометричного параметра камери змішування на вході \bar{f}_k і на виході з неї \bar{f}_3 за умови збільшення температури робочого середовища пасивного потоку на вході до приймальної камери T_{02} (рис. 2.11–2.12).

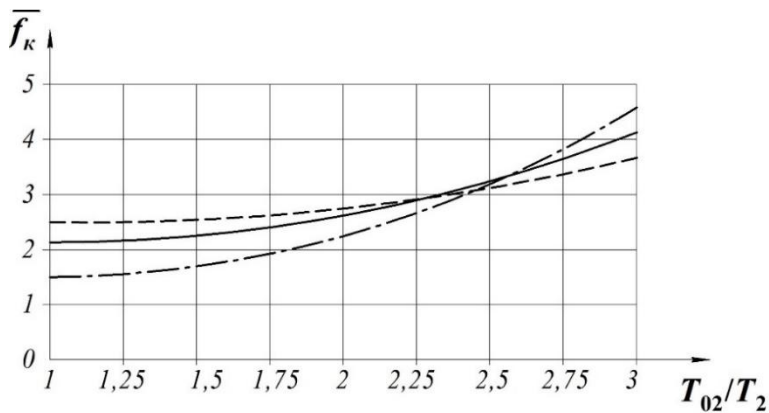


Рисунок 2.11 – Вплив відношення температур T_{02}/T_2 на основний геометричний параметр камери змішування

на вході \bar{f}_k за умови: $P_a = P_{02} = 0,05$ бар,
 $T_{02} = 30 - 100$ °С; - · - · - · - $P_{01} = 2$ бар,
 — — — — — $P_{01} = 4$ бар, - - - - - $P_{01} = 6$ бар

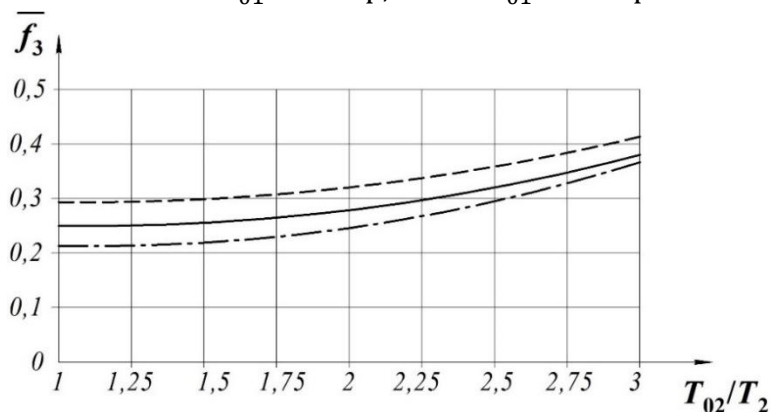


Рисунок 2.12 – Вплив відношення температур T_{02}/T_2 на основний геометричний параметр камери змішування

на виході \bar{f}_3 за умови: $P_a = P_{02} = 0,05$ бар,
 $T_{02} = 30 - 100$ °С; - · - · - · - $P_{01} = 2$ бар,
 — — — — — $P_{01} = 4$ бар, - - - - - $P_{01} = 6$ бар

2.3.3. Вплив паровмісту робочого середовища пасивного потоку на характер процесу змішування

Як робочі середовища пасивного потоку можуть застосовуватися різні речовини (водяна пара, повітря, пароповітряна суміш та ін.), властивості яких значно відрізняються.

Під час використання як робочого середовища пасивного потоку водяної пари в камері змішування відбувається процес змішування двох потоків однієї й тієї ж самої речовини, унаслідок чого на виході утворюється двофазний потік однорідної гомогенної структури.

Якщо як робоче середовище пасивного потоку використовують повітря або пароповітряну суміш, то в процесі змішування чисте повітря або частина повітря з пароповітряної суміші, яка інжектуюється, відбирає в робочого середовища активного потоку частину вологи, необхідну для того, щоб перейти до стану вологого повітря.

Під час інжекування повітря або пароповітряної суміші вирази (2.38) і (2.39) для знаходження параметрів робочого середовища пасивного потоку на вході до приймальної камери запишемо в такому вигляді:

$$h_{\text{сум}} = h_{\text{с.п.}} + h_{\text{п}}, \quad (2.44)$$

$$\dot{m}_{\text{сум}} \cdot h_{\text{сум}} = \dot{m}_{\text{с.п.}} \cdot h_{\text{с.п.}} + \dot{m}_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}, \quad (2.45)$$

де $h_{\text{сум}}$ – ентальпія пароповітряної суміші на вході до приймальної камери;

$h_{\text{с.п.}}$ – ентальпія сухого повітря на вході до приймальної камери;

$h_{\text{п}}$ – ентальпія водяної пари на вході до приймальної камери;

$\dot{m}_{\text{сум}}$ – масова витрата пароповітряної суміші на вході до приймальної камери;

$\dot{m}_{\text{с.п.}}$ – масова витрата сухого повітря на вході до приймальної камери;

$\dot{m}_{\text{п}}$ – масова витрата водяної пари на вході до приймальної камери.

Відносна вологість φ_n пароповітряної суміші визначається за формулою

$$\varphi_n = \frac{P_s(T_d)}{P_s(T)} \cdot 100 \%, \quad (2.46)$$

де P_s – тиск насиченого повітря за відповідної температури;

T_d – температура точки роси;

T – температура повітря, що міститься в пароповітряній суміші на вході до приймальної камери.

З рисунка 2.13 бачимо, що чим більший ступінь сухості повітря, тим більше вологи він буде відбирати в активного потоку й тим меншими будуть перевиробництво пари на виході з ежектора та коефіцієнт інжекції.

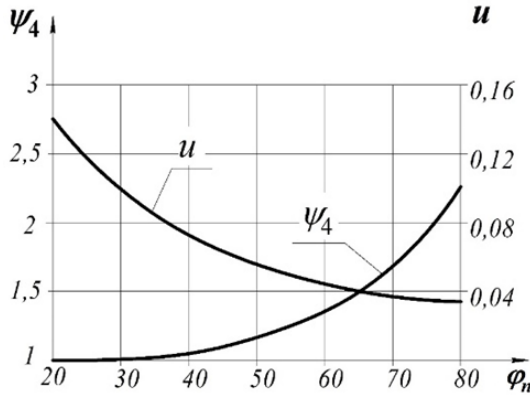


Рисунок 2.13 – Залежність ступеня перевиробництва пари ψ_4 та коефіцієнта інжекції u від відносної вологості φ_n пасивного потоку ($P_a = P_{02} = 0,2$ бар)

Паровміст робочого середовища пасивного потоку також здатний чинити вплив на характер процесу змішування. Паровміст пароповітряної суміші визначається зі співвідношення

$$x_n = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_{\text{сум}}}. \quad (2.47)$$

Величина газової постійної пароповітряної суміші, що визначає її термодинамічні параметри, дозволяє достатньою мірою стверджувати, які властивості матиме. З огляду на те, що в кінчній частині камери змішування повинні відбутися всі процеси, після яких повітря, що міститься в пароповітряній суміші, переходить у стан вологого повітря, а пара стане насиченою, необхідно оцінити ступінь їхнього впливу на геометричні параметри камери змішування.

На рисунках 2.14–2.15 подано, як впливає паровміст пасивного потоку на основні геометричні параметри камери змішування на вході та на виході з неї.

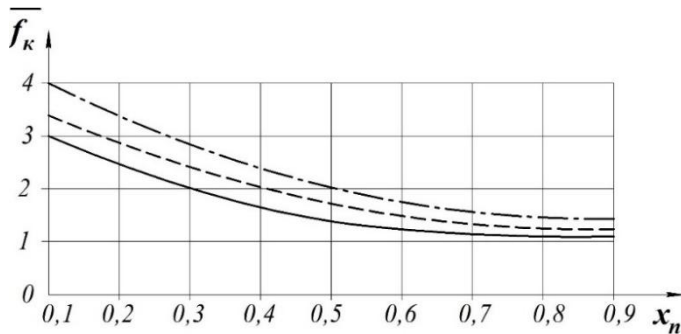


Рисунок 2.14 – Вплив паровмісту пасивного потоку x_n на основний геометричний параметр камери змішування на вході \bar{f}_k за умови: $P_a = P_{02} = 0,2$ бар; $\cdots \cdots \cdots$ $P_{01} = 1,5$ бар, — $P_{01} = 2$ бар, --- $P_{01} = 4$ бар

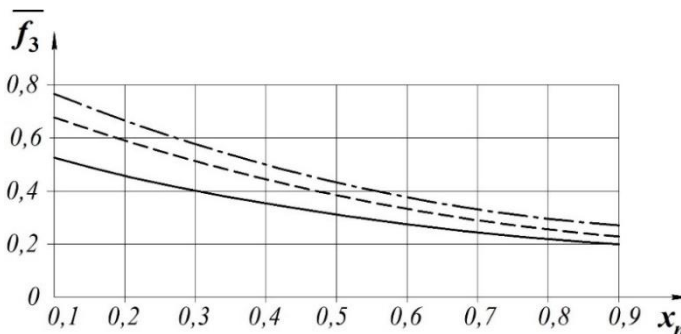


Рисунок 2.15 – Вплив паровмісту пасивного потоку x_n на основний геометричний параметр камери змішування на виході \bar{f}_3 за умови: $P_a = P_{02} = 0,2$ бар; $\cdots \cdots \cdots$ $P_{01} = 1,5$ бар, — $P_{01} = 2$ бар, --- $P_{01} = 4$ бар

З рисунків 2.14–2.15 бачимо, що в разі збільшення вмісту кисню в пароповітряній суміші різко зростають основні геометричні параметри камери змішування РПЕ, що, як і в разі із застосуванням як робочого середовища пасивного потоку перегрітої пари призводить до більш швидкісних режимів руху потоків і меншого ступеня завершеності обмінних процесів між ними.

Проаналізувавши вплив паровмісту на геометричні параметри камери змішування, можна стверджувати й про те, що він, як і вологовміст, впливає на досяжні показники РПЕ та вакуумного агрегата загалом (рис. 2.16).

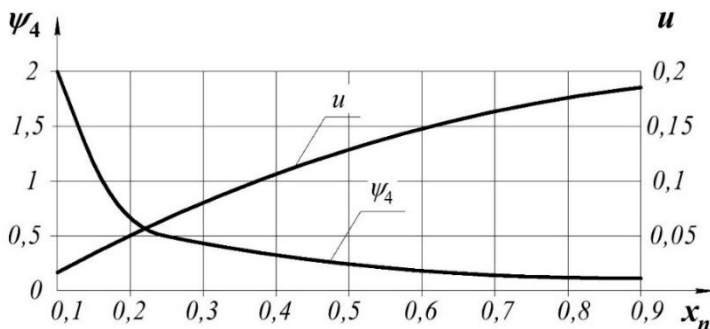


Рисунок 2.16 – Вплив паровмісту пасивного потоку x_n на досяжні показники ефективності РПЕ

З рисунка 2.16 бачимо, що зі збільшенням паровмісту пасивного потоку буде збільшуватися коефіцієнт інжекції, а ступінь перевиробництва пари зменшуватися, оскільки її достатня кількість міститися в пасивному потоці.

2.3.4. Вплив геометричних параметрів камери змішування на характер процесу змішування робочих середовищ активного й пасивного потоків

У РПЕ камера змішування може бути циліндричної або конічної форми з циліндричною ділянкою, призначеною для вирівнювання пульсацій тиску, розміщеною за звужувальною конічною частиною. Вигляд камери змішування та її геометрія залежать не тільки від параметрів активного й пасивного потоків на вході, а й від необхідних параметрів змішаного потоку на виході з неї.

Відносна площа камери змішування на вході \bar{f}_k і на виході \bar{f}_3 визначається інтегруванням рівняння (2.31) для перерізів (1) і (3) (див. рис. 2.8)

$$\begin{aligned} \bar{f}_k = & \left(\frac{\frac{w_a^2}{10^5 \cdot v_a \cdot P_2} + \frac{P_a - P_{02}}{P_2}}{\frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1-n} \right] - \frac{P_{02}}{P_2}} \right) - \\ & - \left(\frac{f_3 \cdot \left(1 + \frac{M_3^2 \cdot k_3}{\varphi_3 \cdot \beta_3} \right) \cdot \frac{P_3}{P_2}}{\frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1-n} \right] - \frac{P_{02}}{P_2}} \right) + \\ & + \left(\frac{\frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1-n} \right]}{\frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1-n} \right] - \frac{P_{02}}{P_2}} \right). \end{aligned} \quad (2.48)$$

$$\bar{f}_3 = \frac{(1 + u) \cdot w_a \cdot w_3}{10^5 \cdot M_3^2 \cdot k_3 \cdot P_3 \cdot v_a}. \quad (2.49)$$

Для спрощення розрахунків у формулі (2.48) доданки можна згрупувати в окремі комплекси

$$A_k = \frac{w_a^2}{10^5 \cdot v_a \cdot P_2} + \frac{P_a - P_{02}}{P_2}, \quad (2.50)$$

$$B_k = f_3 \cdot \left(1 + \frac{M_3^2 \cdot k_3}{\varphi_3 \cdot \beta_3} \right) \cdot \frac{P_3}{P_2}, \quad (2.51)$$

$$C_k = \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1-n} \right]. \quad (2.52)$$

Тоді рівняння (2.48) з урахуванням спрощень (2.50) – (2.52) матиме вигляд

$$\bar{f}_k = \frac{A_k - B_k + C_k}{C_k - \frac{P_{02}}{P_2}}. \quad (2.53)$$

Причому, якщо в камері змішування реалізується перша схема (див. рис. 2.9), коли $P_a = P_{02}$, формулу (2.50) запишемо у вигляді

$$A_k = \frac{w_a^2}{10^5 \cdot v_a \cdot P_2}. \quad (2.54)$$

Для циліндричної камери змішування $f_k = f_3$ вираз (2.48) спрощується через зміни геометрії проточної частини і матиме такий вигляд:

$$\bar{f}_k = \frac{\frac{w_a^2}{v_a} + P_a - P_{02}}{10^5 \cdot P_3 \cdot 1 + \frac{M_3^2 \cdot k_3}{\varphi_3 \cdot \beta_3} - P_{02}}. \quad (2.55)$$

Для визначення зон ефективного використання камер змішування різної геометричної форми необхідно порівняти їх за величиною граничного досяжного вакууму пасивного потоку за однакових геометричних параметрів. На рисунку 2.17 подано залежність глибини вакууму у вхідному перерізі камери змішування від величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку.

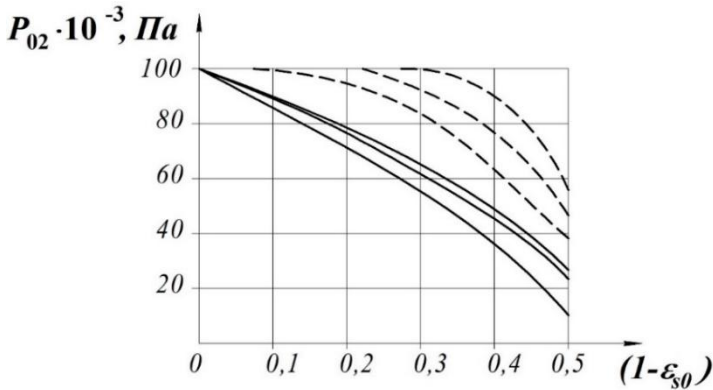


Рисунок 2.17 – Залежність початкового тиску пасивного потоку на вході у приймальну камеру P_{02} від величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку за умови $P_{01} = 150 - 500$ кПа: — — конічна; - - - - циліндрична камера

З рисунка 2.17 бачимо, що в камерах змішування циліндричної форми можливе створення обмеженого значення величини вакууму пасивного потоку на вході до приймальної камери, а для досягнення однакового P_{02} у циліндричних камерах необхідні великі значення початкових параметрів робочої рідини активного потоку. Також у циліндричних камерах можлива реалізація меншого ступеня стиснення пасивного потоку щодо конічних камер (рис. 2.18).

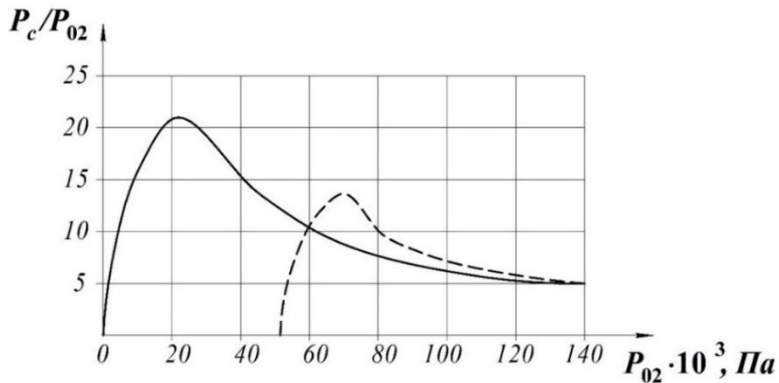
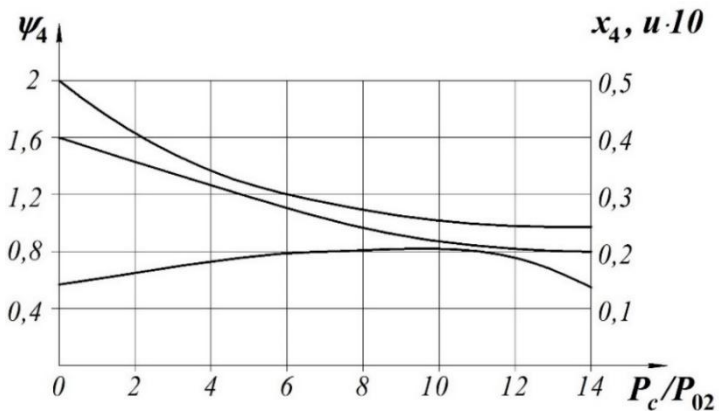


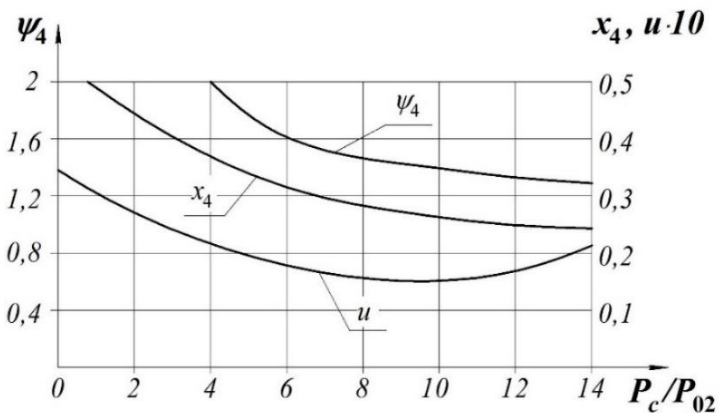
Рисунок 2.18 – Залежність ступеня стиснення пасивного потоку P_c/P_{02} від початкового тиску пасивного потоку на вході до камери змішування P_{02} :
 ———— — конічна камера; - - - - - циліндрична камера

Залежно від початкового тиску робочого середовища пасивного потоку на вході до камери змішування будуть змінюватися й інші його параметри, такі як паровміст, а отже, й досяжні параметри ефективності робочого процесу РПЕ. Вплив початкової величини вакууму на вході до

камери змішування на параметри стисненого потоку подано на рисунку 2.19.



а)



б)

Рисунок 2.19 – Залежність параметрів стисненого потоку від глибини вакууму в камері змішування ($P_{01} = 4 - 6$ бар, $t_{01} = 120 - 140$ °С, $P_4 = 1$ бар): а) конічна камера; б) циліндрична камера

Отже, можна стверджувати, що циліндричні камери змішування ефективні для створення незначного розрідження пасивного потоку на вході до приймальної камери, а використання конічних камер дає можливість створювати перепади тисків на рівні $P_c/P_{02} = 15-20$, що дозволяє розширити сфери застосування вакуумних агрегатів на базі РПЕ.

2.4. Оцінювання ексергетичної ефективності рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата

Для оцінювання енергетичної ефективності вакуумного агрегата на базі РПЕ найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу. Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати різноманітні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі ґрунтується на сучасній термінології й положеннях, викладених у працях [84; 105; 123]. Проведення ексергетичного аналізу виконують із такими покроковими процедурами:

- вибирають межі системи;
- складають формалізовану схему ексергетичних перетворень загалом і за компонентами системи;
- розраховують значення ексергетичних потоків, що перетинають межі системи або компонентів;
- виконують класифікацію ексергетичних потоків на категорії «паливо», «продукт», «деструкція», «втрати»;

– визначають показники (критерії) ексергетичного аналізу;

– визначають напрями оптимізації системи загалом або окремих її компонентів.

Відповідно до цієї методології основним показником під час порівняння схемних рішень слугує величина ексергетичної ефективності ε_{ex}

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \quad (2.56)$$

де E_P – ексергія потоку продукту (product) системи;

E_F – ексергія потоку палива (fuel) системи.

Різниця значень E_F та E_P дає значення деструкції E_D і втрат ексергії E_L у процесах енергоперетворень у цій системі, тобто

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \quad (2.57)$$

Необхідно відзначити, що величина E_D характеризує рівень дисипативних втрат унаслідок внутрішньої незворотності, а E_L зумовлено наявністю зовнішнього теплообміну компонентів системи з довкіллям.

Застосування ексергетичного аналізу цього виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі, як це впливає з рівняння (2.57).

У системі «РПЕ + сепаратор» (рис. 2.20) відбуваються перетворення, подані на рисунку 2.21.

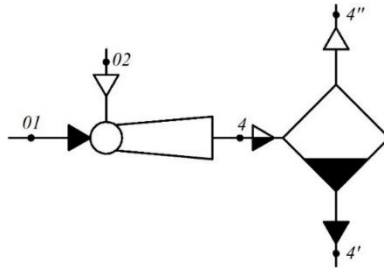


Рисунок 2.20 – Схема для ексергетичного аналізу системи «РПЕ + сепаратор»

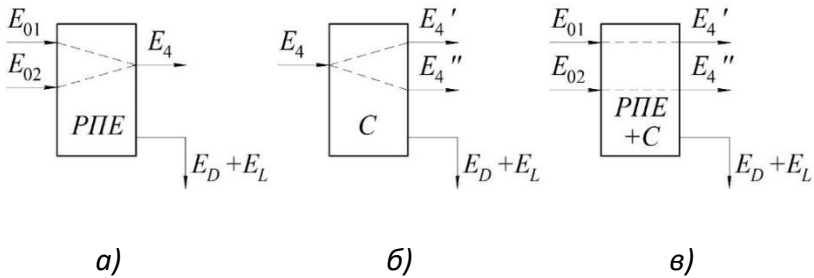


Рисунок 2.21 – Схема ексергетичних перетворень у системі «РПЕ + сепаратор»: а) система «РПЕ»; б) система «сепаратор»; в) система «РПЕ + сепаратор»

Ексергетичну ефективність системи «РПЕ + сепаратор» згідно з формулою (2.56) запишемо у вигляді

$$\varepsilon_{ex \text{ РПЕ+С}} = \frac{E_4'' - E_{02}}{E_{01} - E_4'}, \quad (2.58)$$

де E_4'' – ексергія насиченої пари на виході із сепаратора;
 E_{02} – ексергія насиченої пари на вході до РПЕ;
 E_{01} – ексергія активного потоку на вході до РПЕ;
 E_4' – ексергія рідини на виході із сепаратора.

Оскільки можливі два варіанти ежекції (див. п. 1.1), то для першого випадку ($\psi_4 > 1$) ексергетична ефективність дорівнює

$$\varepsilon_{ex \text{ РПЕ+C1}} = \frac{\dot{m}_n \cdot \psi_4 \cdot (e_4'' - e_{02})}{\dot{m}_a \cdot (e_{01} - e_4')}, \quad (2.59)$$

де \dot{m}_n – масова витрата пасивного потоку через РПЕ;
 e_4'' – питома ексергія насиченої пари на виході із сепаратора;
 e_{02} – питома ексергія пасивного потоку на вході до РПЕ;
 \dot{m}_a – масова витрата активного потоку через РПЕ;
 e_{01} – питома ексергія активного потоку на вході до РПЕ;
 e_4' – питома ексергія рідини на виході із сепаратора.

З урахуванням того, що $u = \dot{m}_n / \dot{m}_a$, одержимо

$$\varepsilon_{ex \text{ РПЕ+C1}} = u \cdot \frac{\psi_4 \cdot (e_4'' - e_{02})}{(e_{01} - e_4')}. \quad (2.60)$$

Для другого випадку, якщо $\psi_4 = 1$, вираз (2.58) з урахуванням (2.59) запишемо у вигляді

$$\varepsilon_{ex \text{ РПЕ+C2}} = u \cdot \frac{e_4'' - e_{02}}{e_{01} - e_4'}. \quad (2.61)$$

Різницю питомих ексергій пасивного потоку на вході та виході з РПЕ визначимо за формулою

$$e_4'' - e_{02} = (h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02}), \quad (2.62)$$

де $T_{o.c.}$ – температура навколишнього середовища.

Різницю питомих ексергій активного потоку на вході та виході з РПЕ визначимо за формулою

$$e_{01} - e_4' = \tilde{c}_{\text{рід}} \cdot \left[(T_{01} - T_4') - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{01}}{T_4'} \right] + \frac{p_{01} - p_4'}{\rho_{\text{рід}}}, \quad (2.63)$$

де $\tilde{c}_{\text{рід}}$ – питома теплоємність за середньої температури T_{01} та T_4' у стані рідини.

Після перетворень з урахуванням рівнянь (2.62) та (2.63) одержимо:

– для першого випадку

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ex \text{ РПЕ+C1}} = \\ = u \cdot \frac{\psi_4 \cdot [(h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02})]}{\tilde{c}_{\text{рід}} \cdot \left[(T_{01} - T_4') - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{01}}{T_4'} \right] + \frac{p_{01} - p_4'}{\rho_{\text{рід}}}}, \quad (2.64) \end{aligned}$$

– для другого випадку

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ex \text{ РПЕ+C2}} &= \\ &= u \cdot \frac{[(h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02})]}{\tilde{c}_{\text{рід}} \cdot \left[(T_{01} - T_4') - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{01}}{T_4'} \right] + \frac{p_{01} - p_4'}{\rho_{\text{рід}}}}. \end{aligned} \quad (2.65)$$

У вакуумному агрегаті на базі РПЕ (рис. 2.22) відбуваються такі перетворення, подані на рисунку 2.23.

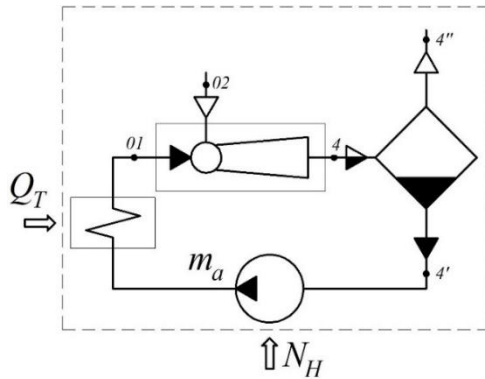


Рисунок 2.22 – Схема для ексергетичного аналізу вакуумного агрегата на базі РПЕ:
 - - - - - межі вакуумного агрегата

Ексергетичну ефективність, згідно з формулою (2.56), запишемо у вигляді

$$\varepsilon_{ex \text{ ВА}} = \frac{E_4'' - E_{02}}{N_H - E_{Q_T}}, \quad (2.66)$$

де E_4'' – ексергія рідини на виході із сепаратора;

E_{02} – ексергія пасивного потоку на вході до РПЕ;
 N_H – потужність насоса циркуляційного контуру;
 E_{QT} – ексергія потоку теплоносія в теплообміннику.

З урахуванням $E_{QT} = E_{1T} - E_{2T}$ одержимо

$$\varepsilon_{ex\ BA} = \frac{E_4'' - E_{02}}{N_H - (E_{1T} - E_{2T})}. \quad (2.67)$$

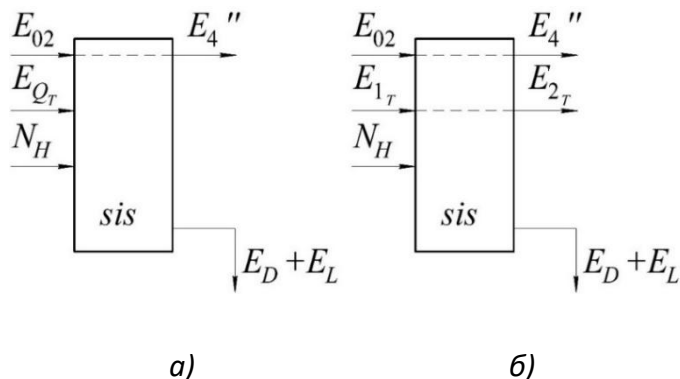


Рисунок 2.23 – Схема ексергетичних перетворень у системі «вакуумний агрегат»: а) без урахування перетворень у теплообміннику; б) з урахуванням перетворень у теплообміннику

Різницю ексергій пасивного потоку у процесі ежектування визначимо за формулою

$$\begin{aligned}
 E_4'' - E_{02} = \dot{m}_n \times \\
 \times [(h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02})].
 \end{aligned} \quad (2.68)$$

Різницю ексергій теплоносія на вході й виході з теплообмінника визначимо за формулою

$$E_{1T} - E_{2T} = G_T \cdot \left[c_T \cdot \left\{ (T_{1T} - T_{2T}) - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} \right\} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right], \quad (2.69)$$

де c_T – питома теплоємність за середньої температури теплоносія;

T_{1T} – температура теплоносія на вході до теплообмінника;

T_{2T} – температура теплоносія на виході з теплообмінника.

Після перетворень з урахуванням виразів (2.68) і (2.69) одержимо

$$\varepsilon_{ex\ BA1} = \frac{\dot{m}_n \cdot [(h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02})]}{G_T \cdot \left[c_T \cdot \left\{ (T_{1T} - T_{2T}) - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} \right\} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]}. \quad (2.70)$$

У разі, якщо відкачуванням середовищем є пароповітряна суміш, різницю ексергій пасивного потоку в процесі ежекування визначимо за формулою

$$E_4'' - E_{02} = \dot{m}_n \cdot \left[\begin{array}{l} c_p \cdot (T_4'' - T_{02}) - \\ -T_{o.c.} \cdot \left(c_p \cdot \ln \frac{T_4''}{T_{02}} - R \cdot \ln \frac{p_4''}{p_{02}} \right) \end{array} \right]. \quad (2.71)$$

Після перетворень з урахуванням виразів (2.68) і (2.71), одержимо

$$\varepsilon_{ex \text{ BA2}} = \frac{\dot{m}_n \cdot \left[\begin{array}{l} c_p \cdot (T_4'' - T_{02}) - \\ -T_{o.c.} \cdot \left(c_p \cdot \ln \frac{T_4''}{T_{02}} - R \cdot \ln \frac{p_4''}{p_{02}} \right) \end{array} \right]}{G_T \cdot \left[\begin{array}{l} c_T \cdot \left\{ (T_{1T} - T_{2T}) - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} \right\} + \\ + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \end{array} \right]}. \quad (2.72)$$

Унаслідок ексергетичного аналізу було одержано значення досяжних показників ефективності, що наведено на рисунку 2.24.

Розрахунок коефіцієнта інжекції було виконано за формулою (2.37), оскільки для всіх режимів роботи РПЕ наявна друга схема розміщення вихідного перерізу сопла активного потоку щодо вхідного перерізу камери змішування (рис. 2.9, б). Ексергетичну ефективність РПЕ та вакуумного агрегата було розраховано за формулами (2.70) та (2.72) для двох видів середовищ пасивного потоку – пара та пароповітряна суміш. Оскільки вони відрізняються між собою на 2–6 %, то на рисунку 2.24 подано осереднені результати цих розрахунків.

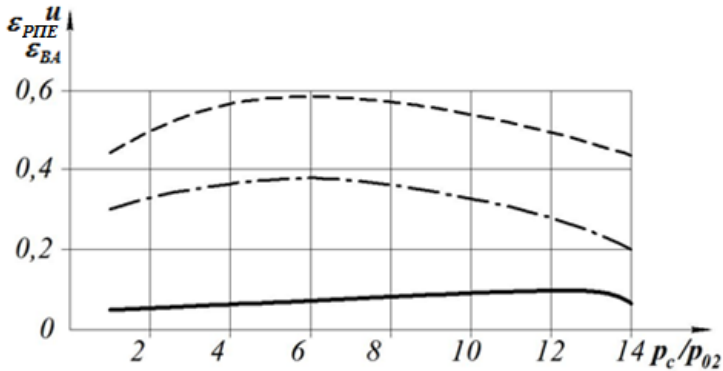


Рисунок 2.24 – Залежність досяжних показників ефективності РПЕ від ступеня підвищення тиску пасивного потоку ($P_{01} = 4$ бар, $P_a = P_{02} = 0,2$ бар):
 ———— коефіцієнт інжекції; - - - - ексергетична ефективність РПЕ; - · - · - ексергетична ефективність вакуумного агрегата

З рисунка 2.24 бачимо, що оптимальний режим роботи РПЕ є в діапазоні ступеня підвищення тиску пасивного потоку 4–10. Порівнюючи результати числового розрахунку ефективності РПЕ та пароструминного агрегата (рис. 1.8 та 1.9), можна зробити висновок, що в одному ступені РПЕ можна отримати більший перепад тисків пасивного потоку.

Висновки до розділу 2

Унаслідок числового моделювання робочого процесу РПЕ було виявлено характерні особливості витікання недогрітої до насичення рідини, що закипає, з каналів, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний. У зв'язку з

цим наявну математичну модель робочого процесу РПСК було вдосконалено для вакуумного режиму роботи.

Установлено, що початкові параметри робочої рідини активного потоку, такі як початковий тиск, температура й відносне початкове недогрівання істотно впливають на ефективність процесу витікання недогрітої до насичення рідини, що закипає, з каналів, які розширюються, наявні за тиску, нижчого за атмосферний. Підтверджено, що перехід на більш низькі значення цих параметрів у зв'язку з розширенням робочої рідини на зрізі сопла в зоні вакууму не знижує показників ефективності сопла активного потоку.

Оцінено характер впливу температури пасивного потоку на вході до приймальної камери, який дає можливість зробити висновок про те, що використання робочого середовища у стані перегрітої пари призводить до більш швидкісних режимів роботи РПЕ і збільшення його геометричних розмірів. Під час використання різних робочих середовищ як пасивного потоку, таких як водяна пара, повітря чи пароповітряна суміш, виявлено, що паровміст, вологовміст і температура пасивного потоку також впливають на геометричні параметри, як і в разі насиченої та перегрітої пари. Це пов'язано з тим, що необхідно більше часу для вирівнювання параметрів пасивного потоку в камері змішування.

Під час використання РПЕ з камерами змішування різної геометричної форми (циліндричні й конічні) виявлено, що циліндричні камери змішування дають можливість одержати незначний перепад тисків пасивного потоку й застосовуються переважно там, де необхідно підвищити

швидкість суміші без істотного підвищення тиску. Камери змішування конічної форми, навпаки, дають можливість створити більш глибокий вакуум на вході до приймальної камери й завдяки наявності циліндричної ділянки отримати на виході з неї двофазну суміш однорідної гомогенної структури.

Проаналізувавши одержані результати числових досліджень РПЕ та оцінивши його ефективність, можна зробити висновок про доцільність застосування РПЕ для створення вакууму в широкому діапазоні тисків пасивного потоку та ежектування різних середовищ із досить високим для струминних апаратів ступенем досконалості робочого процесу.

Зміст розділу викладено в таких наукових публікаціях автора: «Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора» [99], «Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования» [100], «The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems» [75] та «Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber» [73].

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ

3.1. Завдання експериментального дослідження рідинно-парового ежектора

На підставі сформульованих цілей і завдань дисертаційної роботи поставлено завдання експериментального дослідження, а саме:

1. Дослідження витікання недогрітої до насичення рідини, що закипає, через канали, які розширюються, у зоні тисків, нижчих від атмосферного, на прозорій моделі сопла активного потоку щодо підтвердження:

а) механізму закипання недогрітої до насичення рідини;

б) положення трьох критичних перерізів щодо поздовжньої координати z ;

в) перерізу відриву потоку від стінок каналу залежно від ступеня розширення недогрітої до насичення рідини, що закипає.

2. Дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата:

а) дослідження характеру процесу змішування під час використання змішувальних камер різної геометричної форми;

б) одержання залежності досяжних показників ефективності РПЕ від величини створюваного вакууму.

3. Порівняння розрахункових та експериментальних залежностей.

4. Кореляція числових результатів на підставі одержаних експериментальних даних.

Як об'єкт досліджень обрано робочий процес рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата.

Згідно з обраним об'єктом і поставленими завданнями з використанням загальноприйнятих підходів [124] розроблено програму та методику експериментальних досліджень рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата.

Таблиця 3.1 – Програма досліджень

Вид експериментального дослідження	Найменування параметрів			
	p_{01} , бар	$(1 - \varepsilon_{s0})$	φ_k	l_c
1	2	3	4	5
Дослідження механізму витікання недогрітої до насичення рідини, що закипає, через канали, які розширюються, у зоні тисків, нижчих від атмосферного	3–10	0,15–0,5	–	–
Дослідження камер змішування циліндричної форми	3–10	0,15–0,5	0°	–

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
Дослідження камер змішування конічної форми	3–10	0,15–0,5	2–8°	–
Дослідження впливу довжини камери змішування на характер процесу змішування	3–10	0,15–0,5	2–8°	(3–7) $d_{екв}$

У процесі експериментальних досліджень проведено серію випробувань рідинно-парового ежектора на прозорій моделі з різними геометричними й режимними параметрами.

Діапазони зміни геометричних параметрів:

а) кута розкриття частини сопла активного потоку, що розширюється, $\alpha_a = 8–16^0$;

б) кута конфузорності конічної частини камери змішування $\alpha_k = 0–8^0$;

в) циліндричної частини камери змішування $l_c = (3–7) d_{екв}$.

Діапазони зміни режимних параметрів:

а) тиску робочої рідини активного потоку на вході до сопла $p_{01} = 3–10$ бар;

б) температури робочої рідини активного потоку на вході до сопла $T_{01} = 130–175^0C$;

в) величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку на вході до сопла $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,15-0,5$.

Програма випробувань передбачає також одержання характеристик і залежностей показників ефективності РПЕ, візуалізацію потоку за допомогою проведення випробувань на прозорій моделі РПЕ.

3.2. Експериментальна установка і прилади для дослідження рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата

3.2.1. Принципова схема експериментального стенда

У лабораторії кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету створено експериментальний стенд для дослідження характеристик РПЕ вакуумної установки, принципову схему та фотографії якого наведено на рисунках 3.1 та 3.2.

Експериментальна установка для досліджень РПЕ у вакуумному режимі (див. рис. 3.1) складається безпосередньо з ежектора 1, двох нагрівальних ємностей 2 та 18 для нагрівання води й подання її на сопла активного та пасивного потоків РПЕ й допоміжних комунікацій, трубопроводів та арматури.

Під час випробувань РПЕ у вакуумному режимі робоча рідина активного потоку подається з ємності 8, куди наповнюється із загальної мережі, що розташована безпосередньо в приміщенні випробувального боксу, й за допо-

могою насоса 9 подається в нагрівальну ємність 2. Запірні вентилі 4 і 12 служать для припинення подання робочої рідини в нагрівальну ємність після її наповнення.

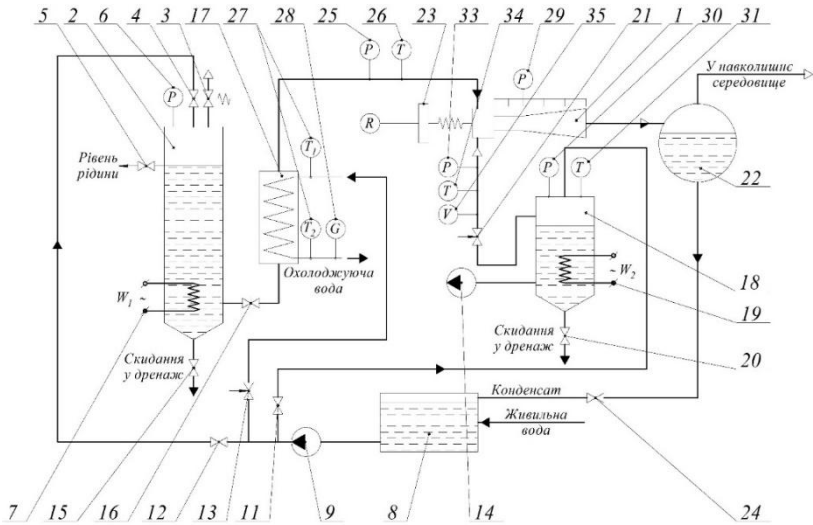


Рисунок 3.1 – Принципова схема експериментального стенда для дослідження характеристик РПЕ вакуумного агрегата: 1 – РПЕ; 2, 18 – нагрівальна ємність; 3 – запобіжний клапан; 4, 5, 11, 12, 15, 20, 24 – вентиль запірний; 6, 25, 29 – манометр зразковий; 7, 19 – блок ТЕНів; 8 – ємність для води; 9 – циркуляційний насос; 13, 16, 21 – вентиль регульовальний; 14 – рідинно-кільцевий вакуум-насос; 17 – теплообмінник типу «труба в трубі»; 22 – сепаратор; 23 – ваги цифрові; 26, 27, 31, 34 – цифровий мультиметр; 28 – витратомір масовий; 30, 33 – вакуумметр зразковий; 35 – лічильник об’ємної витрати

Рівень рідини в нагрівальній ємності контролюють за допомогою вентиля 5. Потім робоча рідина нагрівається блоком ТЕНів 7 до необхідного значення температури. Тиск у ємності контролюють за допомогою зразкового манометра 6. Запобіжний клапан 3 служить для аварійного скидання тиску в разі перевищення допустимого значення. Скидання в дренаж здійснюється за допомогою вентиля 15.

Після нагрівання й досягнення необхідного значення тиску робоча рідина, що перебуває у стані насичення, через теплообмінник типу «труба в трубі» 17 подається на сопло РПЕ. Регулювання витрати рідини здійснюють за допомогою вентиля 16. Охолоджувальна вода для теплообмінника типу «труба в трубі» подається з ємності 8, куди надходить із загальної мережі. Циркуляція води через теплообмінник здійснюється за допомогою насоса 9. Вентилі запірної арматури 11 і 12 служать для відкриття або закриття подання охолоджувальної води на насоси. Регулювання подання охолоджувальної води здійснюється за допомогою регулювального вентиля 13.

Під час проходження робочої рідини через теплообмінник типу «труба в трубі» 17 відбувається її охолодження, забезпечуючи необхідну величину недогріву. Її тиск водночас не змінюється. На ділянці від нагрівальної ємності до сопла активного потоку контролюють такі параметри: тиск перед входом до сопла активного потоку за допомогою манометра зразкового 25, температуру перед входом до сопла активного потоку термopарою з цифровим мультиметром 26, температуру охолоджувальної води на вході

й на виході з теплообмінника двома цифровими мультиметрами 27, масову витрату охолоджувальної води під час проходження її через теплообмінник витратоміром масовим 28.

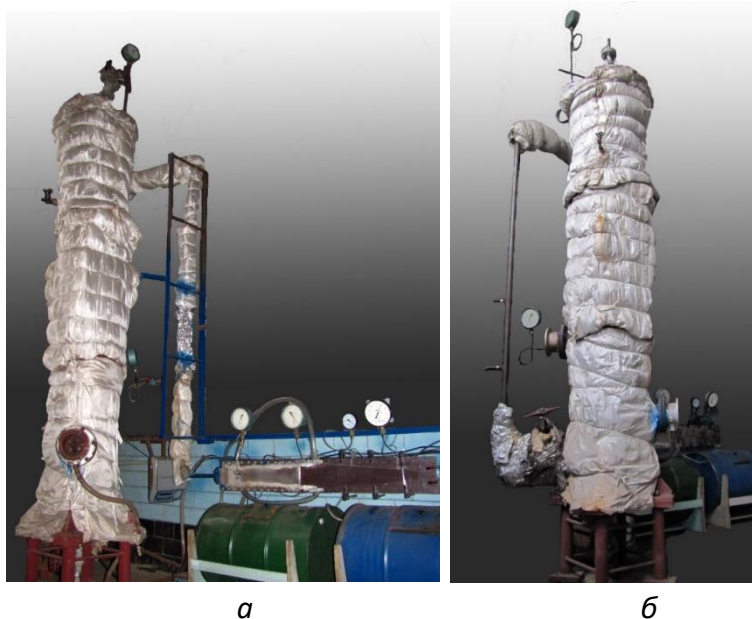


Рисунок 3.2 – Фотографії експериментального станда для дослідження характеристик РПЕ вакуумного агрегата: *а* – вигляд із боку РПЕ; *б* – вигляд із боку теплообмінника типу «труба в трубі»

Робоча рідина пасивного потоку подається з ємності 8, куди наповнюється із загальної мережі, що розташована безпосередньо в приміщенні випробувального боксу, а потім за допомогою насоса 9 подається в нагрівальну

ємність 18, де нагрівається за допомогою блока ТЕНів 19 до необхідного значення температури. Запірний вентиль 11 служить для припинення подання робочої рідини в нагрівальну ємність після її наповнення. Величину вакууму в нагрівальній ємності 18 забезпечують за допомогою рідинно-кільцевого вакуум-насоса 14 і контролюють за допомогою вакуумметра зразкового 30. Температуру в нагрівальній ємності 18 контролюють за допомогою термопари з цифровим мультиметром 31. Скидання в дренаж здійснюється за допомогою вентиля 20.

Потім пара подається до приймальної камери пасивного потоку РПЕ. Регулювання його витрати здійснюють завдяки вентилю 21. На ділянці від нагрівальної ємності 18 до штуцера подання його до приймальної камери пасивного потоку РПЕ контролюють за допомогою таких параметрів: величина вакууму на вході до приймальної камери пасивного потоку за допомогою вакуумметра зразкового 33, температура на вході до приймальної камери пасивного потоку – термопари з цифровим мультиметром 34, об'ємна витрата – лічильника об'ємної витрати 35.

Після виходу з дифузора змішаний потік потрапляє в сепаратор 22, де розділяється на парову та рідку фази. Парова фаза через трубопровід викидається в довкілля, а рідка фаза по трубопроводах зливається в ємність 8, з якої насосом 9 відкачується для наповнення нагрівальних ємностей 2 і 18 або охолодження робочої рідини активного потоку в теплообміннику 17. Вентиль запірної арматури 24

служить для відкриття або закриття зливу рідкої фази із сепаратора.

Під час проходження потоку через РПЕ виконується вимірювання тиску й величини вакууму в п'яти характерних перерізах. Вимірювання тиску й величини вакууму здійснюють за допомогою манометрів зразкових і вакуумметрів зразкових 29. Під час дослідження параметрів робочого струменя пари для вимірювання імпульсу (сили реакції) використовували цифрові ваги 23.

3.2.2. Функціональна схема експериментального стенда

Функціональну схему вимірювальних приладів і автоматики експериментального стенда для дослідження характеристик РПЕ вакуумної установки зображено на рисунку 3.3.

Як бачимо з рисунка 3.3, експериментальний стенд складається з розміщених за місцем вентилів запірних різного прохідного перерізу з ручним керуванням; вентилів регулювальних; витратоміра масового для вимірювання витрати охолоджувальної води; лічильника об'ємної витрати для вимірювання витрати робочої рідини, що подається до приймальної камери пасивного потоку РПЕ; манометра зразкового для вимірювання тиску в нагрівальній ємності для нагрівання робочої рідини, що подається до сопла активного потоку; манометра зразкового для вимірювання тиску робочої рідини на вході до сопла активного потоку; манометрів зразкових і вакуумметрів зразкових

для вимірювання тиску в п'яти характерних перерізах РПЕ; вакуумметра зразкового для вимірювання значення вакууму в нагрівальній ємності для нагрівання робочої рідини, що подається до сопла пасивного потоку; вакуумметра зразкового для вимірювання величини вакууму робочої рідини, що подається до сопла пасивного потоку; цифрового мультиметра для вимірювання температури робочої рідини, що подається до сопла активного потоку; двох цифрових мультиметрів для вимірювання температури охолоджувальної води на вході й на виході з теплообмінника; цифрового мультиметра для вимірювання температури в нагрівальній ємності для нагрівання робочої рідини, яка подається до сопла пасивного потоку й цифрового мультиметра для вимірювання температури робочої рідини на вході до сопла пасивного потоку.

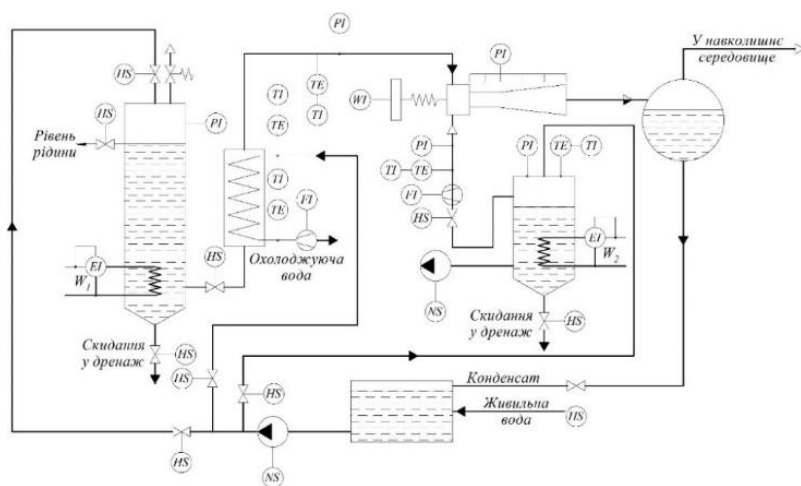


Рисунок 3.3 – Функціональна схема експериментальної установки

У разі аварійних ситуацій передбачено можливість аварійного зупинення стенда і скидання надлишку тиску через запобіжний клапан, розміщений на нагрівальній ємності для нагрівання робочої рідини, яка подається до сопла активного потоку. Крім того, у стенді передбачено можливість зміни геометрії проточної частини. Для цього корпус ежектора виконано роз'ємним.

3.2.3. Опис конструкції експериментальної моделі рідинно-парового ежектора

Для візуалізації результатів експериментальних досліджень було створено модель РПЕ з термопластичного прозорого пластика (органічного скла) і склотекстоліту (рис. 3.4).



Рисунок 3.4 – Загальний вигляд прозорої моделі плоскопаралельного РПЕ

Експериментальну модель РПЕ виконано у вигляді плоскопаралельного ежектора, що дозволяє досліджувати

і з необхідною точністю візуально фіксувати характер процесів, які відбуваються в його проточній частині.

За критерій подібності під час розрахунку геометричних розмірів плоскопаралельного РПЕ взято величину еквівалентного діаметра витратного перерізу сопла активного потоку, інші осьові, радіальні й кутові розміри розраховано за відомими формулами так само, як і для циліндричного ежектора (рис. 3.5).

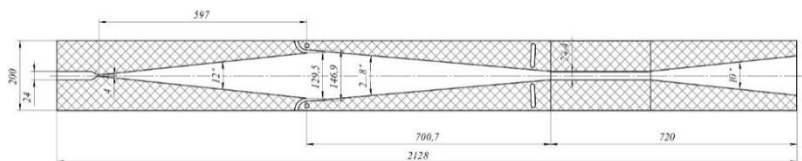


Рисунок 3.5 – Основні розміри плоскопаралельного РПЕ

Для вимірювання тиску й величини вакууму в корпусі було зроблено канали, які закінчуються різьбовою частиною, що дає можливість приєднувати необхідні вимірювальні прилади і проводити прямі вимірювання параметрів робочого процесу РПЕ (рис. 3.6).

Для вимірювання температур робочих середовищ, що подаються до сопла активного й пасивного потоків РПЕ, та охолоджувальної води на вході й виході з теплообмінника типу «труба в трубі» застосовують цифровий мультиметр Mastech M-838 із термопарою TP-01A, зображений на рисунку 3.7.



Рисунок 3.6 – Схема вимірювань параметрів
робочого процесу РПЕ



Рисунок 3.7 – Цифровий мультиметр Mastech M-838
з термопарою TP-01A

Цифровий мультиметр Mastech M-838 – це універсальний прилад, призначений для вимірювання цілої низки величин, таких як DC та AC напруги, DC струму, опору,

діода, температури, hFE і тривалості видаваного звуку. Технічні характеристики цифрового мультиметра Mastech M-838 наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики цифрового мультиметра Mastech M-838

Параметр	Значення параметра
Кількість вимірювань за 1 секунду	2
Постійна напруга	0,1 мВ – 1000 В
Змінна напруга	0,1 В – 750 В
Постійний струм	2 мА – 10 А
Діапазон частот за змінним струмом	40–400 Гц
Опір	0,1 Ом – 2 МОм
Вхідний опір	1 МОм
Температура	–20...+1370 °С
Коефіцієнт підсилення транзисторів h21	до 1000
Режим «продзвонювання»	< 1 кОм

Термопара є термоелементом, провідники якого виготовляють із двох різних матеріалів. У цьому разі використовували хромель-копелевий тип термопари [113; 114]. Під час проведення дослідження термопара чутливим кінцем приєднується до стінки труби в безпосередньому місці

вимірювання температури. Нижня межа діапазону вимірюваних температур становить -200°C , верхня межа діапазону вимірюваних температур становить $+600^{\circ}\text{C}$. Похибка вимірювань $- 0,75 \% \pm 2,5^{\circ}\text{C}$.

Для оцінювання похибки показань терморезистора використовували терморезистор прямого підігрівання з негативним температурним коефіцієнтом опору ММТ-4, зображений на рисунку 3.8. Цей тип терморезисторів призначено для роботи в ланцюгах постійного, пульсівного і змінного струму частотою до 400 Гц в імпульсних режимах, для вимірювання та регулювання температури, а також для температурної компенсації елементів електричного кола з позитивним температурним коефіцієнтом опору. Діапазон номінальних опорів терморезистора ММТ-4 становить $1 \cdot 10^3 - 220 \cdot 10^3$, максимальна потужність розсіювання $- 560 \text{ МВт}$, температурний коефіцієнт опору $- (2,4 \div 5,0) \% / ^{\circ}\text{C}$, коефіцієнт температурної чутливості $- 2060-4300 \text{ К}$.

Терморезистор являє собою резистор, виконаний із металевого дроту або плівки й має відому залежність електричного опору від температури. Найбільш поширений тип терморезисторів – платинові термометри. Це можна пояснити тим, що платина має високий температурний коефіцієнт опору й високу стійкість до окислення. Еталонні термометри виготовляють із платини високої чистоти з температурним коефіцієнтом, не меншим ніж $0,003925$.



Рисунок 3.8 – Терморезистор ММТ-4

Як робочі засоби вимірювань застосовують також мідні й нікелеві термометри. У стандартах [34; 90] наведено діапазони, класи допуску, таблиці номінальних статичних характеристик і стандартні залежності «опір – температура».

3.3. Оброблення результатів експерименту і визначення похибок вимірювальних величин

Згідно з програмою й методикою проводили два види експериментальних досліджень РПЕ – витікання із сопла метастабільно перегрітої рідини в зоні тисків, нижче за атмосферний, і визначення коефіцієнта інжекції РПЕ вакуумного агрегата.

1. Під час дослідження витікання із сопла метастабільно перегрітої рідини в зоні тисків, нижчих за атмосферний, оброблення одержаних результатів виконували за такими формулами:

а) абсолютний тиск робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ, P_a

$$p_{01} = p_{\text{атм}} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{\text{ман } 01}, \quad (3.1)$$

де $p_{\text{атм}}$ – барометричний тиск, *Па*;

$p_{\text{ман } 01}$ – показання манометра, розміщеного на вході до апарата, які враховують гідравлічні втрати під час проходження потоком вхідної ділянки трубопроводу, *Па*;

б) барометричний тиск, *Па*

$$p_{\text{атм}} = 133,32 \cdot Б, \quad (3.2)$$

де Б – показання барометра-анероїда, *мм рт. ст.*;

в) температура робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ. Оскільки термopара, що вимірює цю величину, була безпосередньо в рухомому потоці, то її показання відповідають температурі гальмування потоку робочої рідини активного потоку й температура робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ дорівнює показанням цифрового мультиметра;

г) абсолютний тиск робочої рідини у витратному перерізі сопла активного потоку, *Па*

$$p_{\Gamma} = p_{\text{атм}} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{\text{ман } \Gamma}, \quad (3.3)$$

де $p_{\text{атм}}$ – барометричний тиск, *Па*,

$p_{\text{ман } \Gamma}$ – показання манометра, розміщеного у витратному перерізі сопла активного потоку РПЕ, *Па*;

г) величина імпульсу струменя робочої рідини, H/m

$$i_a = \frac{9,81 \cdot R_a}{0,7854 \cdot d_f'}, \quad (3.4)$$

де R_a – сила реакції струменя, H ;

d_f' – діаметр сопла у витратному перерізі, m .

д) масова витрата робочої рідини, що проходить через сопло активного потоку, kg/c

$$\dot{m}_a = \frac{w_f \cdot F_f}{v_0'}. \quad (3.5)$$

Середня швидкість робочої рідини активного потоку у витратному перерізі сопла, m/c

$$w_f = \mu_0 \cdot v_f \cdot \sqrt{2 \cdot (P_0 - P_{s0}) \cdot v_0' \cdot 10^5}. \quad (3.6)$$

Площа сопла активного потоку у витратному перерізі, m^2

$$F_f = 0,7854 \cdot d_f'^2 \cdot 10^{-6}; \quad (3.7)$$

е) швидкісний коефіцієнт сопла активного потоку

$$\varphi_a = \frac{\gamma_a}{\gamma_{as}}. \quad (3.8)$$

Відносна швидкість витікання на виході із сопла активного потоку

$$\gamma_a = \frac{w_a}{w_f}. \quad (3.9)$$

Середня швидкість робочої рідини активного потоку на виході із сопла, м/с

$$w_a = \frac{9,81 \cdot R_a \cdot v_0'}{F_f \cdot w_f}. \quad (3.10)$$

Відносна швидкість ізентропного витікання на виході із сопла активного потоку

$$\gamma_{as} = \frac{w_{as}}{w_a}. \quad (3.11)$$

Середня швидкість ізентропного витікання робочої рідини на виході із сопла, м/с

$$w_{as} = \sqrt{2000 \cdot [h_0 - h'_n - (s_0 - s'_n) \cdot T_n]}. \quad (3.12)$$

2. Під час проведення експерименту для визначення коефіцієнта інжекції оброблення одержаних результатів виконували за такими формулами:

а) абсолютний тиск робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ (див. п. 1 а);

б) температура робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ (див. п. 1 в);

в) абсолютний тиск робочої рідини в горлі сопла активного потоку (див. 1.1, г);

г) абсолютний тиск робочої рідини пасивного потоку в приймальній камері, $Па$

$$p_{02} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вак } 02}, \quad (3.13)$$

де $p_{\text{атм}}$ – барометричний тиск, $Па$,

$p_{\text{вак } 02}$ – показання вакуумметра, розташованого на вході до приймальної камери РПЕ, $Па$;

г) масова витрата робочої рідини пасивного потоку, $кг/с$

$$\dot{m}_{02} = \dot{V}_{02} \cdot \rho_{02}, \quad (3.14)$$

де \dot{V}_{02} – об'ємна витрата робочої рідини пасивного потоку, $м^3/с$;

ρ_{02} – густина робочої рідини пасивного потоку, $кг/м^3$;

д) густина робочої рідини пасивного потоку, $кг/м^3$

$$\rho_{02} = \frac{p_{02}}{R \cdot T_{02}}; \quad (3.15)$$

е) температуру робочої рідини пасивного потоку визначають аналогічно температурі робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ (див. п. 1 в).

є) тиск змішаного потоку на виході з камери змішування, Pa

$$p_{03} = p_{атм} - p_{вак\ 03}, \quad (3.16)$$

де $p_{атм}$ – барометричний тиск, Pa ,

$p_{вак\ 03}$ – показання вакуумметра, розміщеного в перерізі на виході з камери змішування РПЕ, Pa ;

ж) тиск суміші на вході до дифузора, Pa

$$p_3 = p_{атм} - p_{вак\ 3}, \quad (3.17)$$

де $p_{атм}$ – барометричний тиск, Pa ,

$p_{01} = p_{атм} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{ман\ 01}$, – показання вакуумметра, розміщеного в перерізі на вході до дифузора, Pa ;

з) тиск змішаного потоку на виході з РПЕ, Pa

$$p_4 = p_{атм} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{ман\ 4}, \quad (3.18)$$

де $p_{атм}$ – барометричний тиск, Pa ,

$p_{ман\ 4}$ – показання манометра, розміщеного на виході з РПЕ, Pa ;

и) ступінь підвищення тиску пасивного потоку

$$\pi_n = \frac{p_4}{p_{02}}; \quad (3.19)$$

i) коефіцієнт інжекції РПЕ

$$u = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_a}. \quad (3.20)$$

У роботі нас цікавлять величини похибок вимірювань тисків і температур робочої рідини, яка подається до сопла активного потоку РПЕ в характерних точках; тисків і температур робочої рідини, яка подається до сопла пасивного потоку РПЕ в характерних перерізах; похибки вимірювання масової витрати охолоджувальної води, що проходить через теплообмінник типу «труба в трубі»; об'ємної витрати робочої рідини, яка подається до сопла пасивного потоку РПЕ й похибки вимірювання сили реакції струменя. Відповідно до [41; 117] більшість величин, визначених у роботі, є результатами непрямих вимірювань. Під час визначення похибок непрямих вимірювань необхідно знати функціональні залежності, що зв'язують результати прямих вимірювань із похибками їхнього визначення. Похибки результатів прямих вимірювань складаються із систематичних і випадкових [117; 132].

Для виключення випадкових похибок виконували не одне, а серію вимірювань. Систематичні похибки прямих вимірювань фізичних величин, зі свого боку, складаються з помилок: розміщення, інструментальних, суб'єктивних і методу вимірювань. Похибки розміщення зводилися до мінімуму завдяки наперед заданій величині, оскільки під час монтажу вимірювальних приладів було виконано ре-

комендації заводу-виробника і правил експлуатації. Інструментальні похибки визначено класом точності й ціною поділки приладів, оскільки було виконано правила їхнього монтажу та експлуатації. Суб'єктивні похибки вимірювань виключали виконанням низки однакових експериментів різні дослідники.

Похибки табличних величин визначаються як половина одиниці останнього розряду, яка вибрана із заданою точністю. Тобто $\Delta h' = 0,005 \text{ кДж/кг}$, $\Delta h'' = 0,05 \text{ кДж/кг}$, $\Delta s' = 0,00005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, $\Delta s'' = 0,00005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ [3].

Під час визначення похибок непрямих вимірювань закон розподілу похибок брали нормальним, оскільки ці вимірювання є функціями цілої низки величин [50]. Наприклад, під час визначення тиску робочої рідини, який подається до сопла активного потоку РПЕ, – це тиск і температура повітря в приміщенні лабораторії, величина витрати робочої рідини, регульована вентилем, і температура робочої рідини, яка залежить від недогрівання, що забезпечується проходженням робочої рідини через теплообмінник типу «труба в трубі».

У процесі експериментального дослідження виконували кілька вимірювань контрольованих величин, потім визначали середню арифметичну величину, наприклад, величину температури робочої рідини на вході до сопла активного потоку РПЕ

$$\bar{P}_{01} = \frac{\sum_{i=1}^m P_{01}}{n}. \quad (3.21)$$

Потім визначали середньоквадратичну похибку результату вимірювань

$$\delta S_{P_{01}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\Delta \bar{P}_{01})^2}{n \cdot (n - 1)}}, \quad (3.22)$$

де $\Delta \bar{P}_{01} = \bar{P}_{01} - P_{01}$ – похибка i -го вимірювання;
 n – кількість вимірювань.

Величина $\delta S_{P_{01}}^2$ є оцінкою дисперсії $\sigma S_{P_{01}}^2$ за дуже великої кількості вимірювань ($n \rightarrow \infty$). За малої кількості вимірювань n величина $\delta S_{P_{01}}^2$ є випадковою. Для того щоб оцінити межі довірчого інтервалу, користуються критерієм Стюдента P_α , величина якого залежить від коефіцієнта довірчої ймовірності α і числа вимірювань n [12].

Похибку вимірювання величини тиску може бути визначено

$$\delta P_{01} = P_\alpha \cdot \delta S_{P_{01}}. \quad (3.23)$$

Результати вимірювання з довірчою ймовірністю α можна записати як

$$P_{01} = \bar{P}_{01} \pm \delta P_{01}. \quad (3.24)$$

Відносна похибка вимірювання температури

$$|\varepsilon_{P_{01}}| = \frac{\delta P_{01}}{P_{01}}. \quad (3.25)$$

Абсолютну величину похибки результатів непрямих вимірювань визначали за формулою

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 \cdot (\partial x_i)^2}. \quad (3.26)$$

Відносна похибка результатів непрямого вимірювання

$$\varepsilon_y = \frac{\partial y}{y} \quad (3.27)$$

або

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \ln y\right)^2 \cdot (\partial x_i)^2}. \quad (3.28)$$

Під час визначення довірчого інтервалу коефіцієнт довірчої ймовірності α згідно з рекомендаціями [117] беруть таким, що дорівнює 0,95.

Розрахункова формула для розрахунку відносної похибки об'ємної витрати робочої рідини пасивного потоку за допомогою лічильника об'ємної витрати має такий вигляд:

$$\varepsilon_{\dot{V}_{02}} = \sqrt{\left(\frac{\delta\Delta V}{\Delta\bar{V}}\right)^2 + \left(\frac{\delta\Delta\tau}{\Delta\bar{\tau}}\right)^2}. \quad (3.29)$$

Розрахунки довели, що величина середньоквадратичної похибки вимірювання величини \dot{V}_{02} не перевищує 2,5 %.

Відносна похибка визначення сили реакції струменя R за допомогою електронних ваг визначається так:

$$\varepsilon_R = \sqrt{\left(\frac{\delta\Delta M}{\Delta\bar{M}}\right)^2}. \quad (3.30)$$

Розрахунки, які були виконані для визначення величини похибки під час вимірювання навантаження на ваги, довели, що абсолютна похибка є в межах 0,05 кг, що становить 0,6 % від вимірюваної величини.

Величину відносної похибки визначення абсолютної величини тиску суміші на виході з ежектора обчислювали за формулою

$$\varepsilon_{P_4} = \sqrt{\left(\frac{\delta p_{\text{ман}}}{\bar{p}_{\text{ман}}}\right)^2 + \left(\frac{\delta p_{\text{атм}}}{\bar{p}_{\text{атм}}}\right)^2}, \quad (3.31)$$

де $\delta p_{\text{ман}}$ та $\delta p_{\text{атм}}$ – абсолютні похибки вимірювання збиткового тиску манометром та атмосферного тиску барометром-анероїдом відповідно.

Розрахунки свідчать, що середня величина систематичної похибки визначення абсолютної величини тиску нагнітання не перевищує 1,5 %.

Отже, унаслідок дослідження рідинно-парового вакуумного ежектора було одержано режимні та геометричні характеристики апарата, а також розподіл тисків і температур у робочій порожнині, похибка вимірювання величин яких не перевищує 5 % із довірчою ймовірністю 0,95. Така точність є допустимою під час проведення технічного експерименту [117; 132].

3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень

Унаслідок експериментального дослідження рідинно-парового ежектора було одержано такі результати:

1. Досліджено механізм витікання недогрітої до насичення рідини, що закипає, через канали, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний, за відомих і постійних параметрів навколишнього середовища (тиск і температура) у лабораторії для діапазону початкових параметрів робочої рідини активного потоку $p_{01} = 3\text{--}10$ бар і величини відносного початкового недогрівання $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,15\text{--}0,5$. Унаслідок прямих вимірювань було одержано значення таких величин: тиск p_{01} і температура t_{01} робочої рідини на вході до сопла активного потоку РПЕ, тиск p_2 робочої рідини у критичному перерізі сопла активного потоку, величину тиску й вакууму робочої рідини в п'яти перерізах частини сопла активного потоку, що розширюється, значення вакууму p_a

робочої рідини в перерізі відриву потоку від стінок каналу, сили реакції струменя активного потоку R_a . Унаслідок не-прямих вимірювань визначали значення масової витрати m_a робочої рідини активного потоку, швидкості активного потоку w_f у видатковому перерізі сопла активного потоку і швидкості w_a робочої рідини на виході із сопла активного потоку:

а) характер процесу закипання недогрітої до насичення рідини й визначено положення критичних перерізів щодо поздовжньої координати z ;

б) за різного ступеня розширення в соплі активного потоку досліджено положення перерізу відриву потоку від стінок каналу ділянки сопла, що розширюється;

в) визначено ефективність закінчення процесу закипання метастабільно перегрітої рідини через канали, які розширюються.

Унаслідок експериментального дослідження проведено порівняння одержаних дослідних даних із розрахунковими, такими як: швидкість активного потоку w_f у критичному перерізі сопла активного потоку, швидкість w_a робочої рідини на виході із сопла активного потоку й коефіцієнт швидкості φ_a сопла активного потоку.

2. Дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата за відомих і постійних параметрів навколишнього середовища (тиск і температура) у лабораторії для діапазону початкових параметрів робочої рідини активного потоку $p_{01} = 3\text{--}10 \text{ бар}$ і величини відносного початкового недогрівання $(1 - \varepsilon_{30}) = 0,15\text{--}0,5$. У процесі експерименту ви-

мірювали такі величини: тиск p_{01} і температуру t_{01} робочої рідини на вході до сопла активного потоку рідинно-парового ежектора, тиск p_2 робочої рідини у видатковому перетині сопла активного потоку, значення вакууму p_a робочої рідини в перерізі відриву потоку від стінок каналу, силу реакції струменя активного потоку R_a , значення вакууму p_{02} пасивного потоку на вході до приймальної камери, об'ємну витрату V_{02} пасивного потоку на вході в камеру змішування, значення величини вакууму p_2 на вході до циліндричної ділянки камери змішування, значення вакууму p_3 змішаного потоку на виході з камери змішування:

а) для камер змішування циліндричної форми визначено досяжні показники ефективності робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата: коефіцієнт інжекції та ексергетичний ККД залежно від величини створюваного вакууму;

б) для камер змішування конічної форми з різними кутами конфузорності вхідної ділянки ($\varphi_k = 2-8^\circ$) визначено досяжні показники ефективності робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата, такі як коефіцієнт інжекції та ексергетичну ефективність залежно від величини створюваного вакууму.

Унаслідок експериментального дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата було одержано залежності досяжних показників ефективності, такі як коефіцієнт інжекції та ексергетичної ефективності від величини створюваного вакууму й виконано порівняння дослідних даних із теоретичними.

3.4.1. Оцінювання впливу початкових параметрів робочої рідини активного потоку на ефективність течії в каналах, що розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний

З аналізу результатів числового моделювання робочого процесу РПЕ бачимо, що початкові параметри, такі як тиск p_{01} , температура t_{01} і величина відносного початкового недогрівання робочого середовища активного потоку на вході до РПЕ $(1 - \varepsilon_{s0})$ мають значний вплив на показники ефективності витікання робочої рідини активного потоку з каналів, що розширюються. Правильний вибір початкових параметрів визначає розрахунковий режим роботи РПЕ, основні геометричні та режимні параметри РПЕ, ступінь підвищення тиску пасивного потоку і впливає на показники ефективності процесу витікання робочої рідини активного потоку через сопло і РПЕ загалом.

Під час експериментального дослідження було підтверджено механізм витікання потоку робочої рідини, що закипає, з каналів, які розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний, і доведено наявність трьох критичних перерізів по довжині сопла (рис. 3.9), які підтверджують викладену вище теорію закипання недогрітої до насичення робочої рідини активного потоку з подальшим перестроюванням структури потоку в частині сопла, що розширюється.

Як бачимо з рисунка 3.9, початкові параметри (p_{01} , t_{01} , $(1 - \varepsilon_{s0})$) мають значний вплив на характеристики потоку у вихідному перерізі сопла й досяжні показники ефективності витікання. Особливий інтерес становить положення

першого критичного перерізу, оскільки від цього залежить початок паротворення й час, упродовж якого буде досягнуто необхідних параметрів у перерізі *a-a*, що, зі свого боку, впливає на геометричні розміри частини сопла активного потоку, що розширюється.

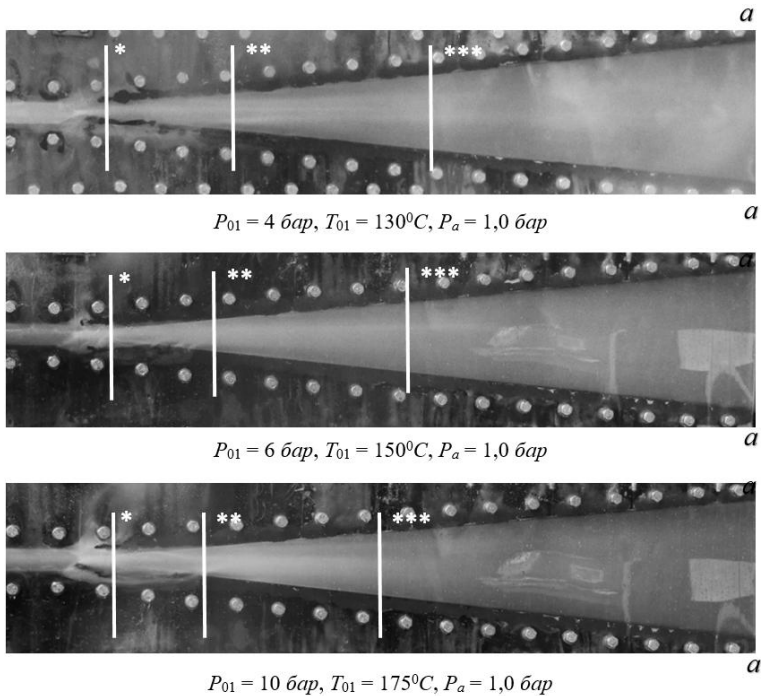


Рисунок 3.9 – Положення критичних перерізів під час витікання рідини, що закипає, з каналів, які розширюються

На рисунку 3.10 можна побачити результати, що ілюструють вплив відносного початкового недогрівання робочої рідини на положення першого критичного перерізу.



$p_{01} = 3 \text{ бар}, t_{01} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{01} = 6 \text{ бар}, t_{01} = 155 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{01} = 9 \text{ бар}, t_{01} = 172 \text{ }^{\circ}\text{C}$



$p_{01} = 4 \text{ бар}, t_{01} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{01} = 7 \text{ бар}, t_{01} = 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{01} = 9,5 \text{ бар}, t_{01} = 174 \text{ }^{\circ}\text{C}$



$p_{01} = 5 \text{ бар}, t_{01} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{01} = 8 \text{ бар}, t_{01} = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{01} = 10 \text{ бар}, t_{01} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 3.10 – Вплив відносного початкового недогрівання робочої рідини на положення першого критичного перерізу

Як бачимо з рисунка 3.11, положення першого критичного перерізу визначено початковим відносним недогріванням і параметрами робочого середовища на вході до сопла активного потоку.

Ступінь ефективності процесу витікання із сопла активного потоку можна оцінити за коефіцієнтом швидкості φ_a . Одержані експериментальні дані в графічному вигляді подано на рисунку 3.12.

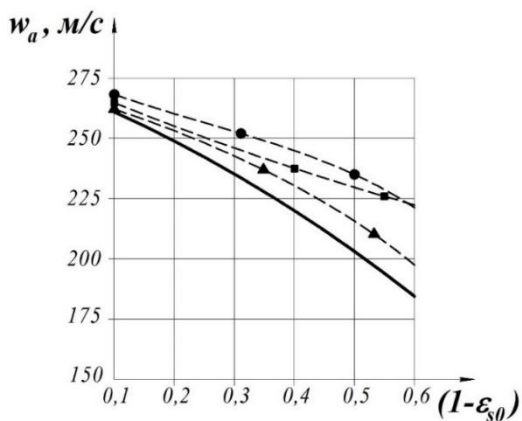
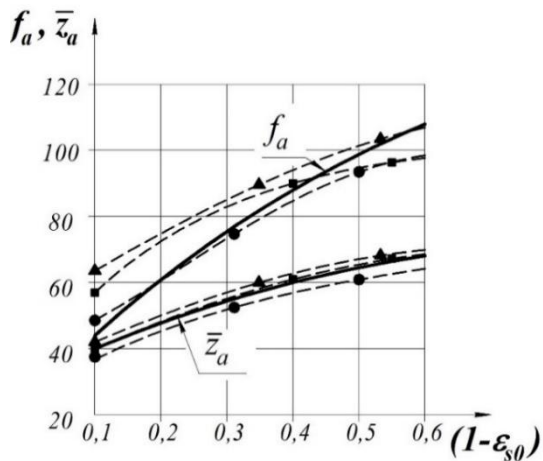


Рисунок 3.11 – Вплив початкових параметрів активного потоку на вході до РПЕ на геометричні параметри і швидкість на зрізі сопла активного потоку ($T_{01} = 130\text{--}175\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_a = 0,5\text{--}1,0\text{ бар}$): ———— – результати числового дослідження ($P_{01} = 6\text{ бар}$), результати експериментального дослідження: ● – $P_{01} = 4\text{ бар}$; ■ – $P_{01} = 6\text{ бар}$; ▲ – $P_{01} = 8\text{ бар}$

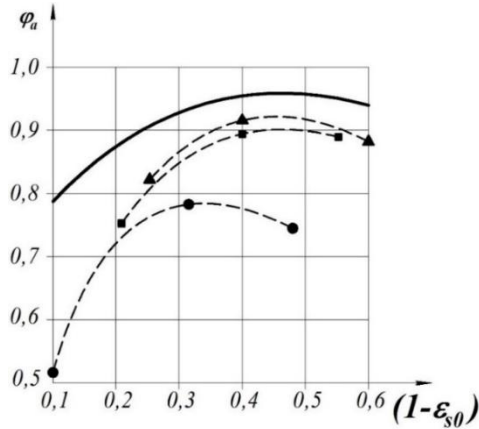


Рисунок 3.12 – Залежність коефіцієнта швидкості φ_a сопла активного потоку від величини відносного початкового недогрівання робочої рідини (позначення див. на рис. 3.11)

Результати експериментального дослідження сопла активного потоку, які оцінюють ефективність завершення процесу пароутворення метастабільно перегрітої рідини з каналів, що розширюються, наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати експериментального дослідження сопла активного потоку РПЕ

№ пор.	P_{01} , бар	t_{01} , °C	$(1 - \epsilon_{s0})$	P_2 , бар	P_{a1} , бар	R_{a1} , кг	w_{f1} , м/с	w_{a1} , м/с	φ_a
1	4	115	0,44	1,8	0,52	4,28	16,617	198,479	0,768
2	4	120	0,34	1,6	0,63	3,72	14,657	209,009	0,806
3	4	130	0,10	1,2	0,75	2,67	7,989	271,837	0,738
4	6	120	0,50	2,6	0,48	5,71	20,654	228,903	0,736
5	6	130	0,32	2,3	0,51	5,13	16,657	257,26	0,78
6	6	140	0,10	2,0	0,58	4,93	9,128	265,402	0,511
7	8	130	0,55	4,5	0,46	7,18	26,546	225,929	0,888
8	8	140	0,40	3,9	0,51	6,97	22,684	259,076	0,897
9	8	150	0,21	3,4	0,62	6,82	16,435	263,368	0,748

Проаналізувавши результати експерименту, подані на рисунку 3.12, можна зробити висновок, що найбільша ефективність процесу витікання робочої рідини із сопла активного потоку ($\varphi_a = 0,768-0,897$) наявна за умови $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2-0,4$.

3.4.2. Оцінювання впливу геометричної форми камери змішування на ефективність рідинно-парового ежектора

У РПЕ камера змішування може бути циліндричної форми або конічної з подальшою циліндричною ділянкою, призначеною для вирівнювання пульсацій і подальшого підвищення тиску після звужувальної конічної частини. Вид камери змішування та її геометрія залежать не лише від параметрів активного й пасивного потоків на вході, а й від необхідних параметрів змішаного потоку на виході з неї.

Для визначення діапазону початкових параметрів, за яких досягається максимальна ефективність, було проведено дослідження рідинно-парового ежектора під час витікання робочої рідини активного потоку в зоні тисків, нижчих від атмосферного (рис. 3.13).

Як бачимо з рисунка 3.13, чим більше відношення тисків P_{01}/P_a , тим більшу величину вакууму можна одержати. Також було визначено граничну величину вакууму, яку можна створити в камері змішування циліндричної форми. Так, за початкових параметрів робочої рідини активного потоку $P_{01} = 4-8$ бар і $t_{01} = 120-160$ °С, тиск пасив-

ного потоку на вході в приймальну камеру становить $P_{02} = 45\text{--}52 \text{ кПа}$.

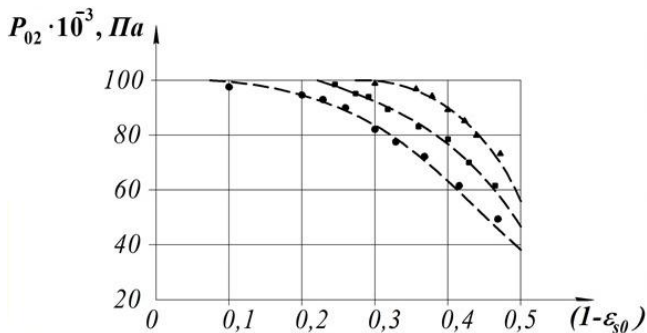


Рисунок 3.13 – Експериментальна залежність величини створюваного вакууму у вхідному перерізі циліндричної камери змішування P_{02} від відносного початкового недогрівання: ● – $P_{01} = 4 \text{ бар}$, ■ – $P_{01} = 6 \text{ бар}$, ▲ – $P_{01} = 8 \text{ бар}$

У процесі подальших експериментальних досліджень було одержано залежності паровмісту і ступеня перевиробництва пари на виході з РПЕ, а також коефіцієнта інжекції, поданих на рисунку 3.14.

З рисунка 3.14 бачимо, що діапазон ефективної роботи РПЕ з циліндричною камерою змішування за зазначених вище початкових параметрів P_{01} і t_{01} є в інтервалі $P_c/P_{02} = 2,5\text{--}4$.

Перехід від циліндричних камер змішування до конічних із подальшою циліндричною ділянкою дає можливість не лише одержати більш глибокий вакуум у вхідному її перерізі, а й поліпшити характеристики одержуваного

змішаного потоку. Так, у конічній камері завдяки конфузурності зменшується швидкість надзвукового потоку, а отже, збільшується час, за який відбувається процес змішування двох робочих середовищ активного й пасивного потоків. Унаслідок цього за однакових габаритних розмірів камери можна досягти більш рівноважних параметрів змішування фаз, і на виході з РПЕ потік має більш однорідну дрібнодисперсну структуру.

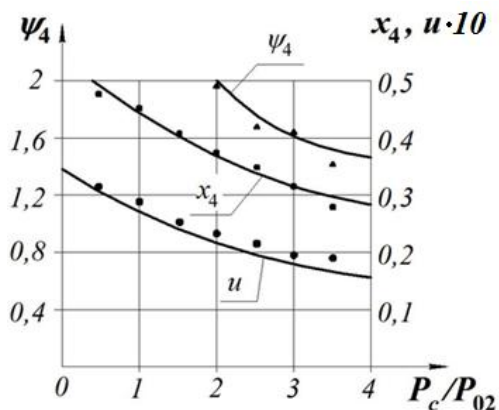


Рисунок 3.14 – Експериментальна залежність паровмісту x_4 , ступеня перевиробництва пари ψ_4 і коефіцієнта інжекції u від ступеня підвищення тиску пасивного потоку в циліндричній камері змішування ($P_{01} = 4-8$ бар; $t_{01} = 120-160$ °C; $P_4 = 1$ бар)

Експериментально було досліджено конічні камери змішування з кутами конфузурності $2-8^\circ$. Порівнюючи результати експериментального дослідження конічних (рис. 3.15) і циліндричних (див. рис. 3.13) камер змішу-

вання, можна зробити висновок про те, що першою перевагою конічних камер є велика глибина вакууму, яку можна створити в них, застосовуючи одні й ті ж самі початкові параметри робочої рідини пасивного потоку (див. рис. 3.15).

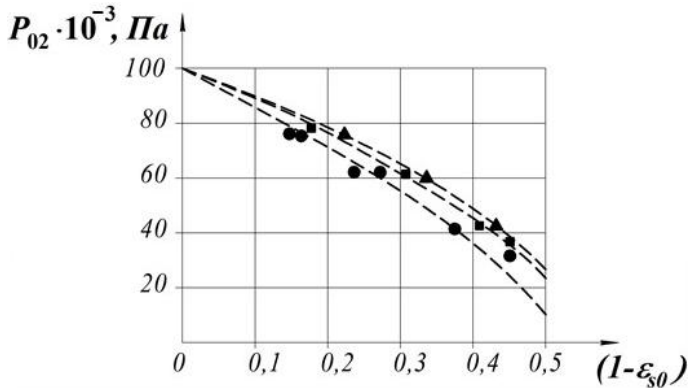


Рисунок 3.15 – Експериментальна залежність величини створюваного вакууму у вхідному перерізі конічної камери змішування P_{02} від відносного початкового недогрівання:

● – $P_{01} = 4 \text{ бар}$; ■ – $P_{01} = 6 \text{ бар}$; ▲ – $P_{01} = 8 \text{ бар}$

Подальші експериментальні дослідження конічних камер змішування проводили для визначення ефективності їхнього застосування в РПЕ й виявлення робочого діапазону їхньої стійкої роботи. Так, на рисунку 3.16 подано експериментальну залежність досяжних показників ефективності конічних камер змішування з різними кутами конфузорності.

З рисунка 3.16 бачимо, що найбільш ефективним є використання камер змішування з кутами конфузорнос-

ті $4-8^\circ$, оскільки в діапазоні $P_c/P_{02} = 4-9$ вони мають задовільні характеристики, такі як ступінь перевиробництва пари ψ_4 на рівні $1,02-1,3$, паровміст потоку x_4 практично є в межах $0,25-0,35$ і коефіцієнт інжекції близький до максимуму $u = 0,06-0,08$.

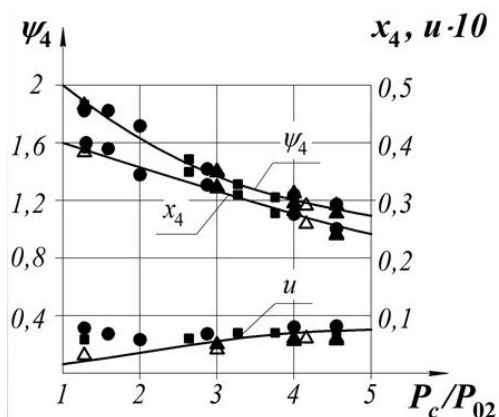
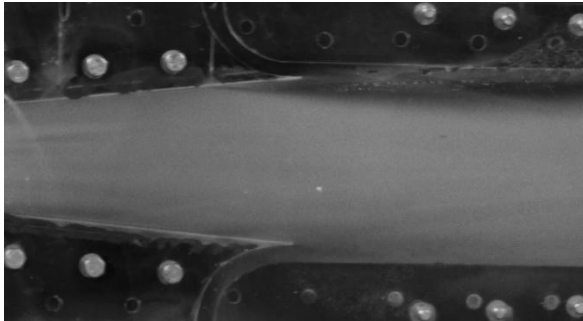


Рисунок 3.16 – Експериментальна залежність паровмісту x_4 , ступеня перевиробництва пари ψ_4 і коефіцієнта інжекції u від ступеня підвищення тиску пасивного потоку в циліндричній камері змішування ($P_{01} = 4-8$ бар, $t_{01} = 120-160$ °С, $P_4 = 1$ бар): ———— результати числового дослідження; результати експериментального дослідження:
 ● – 2° ; ■ – 4° ; △ – 6° ; ▲ – 8°

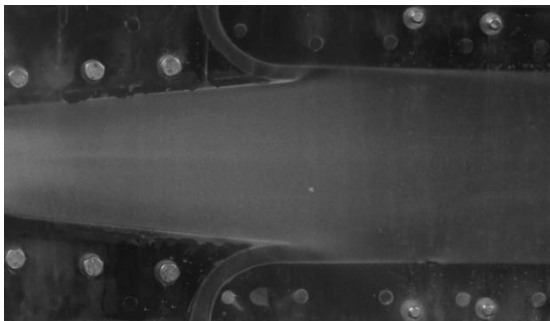
Застосування конічних камер змішування з кутами конфузурності $> 10^\circ$ є недоцільним, оскільки вже під час експериментального дослідження камер із кутом конфузурності 8° були стрибки конденсації в перерізі 1-1 і

з'являлися режими роботи, у яких відбувалося «запирання» камери змішування з виникненням зворотних струменів по довжині РПЕ (рис. 3.17).

З цих самих причин зі збільшенням кута конфузорності потрібне підвищення початкових параметрів робочої рідини активного потоку, оскільки зменшувався основний геометричний параметр \bar{f}_3 , і у вхідному перерізі камери змішування створювалося все менше відношення тисків P_c/P_{02} , що бачимо з рисунка 3.16.



$P_{01} = 4 \text{ бар}$, $T_{01} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_a = 0,8 \text{ бар}$ (циліндрична КС)



$P_{01} = 10 \text{ бар}$, $T_{01} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_a = 0,52 \text{ бар}$ (циліндрична КС)

Рисунок 3.17 – Вплив ступеня конфузорності
конічної камери змішування на режим її роботи



$P_{01} = 4 \text{ бар}$, $T_{01} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_a = 0,8 \text{ бар}$ (конічна КС)



$P_{01} = 10 \text{ бар}$, $T_{01} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_a = 0,45 \text{ бар}$ (конічна КС)

Рисунок 3.17, аркуш 2

Важливу роль в ефективності використання конічних камер змішування відіграє наступна циліндрична ділянка. Необхідність її наявності в конструкції РПЕ пов'язана з тим, що для утворення двофазного змішаного потоку недостатньо однієї конфузорної частини, у якій відбувається лише розпад краплинної структури робочої рідини активного потоку і її змішування з робочою речовиною пасивного потоку. Для одержання необхідних параметрів потоку

на виході з камери змішування й запобігання утворенню режиму «запирання» у ній необхідно правильно визначити довжину циліндричної ділянки.

Експериментально було досліджено конічні камери змішування з циліндричною ділянкою довжиною (4–6) d_3 і без нього (рис. 3.18).

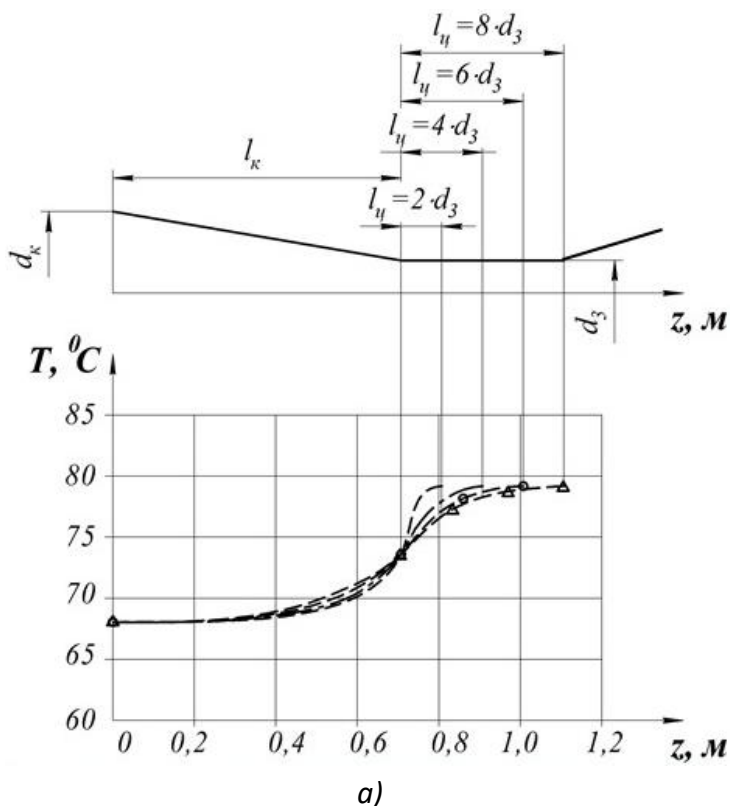


Рисунок 3.18, аркуш 1

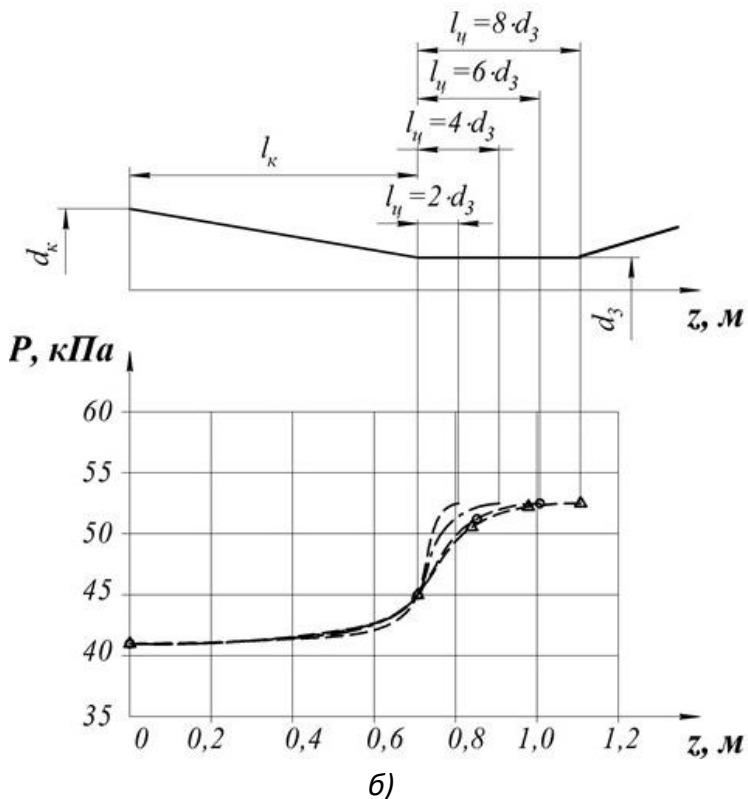


Рисунок 3.18 – Результати експериментального дослідження конічних камер змішування з подальшими циліндричними ділянками різної довжини ($P_{01} = 4-8 \text{ бар}$, $t_{01} = 120-160 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_4 = 1 \text{ бар}$)
 - - - - $l_u = 2 d_3$, - · - · - $l_u = 4 d_3$, - o - o - o - $l_u = 6 d_3$,
 - \triangle - \triangle - \triangle - $l_u = 8 d_3$:

- а) профіль температур у перерізах камери змішування;
 б) профіль повних тисків у перерізах камери змішування

Під час використання конічної камери змішування без подальшої циліндричної ділянки на виході з неї наявний неоднорідний двофазний потік, у якому ще не встигли встановитися сталі параметри (ρ_3, T_3).

Якщо ж застосовувати конічну камеру змішування з подальшою циліндричною ділянкою довжиною понад $(8-10) d_3$, то в ній стають значними зворотні течії, що призводять до виникнення режиму «запирання» камери. Дослідження конічних камер змішування з циліндричною ділянкою довжиною $(4-6) d_3$ довели, що їхнє застосування дозволяє ефективно здійснити процес змішування робочих речовин активного й пасивного потоків у РПЕ (рис. 3.19).

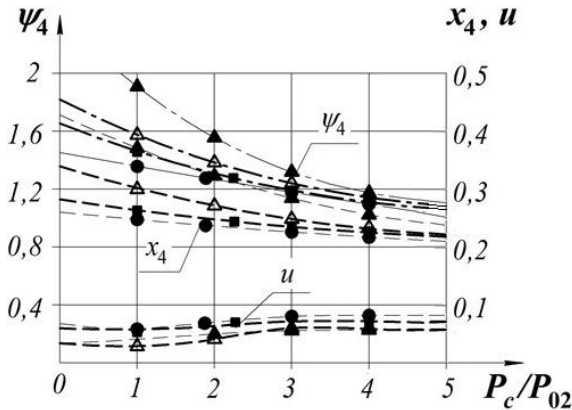


Рисунок 3.19 – Досяжні показники ефективності РПЕ з конічною камерою змішування за різної довжини камери змішування ($P_{01} = 8$ бар, $t_{01} = 158$ °С, $P_4 = 1$ бар):

- – $l_c = 2 d_3$, ■ – $l_c = 4 d_3$, △ – $l_c = 6 d_3$, ▲ – $l_c = 8 d_3$

Порівнюючи конічні камери змішування з циліндричними, можна зробити висновок про те, що конічні мають низку значних переваг, які є визначальними під час вибору конструкції РПЕ. Це, насамперед, велика глибина створюваного вакууму за одних і тих же самих початкових параметрів робочої рідини активного потоку, більший діапазон стійкої роботи за умови збереження показників ефективності на достатньому рівні й більш ефективний процес змішування двох середовищ активного й пасивного потоків із необхідними параметрами на виході з РПЕ.

За результатами експериментального дослідження камер змішування різної геометрії можна надати практичні рекомендації, що дозволяють поліпшити збіг результатів експериментального й числового дослідження та одержати більш точні параметри РПЕ ще на стадії проєктування.

Першим розглянемо коефіцієнт, що враховує геометрію камери змішування, а саме за площею на вході до камери змішування знаходять із рівняння (2.31). Його визначають за основним геометричним параметром у вхідному перерізі камери змішування

$$\bar{f}_k = \frac{F_k}{F_a} \Rightarrow \bar{f}_k = k_{\bar{f}_k} \cdot F_a,$$

де $k_{\bar{f}_k}$ – кореляційний коефіцієнт за основним геометричним параметром у вхідному перерізі камери змішування. За отриманими експериментальними даними $k_{\bar{f}_k} = 1,1 - 1,5$.

Коефіцієнт за площею на виході з камери змішування також знаходять із рівняння (2.31) за основним геометричним параметром у вихідному перерізі камери змішування

$$\bar{f}_3 = \frac{F_3}{F_a} \Rightarrow \bar{f}_3 = k_{\bar{f}_3} \cdot F_a,$$

де $k_{\bar{f}_3}$ – кореляційний коефіцієнт за основним геометричним параметром у вихідному перерізі камери змішування. За одержаними експериментальними даними $k_{\bar{f}_3} = 0,4 - 0,58$.

Коефіцієнти по довжині конічної й циліндричної частин камери змішування визначають із геометричних співвідношень згідно з рисунком 2.8. Так, кореляційний коефіцієнт конічної частини камери змішування визначають з умови оптимального кута конфузорності, одержаного експериментальним шляхом, який є в межах $\alpha_k = 4-8^\circ$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} = \frac{\sqrt{\bar{f}_k} - \sqrt{\bar{f}_3}}{\sqrt{\pi} \cdot l_k} \Rightarrow l_k = k_{l_k} \cdot \left(\sqrt{\bar{f}_k} - \sqrt{\bar{f}_3} \right),$$

де k_{l_k} – кореляційний коефіцієнт довжини конічної частини камери змішування. За одержаними експериментальними даними $k_{l_k} = 8 - 14$.

Коефіцієнт циліндричної частини камери змішування також визначають з умови оптимальної довжини, отриманої експериментальним шляхом, яка є в межах (4–6) d_3

$$l_{ц} = k_{l_{ц}} \cdot \sqrt{\bar{f}_3}.$$

де $k_{l_{ц}}$ – кореляційний коефіцієнт довжини циліндричної частини камери змішування. За одержаними експериментальними даними $k_{l_{ц}} = 4,5 - 6,8$.

Також унаслідок експерименту було визначено такий показник ефективності РПЕ, як коефіцієнт інжекції u , який є відношенням масових витрат пасивного та активного потоків

$$u = \frac{\dot{m}_{02}}{\dot{m}_a}.$$

Експериментальний коефіцієнт інжекції з урахуванням експериментального уточнення визначено з такого рівняння:

$$u = k_u \cdot \frac{\dot{m}_{02}}{\dot{m}_a}.$$

де k_u – кореляційний коефіцієнт інжекції. За одержаними експериментальними даними $k_u = 0,86 - 0,92$.

3.4.3. Експериментальне оцінювання ефективності рідинно-парового ежектора

Ексергетичну ефективність РПЕ й вакуумного агрегата на його основі визначено його досяжними показниками, такими як ступінь перевиробництва пари ψ_4 , коефіцієнт ін-

жекції u та ексергетичний ККД РПЕ $\varepsilon_{РПЕ}$ і вакуумного агрегата загалом $\varepsilon_{ВА}$. Ефективність РПЕ за результатами експерименту визначено за формулами (2.63–2.64, 3.21). Дані визначають за результатами прямих вимірювань і за результатами оброблення експериментальних даних. Експериментальні показники ефективності наведено на рисунку 3.20.

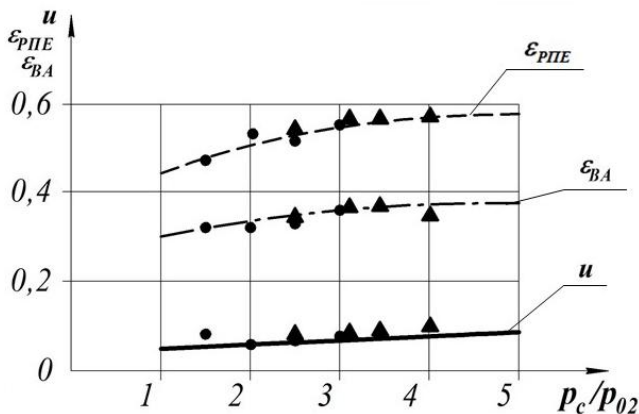


Рисунок 3.20 – Залежність досяжних показників ефективності РПЕ від ступеня підвищення тиску пасивного потоку ($P_{01} = 8$ бар, $P_a = P_{02} = 0,5$ бар):
результати числового дослідження:

- u ; - - - $\varepsilon_{РПЕ}$; ····· $\varepsilon_{ВА}$; експериментальні дані:
- – РПЕ з циліндричною камерою змішування;
- ▲ – РПЕ з конічною камерою змішування

Для вакуумного агрегата на базі РПЕ як ексергії потоку продукту так само, як і для РПЕ розглядають різницю ексергії насиченої пари на виході із сепаратора й ексергії пасивного потоку на вході до РПЕ. Ексергія потоку палива є

сумою споживаної потужності циркуляційного насоса й ексергії потоку теплоносія в теплообміннику-підігрівачі.

Висновки до розділу 3

У розділі докладно описано експериментальну установку для дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата й наведено функціональну схему експериментального стенда, на якій позначено всі вимірювальні прилади та основні елементи установки. Також подано детальний огляд приладів для вимірювання температури робочих рідин активного й пасивного потоків.

Відповідно до поставлених цілей і завдань описано програму й методику експериментальних досліджень дослідного зразка стенда РПЕ вакуумного агрегата, проведено оброблення результатів експерименту й визначення похибок вимірювання шуканих величин.

Під час аналізу результатів експериментальних досліджень підтверджено вплив початкових параметрів на ефективність витікання з каналів, що розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний, що дозволяє перейти на більш помірні значення тиску p_{01} , температури t_{01} і величини відносного початкового недогрівання робочого середовища активного потоку на вході до РПЕ $(1 - \varepsilon_{s0})$ зі збереженням показників ефективності його робочого процесу на високому рівні ($\varphi_a = 0,768-0,897$ за умови $P_{01} = 3-10$ бар, $T_{01} = 130-175$ °C, $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2-0,4$).

Під час дослідження впливу геометричної форми камери змішування встановлено, що максимальної ефективності процесу змішування потоків робочих середовищ

активного й пасивного потоків досягають за значень кута конфузорності в діапазоні $\alpha_k = 4-8^{\circ}$. Під час використання циліндричних камер змішування можливе створення незначного вакууму робочого середовища пасивного потоку, а за умови збільшення конфузорності ($\alpha_k > 10^{\circ}$) – поява зворотних течій і подальше «запирання» камери змішування.

Унаслідок експериментального дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата було одержано залежність досяжних показників ефективності (паровмісту x_4 , перевиробництва пари ψ_4 і коефіцієнта інжекції u) від глибини створюваного вакууму P_4/P_{02} , з якої бачимо, що найбільша ефективність наявна за відношення тисків у діапазоні $P_4/P_{02} = 4-6$ для циліндричної камери і $P_4/P_{02} = 4-9$ – для конічної.

Зміст розділу викладено в таких наукових публікаціях автора: «Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора» [99], «Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание» [132], «Экспериментальное исследование жидкостно-парового эжектора с цилиндрической камерой смешения» [133] и «Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber» [73].

РОЗДІЛ 4

ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВОК НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА У СКЛАДІ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТА

4.1. Ежекування перегрітої водяної пари

Базова установка дезодорації рослинних олій (рис. 4.1) є системою періодичної дії продуктивністю з перероблення продукту $2,6 \text{ т/год}$. Технологія дезодорації передбачає вилучення жирних кислот (одорантів) за допомогою барботажу гарячої водяної пари через шар оброблюваної олії в порожнину дегазатора з тиском $3\text{--}5 \text{ кПа}$. Підтримування зазначеного тиску збільшує леткість одорантів і їхні пари дифундують у бульбашки водяної пари. Очищення пари від одорантів відбувається на насадці скрубера, після якого парогазова суміш (водяна пара та нерозчинені гази) інjektується першим паровим ежектором приєднаної вакуумної системи. Така система являє собою триступеневий блок парових ежекторів із проміжною конденсацією потоків змішування.

Конденсат робочої пари, що надходить до сопла активного потоку ежекторів, забруднюється компонентами сировини разом із барботажною парою й не повертається в котельну установку. Для конденсаторів поверхневого типу, які застосовуються в установці, необхідне насосне відкачування конденсату з огляду на те, що тиск конденсації менший від атмосферного.

Варто зазначити, що наявність у вакуумній системі трьох ступенів стиснення передбачено для функціонування базової установки в режимі більш інтенсивної продуктивності приблизно 4,5–5 т/год із підтриманням тиску в дегазаторі 0,5–0,6 кПа.

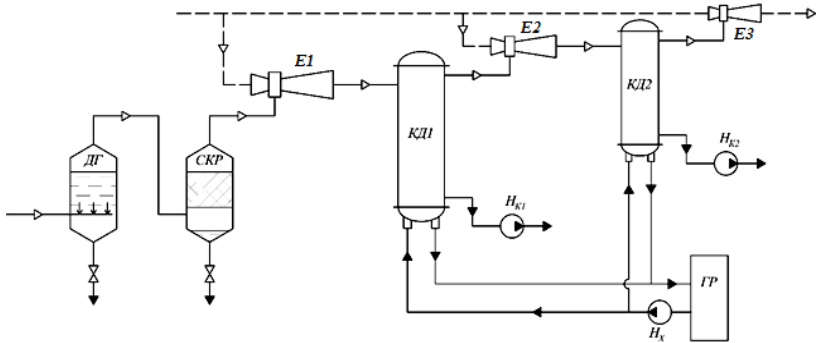


Рисунок 4.1 – Базова схема установки дезодорації рослинних олій: ДГ – дегазатор; СКР – скрублер; Е1, Е2, Е3 – пароструминні ежектори; КД1, КД2 – конденсатори; Н_{к1}, Н_{к2} – конденсаційні насоси; Н_х – насос холодоносія; ГР – градирня

Конденсація барботажною пари та розрахункові значення тисків між ступенями забезпечуються завдяки поданню охолоджувальної води, що циркулює в контурі холодоносія через градирню.

Запропоноване схемне рішення (рис. 4.2) дозволяє мінімізувати споживання котельної пари у вакуумній системі. Відкачування парогазової суміші забезпечують РПЕ, які працюють у складі вакуумного агрегата.

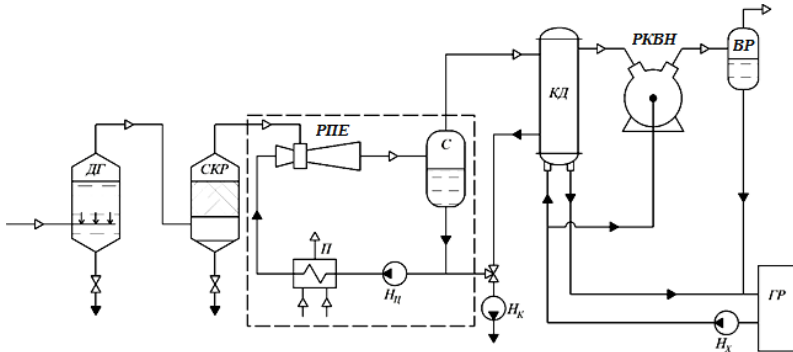


Рисунок 4.2 – Схема установки дезодорації рослинних олій на базі РПЕ: ДГ – дегазатор; СКР – скрублер; РПЕ – рідинно-паровий ежектор; С – сепаратор; Н_ц – насос циркуляційний; Н_к – насос конденсаційний; П – підігрівач; КД – конденсатор; РКВН – рідинно-кільцевий вакуум-насос; ВР – віддільник рідини; Н_х – насос холодоносія; ГР – градирня; - - - - межі вакуумного агрегата

Для конденсації парової фази потоку змішування після сепаратора й повернення робочої рідини в циркуляційний контур вакуумного агрегата передбачено конденсаторний блок, що складається з конденсатора, водокільцевого вакуум-насоса й системи охолодження оборотної води.

Застосування механічного вакуум-насоса як форвакуумного пристрою в цьому разі доцільно з позицій забезпечення більш високих показників енергоефективності вакуумної системи [101].

Застосування принципу СТК у розглянутій технології дезодорації принципово не виключає одноступеневе стиснення середовища, що вакуумується. Вибір числа ступенів стиснення й виду обладнання вимагає виконання розраху-

нків за певним оптимізаційним показником. Для заданих параметрів вакуумної системи (тиск у паровій порожнині дегазатора та масова витрата парогазової суміші) як критерію попередньої оптимізації може бути обрано величину коефіцієнта інжекції РПЕ. З одного боку, досягнення більш високих коефіцієнтів інжекції дозволяє знизити енергоспоживання для вакуумного агрегата та мінімізувати масогабаритні показники. З іншого боку, більш високим коефіцієнтам інжекції відповідають нижчі значення тисків змішування або істотне збільшення параметрів активного потоку рідини на вході до РПЕ.

На базі програмного комплексу розрахунку вакуумного агрегата, розробленого автором, було виконано розрахунки з оцінювання впливу ступеня підвищення тиску пасивного потоку в РПЕ на коефіцієнт інжекції та енергоефективність пристрою. На рисунку 4.3 подано цю залежність, що дозволяє виконувати вибір проміжного тиску між ступенями стиснення для системи вакуумування.

Для оцінювання енергетичної ефективності різних варіантів схемних рішень вакуумних систем із потоками теплоти та механічної роботи найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу. Під час визначення E_p та E_f (див. формулу (2.56)) для розглянутих вакуумних систем було взято деякі припущення, що дозволяють зробити істотні спрощення в обчисленнях, а саме:

– потоки конденсатів, які виводяться із системи в навколишнє середовище після конденсаційних насосів, з огляду на їхнє подальше невикористання як енергетичних джерел віднесено до ексергетичних втрат;

– такий підхід застосовують і для потоків парогазової суміші на виході з ежектора $EЗ$ для базової схеми й на виході з віддільника рідини за альтернативною схемою;

– тепловий потік, що передається в навколишнє середовище після градирні, також віднесений до категорії ексергетичних втрат;

– зміною ексергії натікань повітря нехтуємо.

З урахуванням вищеперелічених припущень для базової схеми маємо

$$E_P = \dot{m}_{б.п.} \cdot (e_{б.п.,вих} - e_{б.п.,вх}),$$

$$E_F = (\dot{m}_{к.п.})_e \cdot e_{к.п.,вх} + \sum N_{KH} + N_X + N_{BT}.$$

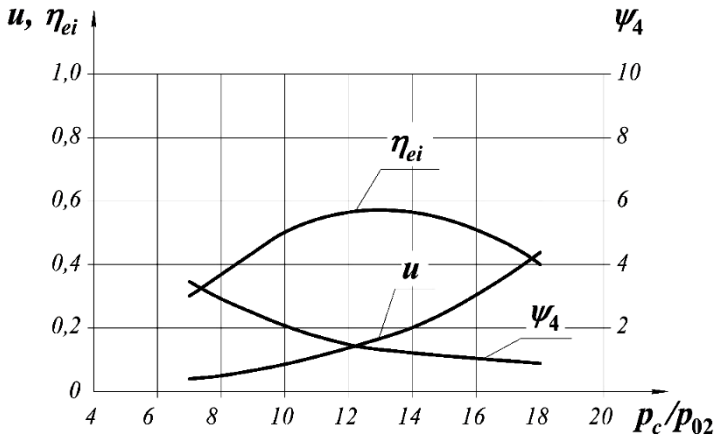


Рисунок 4.3 – Графік залежності ступеня перевиробництва пари ψ_4 , коефіцієнта інжекції u та ефективного ККД η_{ei} від величини підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} за умови $t_{01} = 121\text{--}149\text{ }^\circ\text{C}$, $p_{01} = 300\text{--}500\text{ кПа}$, $p_{02} = 5\text{ кПа}$

Для схеми з термокомпресією

$$E_P = \dot{m}_{б.п} \cdot (e_{б.п,вих} - e_{б.п,вх}),$$

$$E_F = (\dot{m}_{к.п})_{\Pi} \cdot e_{к.п,\Pi} + N_{КН} + N_{НЦ} + N_{ВН} + N_X + N_{ВТ},$$

де $\dot{m}_{б.п}$ – масова витрата барботажної пари;

$(\dot{m}_{к.п})_e$ – сумарна масова витрата котельної пари на ежектори базової схеми;

$(\dot{m}_{к.п})_{\Pi}$ – масова витрата котельної пари через підігрівач циркуляційного потоку;

$e_{б.п,вх}$, $e_{б.п,вих}$ – питома ексергія барботажної пари за умови виходу і входу до системи вакуумування;

$e_{к.п,вх}$ – питома ексергія котельної пари на вході до ежекторів базової схеми;

$e_{к.п,\Pi}$ – питома ексергія котельної пари на вході до підігрівача схеми з термокомпресією;

$\sum N_{КН}$ – сумарна потужність конденсаційних насосів для базової схеми;

$N_{КН}$ – потужність конденсатного насоса для схеми з термокомпресією;

N_X – потужність насоса холодоносія;

$N_{НЦ}$ – потужність насоса циркуляційного контуру для схеми з термокомпресією;

$N_{ВН}$ – потужність вакуум-насоса;

$N_{ВТ}$ – потужність вентилятора градирні.

Після ексергетичних перетворень зазначених величин для базової схеми одержимо

$$E_F = (\dot{m}_{к.п})_{п} \cdot [r_{к.п} - T_{о.с} \cdot (s''_{к.п} - s'_{к.п})] + \sum N_{кн} + N_X + N_{вТ}.$$

Для схеми з термокомпресією

$$E_F = (\dot{m}_{к.п})_e \cdot [r_{к.п} - T_{о.с} \cdot (s''_{к.п} - s'_{к.п})] + N_{кн} + N_{нц} + N_{вн} + N_X + N_{вТ},$$

де $r_{к.п}$ – питома теплота пароутворення (конденсації) котельної пари за температури $T_{к.п.}$;

$T_{к.п}$ – температура котельної пари на вході до ежектора;

$T_{о.с}$ – температура навколишнього середовища;

$s''_{к.п}$ – питома ексергія котельної пари у стані сухої насиченої пари;

$s'_{к.п}$ – питома ексергія котельної пари у стані рідини.

Результати розрахунку режимних та енергетичних параметрів за порівняльними схемами наведено в таблиці 4.1, ексергетичні показники – у таблиці 4.2.

Таблиця 4.1 – Режимні та енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ пор.	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	із СТК
1	Початковий тиск у системі вакуумування, <i>кПа</i>	5	5
2	Тиск усмоктування вакуум-насоса, <i>кПа</i>	–	66
3	Тиск котельної пари, <i>кПа</i>	1000	1000

Продовження таблиці 4.1

№ пор.	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	із СТК
4	Температура котельної пари, °C	180	180
5	Масова витрата котельної пари, кг/год	910	73
6	Масова витрата барботажної пари, кг/год	180	180
7	Масова витрата холодоносія, кг/год	35 631	20 043
8	Споживана потужність конденсаційних насосів, кВт	0,37	0,1
9	Споживана потужність насоса холодоносія, кВт	4,27	2,7
10	Споживана потужність насоса циркуляційного контуру, кВт	–	0,1
11	Споживана потужність вакуум-насоса, кВт	–	1,5
12	Споживана потужність вентилятора градирні, кВт	3,46	3,1

Таблиця 4.2 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ пор.	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	із СТК
1	Ексергія потоку палива, кВт	210,5	69,2
2	Ексергія потоку продукту, кВт	17,97	17,97
3	Ексергетична ефективність	0,085	0,26

За результатами ексергетичного аналізу бачимо, що енергоефективність схеми з термокомпресією у 3,05 рази вище, ніж для базової схеми дезодорації олій.

Більш точну оптимізацію вакуумної системи для установки дезодорації олій може бути виконано на базі термoeкономічного аналізу за методикою Дж. Тсатсароніса, що враховує економічну модель для показника оптимізації у вигляді величини ексергетичної вартості продукту системи.

4.2. Ежектування насиченої водяної пари

Як базову схему випарної установки розглянуто двокорпусну випарну систему для виробництва згущеного молока типу Віганд-4000, подану на рисунку 4.4 у спрощеному варіанті. До складу установки входить пароструминний ежектор, який реалізує рекомпресію необхідної частини вторинної пари, що утворюється в першому корпусі.

Необхідних параметрів пари, що гріє, для випарного апарата *BA1* досягають за допомогою стиснення (рекомпресії) вторинної пари в пароструминному ежекторі *E*, що працює зі споживанням котельної пари для створення струменя активного потоку з енергією, достатньою для реалізації зазначеної рекомпресії.

Після ежектора потік змішування розділяється на екстрапари для третього підігрівача молока з масовою витратою \dot{m}_{EE} і на основний потік для нагрівальної порожнини випарного апарата *BA1* із масовою витратою $\dot{m}_{Г1}$.

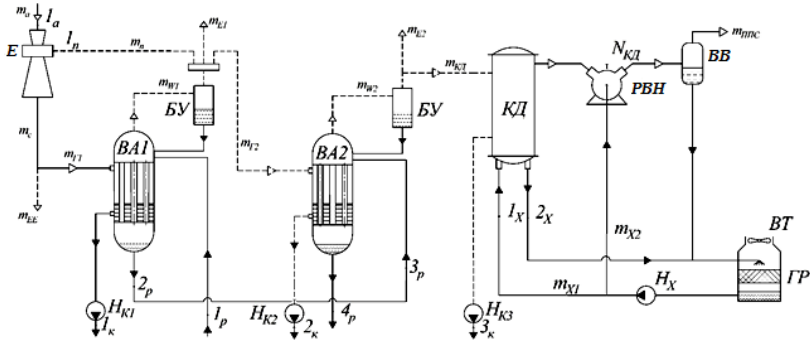


Рисунок 4.4 – Базова схема випарної установки:

E – парострумний ежектор; *РВН* – рідинно-кільцевий вакуум-насос; *ВА1*, *ВА2* – випарні апарати;
БУ – бризковловлювач; *КД* – конденсатор;
Н_{к1}, *Н_{к2}*, *Н_{к3}* – конденсаційні насоси;
ВВ – водовіддільник; *Н_х* – насос холодоносія; *ГР* – градирня;
ВТ – вентилятор градирні

Вторинна пара (випар), що утворюється у випарному апараті *ВА1*, після бризковловлювача *БУ* поділяється на три потоки:

- як пасивний потік ежектора з масовою витратою $\dot{m}_{\Gamma 1}$;
- на нагрівальний потік другого корпусу з масовою витратою $\dot{m}_{\Gamma 2}$;
- у вигляді екстрапари першого корпусу, який використовують у другому теплообміннику для підігрівання розчину, що випарюється, з масовою витратою \dot{m}_{E1} .

Як було зазначено, частина вторинної пари після *BA1* з температурою 70°C надходить, зі свого боку, до нагрівальної порожнини випарного апарату *BA2*, унаслідок чого розчин упарюють до кінцевої концентрації. Одержана у випарному апараті *BA2* вторинна пара розділяється на два потоки. Основний потік із масовою витратою \dot{m}_{KD} надходить до конденсатора, а другий – у вигляді екстрапари з масовою витратою \dot{m}_{E2} і температурою 50°C – також використовується для попереднього підігрівання розчину.

Потік змішування після ежектора надходить до нагрівальної порожнини випарного апарату *BA1*, і завдяки надлишку теплоти від потоку змішування забезпечується у *BA1* одержання вторинної пари, необхідної для пасивного потоку ежектора, нагрівального потоку, що йде у випарний апарат *BA2*, екстрапари першого корпусу, яка використовується в теплообміннику для підігрівання упарюваного розчину.

Частина вторинної пари після *BA1* з температурою 70°C надходить, зі свого боку, до нагрівальної порожнини випарного апарату *BA2*, унаслідок чого розчин упарюють до кінцевої концентрації. Одержувана у *BA2* вторинна пара розділяється на два потоки. Основний потік надходить до конденсатора *КД*, а другий є екстрапарою з температурою 50°C і також використовується з метою попереднього підігрівання розчину.

Наявність конденсатора *КД* після випарного апарату *BA2* є необхідним пристроєм для підтримання вакууму у випарній установці. Конденсація вторинної пари після ви-

парного апарата *BA2* забезпечується завдяки теплообміну з охолоджувальною водою, що надходить до конденсатора *КД* із градирні *ГР* за допомогою насоса холодоносія *Н_х*.

Зважаючи на наявність у вторинній парі після випарного апарата *BA2* газів, насамперед від розчиненого і всмоктуваного повітря, парова порожнина конденсатора *КД* з'єднана із всмоктувальною лінією вакуум-насоса *РВН*. Для вакуум-насоса рідинно-кільцевого типу передбачено циркуляцію охолоджувального середовища через робочу порожнину вакуум-насоса, водовіддільник і холодильну машину. Отже, система оборотного водопостачання забезпечує паралельне розведення холодоносія через конденсатор і вакуум-насос.

Наявність вакууму в обох випарних апаратах потрібно для відкачування конденсатів установки відповідних конденсатних насосів. Необхідно відзначити, що потоки конденсатів у нагрівальних камерах корпусів також використовуються для нагрівальних цілей (на схемі не подано). З огляду на різницю температур випаровування за корпусами перепускання розчину з першого ступеня на другий відбувається також через теплообмінник підігрівання розчину.

Енергоспоживання для функціонування базової схеми випарної установки має такі два види:

- теплота, яка підводиться з котельною парою, що надходить в ежектор;
- електроенергія на привід гідравлічних насосів, вакуум-насоса й компресора холодильної машини.

Розглядаючи випарну установку в межах, поданих на рисунку 4.4, формалізована схема ексергетичних перетворень має вигляд, зображений на рисунку 4.5.

Згідно з положеннями ексергетичного аналізу за Дж. Тсатсаронісом маємо:

– ексергію потоку палива системи

$$E_{F,tot} = (E_{1A} - E_{1'A}) + \sum N_H + N_{BH} + N_{BT};$$

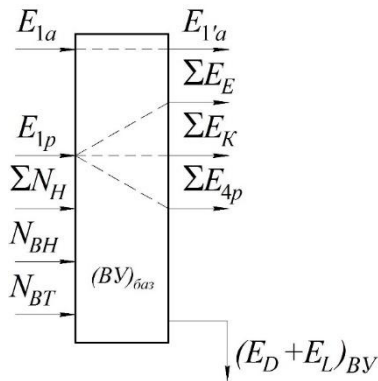


Рисунок 4.5 – Схема ексергетичних перетворень у базовій випарній установці

– ексергію потоку продукту системи

$$E_{P,tot} = \sum E_E + \sum E_K + (E_{4p} - E_{1p});$$

– ексергетичну ефективність базової установки

$$E_{BY}^{баз} = \frac{E_{P,tot}}{E_{F,tot}},$$

де E_{1A} – ексергія потоку котельної пари на вході в ежектор;

$E_{1'A}$ – ексергія потоку конденсату котельної пари за температури $t_{1'A} = t_c$;

$\sum E_E = E_{EE} + E_{E1} + E_{E2}$ – сума ексергій потоків екстра-парів після ежектора й випарних апаратів $BA1$ та $BA2$;

$\sum E_E = E_{E1} + E_{E2} + E_{E3}$ – сума ексергій потоків конденсатів після випарних апаратів і конденсатора;

E_{1p}, E_{4p} – ексергії потоків розчину на вході та на виході з випарної установки;

$\sum N_H$ – сумарна споживана потужність привода насосів;

N_{BH} – споживана потужність привода вакуум-насоса;

N_{BT} – споживана потужність привода вентилятора градирні;

$E_D + E_L$ – сума деструкції ексергії та втрат ексергії в цій системі.

Для розрахунку ексергії рідких нестисливих середовищ використовують рівняння

$$e_f = \tilde{c}_f \cdot (t_f - t_{o.c}) + (p_f - p_{o.c}) \cdot v_f - T_{o.c} \cdot \tilde{c}_f \cdot \ln \frac{T_f}{T_{o.c}},$$

де індекс f характеризує стан рідини;

\tilde{c}_f – середня питома теплоємність рідини в інтервалі температур T_f та $T_{o.c}$;

$p_{o.c}, T_{o.c}$ – розрахункові значення тиску й температури навколишнього середовища;

v_f – питома об'єм рідини за температури T_f .

Визначення питомої роботи насосів відбувається за рівнянням

$$l_H = \frac{\Delta p_H \cdot v_f}{\eta_H},$$

де Δp_H – приріст тиску рідини в насосі;
 η_H – ККД насоса.

Потужність, яка підводиться до двигуна насоса

$$N_H = \frac{\dot{m}_f \cdot l_H}{\eta_{дв}},$$

де \dot{m}_f – масова витрата рідини через насос;
 $\eta_{дв}$ – ККД приводного двигуна насоса.

Результати розрахунків ексергетичної ефективності базової схеми зведено до таблиці 4.3.

Принципову схему енергозберігальної установки подано на рисунку 4.6. За цією схемою генерація нагрівальної пари для випарного апарата *BA1* забезпечується за допомогою рекомпресії вторинної пари вакуумним агрегатом. Пасивний потік для РПЕ формується із вторинної пари першого і другого корпусів.

Необхідність рекомпресії пари після випарного апарата *BA2* обумовлено вимогами балансу масової витрати пари, що гріє, і вторинної пари у випарному апараті *BA1*.

Необхідні параметри активного потоку РПЕ забезпечуються завдяки енергії, що підводиться в циркуляцій-

ному насосі і підігрівачі, установлених у циркуляційному контурі рідкої фази робочої речовини.

Потік змішування після РПЕ перебуває у стані насиченої пари з низьким значенням паровмісту ($x_4 < 0,5$), у зв'язку з чим необхідна сепарація зазначеного потоку перед його входом до нагрівальної порожнини випарного апарата. Після сепаратора також здійснюється відбір екстрапари, як і в базовій схемі після пароструминного ежектора.

Таблиця 4.3 – Режимні параметри компонентів випарної установки

№ пор.	Параметр	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4	5
1	Споживана потужність конденсаційних насосів	N_{HK1}	кВт	0,25
		N_{HK2}	кВт	0,12
		N_{HK3}	кВт	0,10
2	Теплове навантаження на конденсатор	\dot{Q}_{KD}	кВт	676,3
3	Масова витрата холодоносія через конденсатор	\dot{m}_{X1}	кг/с	54,13
4	Об'ємна продуктивність вакуум-насоса за умови всмоктування	\dot{V}_{BH}	м ³ /хв	4,02

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
5	Масова витрата холодоносія через вакуум-насос	\dot{m}_{X2}	кг/с	0,2
6	Споживана потужність вакуум-насоса	N_{BH}	кВт	7,25
7	Об'ємна витрата холодоносія через насос	\dot{V}_{HX}	м ³ /ч	195
8	Споживана потужність насоса холодоносія	N_{HX}	кВт	17,2
9	Об'ємна продуктивність вентилятора градирні	\dot{V}_{BT}	м ³ /с	95
10	Споживана потужність вентилятора градирні	N_{BT}	кВт	41,1

Стаціонарність масової витрати активного потоку забезпечується завдяки поверненню в циркуляційний контур конденсату після випарного апарата *BA1* і конденсату екстрапари після підігрівача молока (на схемі не подано). Частина конденсату після нагрівальної порожнини випарного апарата *BA1* відводиться за допомогою конденсаційного насоса N_{K1} , який також виконує функцію гідравлічного затвора для підтримання вакууму в нагрівальній порожнині випарного апарата *BA1*.

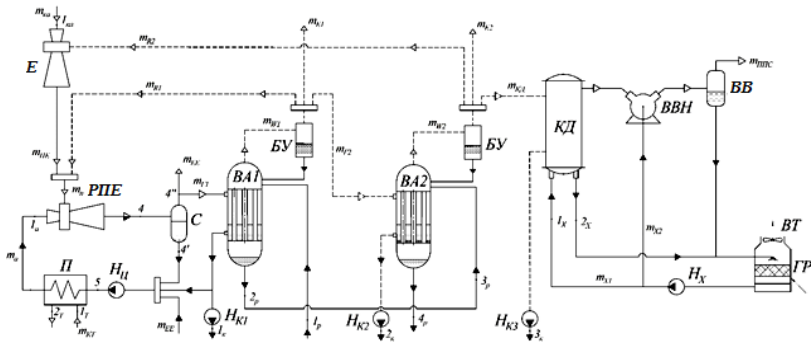


Рисунок 4.6 – Схема двокорпусної випарної установки з рекомпресією вторинної пари РПЕ:

Е – пароструминний ежектор; *ВВН* – водокільцевий вакуум-насос; *ВА1*, *ВА2* – випарні апарати;
БУ – бризковловлювач; *КД* – конденсатор;

Н_{К1}, *Н_{К2}*, *Н_{К3}* – конденсаційні насоси; *ВВ* – водовідділювач;

Н_Х – насос холодоносія; *ГР* – градирня;

ВТ – вентилятор градирні; *РПЕ* – рідинно-паровий ежектор;

Н_Ц – насос циркуляційний; *П* – підігрівач; *С* – сепаратор

Підігрівач для активного потоку може являти собою теплогенератор або теплообмінник зі споживанням зовнішнього теплоносія. Під час виконання розрахунків за цією схемою як теплоносій було взято котельну пару, передбачену для роботи пароструминного ежектора в базовій установці.

Для ежекції вторинної пари після випарного апарата *ВА2* може бути використано ежектор базової схеми, або спроектовано і встановлено новий. Унаслідок відбирання вторинної пари після випарного апарата *ВА2* на рекомпре-

сії знижується навантаження на конденсатор і систему оборотного водопостачання.

Завданням оптимізації режимних параметрів РПЕ є забезпечення максимального коефіцієнта ежекції для створення необхідного приросту термічних параметрів вторинної пари.

Під час роботи цього ежектора часто наявне перевиробництво пари внаслідок релаксаційного пароутворення порівняно з масою ежектованого потоку. Отже, необхідно виконати розрахунок і аналіз такої функціональної залежності

$$u = f\left(\frac{p_3}{p_{w1}}, \psi_4\right), \quad (4.1)$$

де p_3 – тиск потоку змішування, який забезпечує необхідні параметри в нагрівальній камері першого корпусу;

p_{w1} – тиск вторинної пари в першому корпусі;

$\psi_4 = \dot{m}_4'' / \dot{m}_п$ – коефіцієнт перевиробництва пари;

$\dot{m}_4'' = \dot{m}_{Г1} + \dot{m}_{ЕЕ}$ – масова витрата парової фази у складі потоку змішування (стан 4'').

На базі математичної моделі робочого процесу РПЕ, поданої в цій роботі, було виконано числові дослідження функціональної залежності (4.1) під час варіювання початкових параметрів активного потоку на вході в РПЕ. На рисунку 4.7 подано зв'язок режимних параметрів РПЕ в інтервалі оптимальних значень для цієї випарної установки.

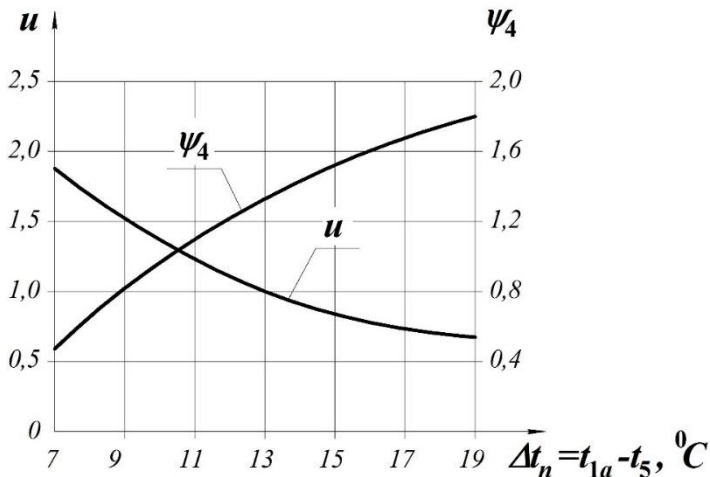


Рисунок 4.7 – Режимні параметри РПЕ для умов $p_{1a} = 1-1,2$ бар, $t_{1a} = 92-104$ °C, $p_n = 0,311$ бар

Розрахунок режимних параметрів випарної установи з РПЕ передбачає рівність масових витрат, тисків і температур основних потоків як для базової схеми, так і для альтернативної

$$\dot{m}_{\Gamma 1} = \dot{m}_{\Gamma 1}^{\text{баз}}, \dot{m}_{\Gamma 2} = \dot{m}_{\Gamma 2}^{\text{баз}}, \dot{m}_{EE} = \dot{m}_{EE}^{\text{баз}}, \dot{m}_{E1} = \dot{m}_{E1}^{\text{баз}},$$

$$\dot{m}_{E2} = \dot{m}_{E2}^{\text{баз}}.$$

Ці умови також призводять до рівності масових витрат потоків вторинної пари після випарного апарата *BA1*, що йдуть на рекомпресію, тобто

$$\dot{m}_{R1} = \dot{m}_{\Pi}^{\text{баз}}.$$

Для визначення кількості пари, що інжектуються до РПЕ з другого випарного апарата, необхідно знати показник перевиробництва пари в РПЕ ψ_4

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE}}{\dot{m}_{\Pi}}$$

Зі свого боку, можна записати

$$\dot{m}_{\Pi} = \dot{m}_{\Pi E} + \dot{m}_{R1}, \dot{m}_{\Pi E} = \dot{m}_{R2} \cdot \frac{u_{\Pi E} + 1}{u_{\Pi E}}$$

Звідси

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE}}{\dot{m}_{R2} \cdot \frac{u_{\Pi E} + 1}{u_{\Pi E}} + \dot{m}_{R1}}$$

або

$$\dot{m}_{R2} = \frac{\dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE} - \psi_4 \cdot \dot{m}_{R1}}{\psi_4 \cdot \frac{u_{\Pi E} + 1}{u_{\Pi E}}}$$

Формалізовану схему ексергетичних перетворень для випарної установки з РПЕ подано на рисунку 4.8.

Для цієї схеми ексергію потоку палива і продукту можна записати у вигляді таких виразів:

$$E_{F,tot} = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1K} - E_{1'K}) + N_{\text{НЦ}} + \sum N_{\text{Н}} + N_{\text{ВН}} + N_{\text{ВТ}},$$

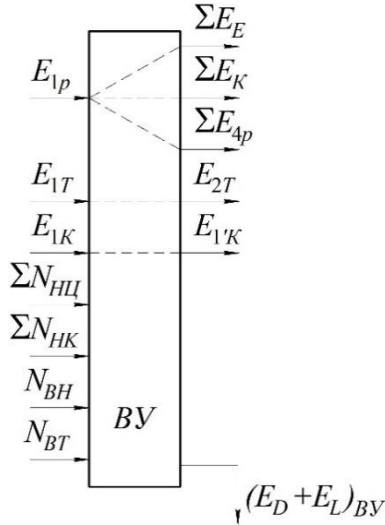


Рисунок 4.8 – Схема ексергетичних перетворень у випарній установці з РПЕ

$$E_{p,tot} = \sum E_E + \sum E_K + (E_{4p} - E_{1p}),$$

де $\sum E_E = \Delta E_{EE} + E_{E1} + E_{E2}$;

$$\Delta E_{EE} = \dot{m}_{EE} \cdot [r(t_4) - T_{o.c} \cdot (s'_4 - s''_4)];$$

$E_{1'K}$ – ексергія потоку конденсату котельної пари за температури $t_{1'K} = t_c$.

Показники порівняння базового та енергозберігального варіантів випарної установки наведено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Показники порівняння

№ пор.	Показник	Позначення	Розмірність	Базова ВУ	ВУ з РПЕ		
					$\psi_4 = 1,2$	$\psi_4 = 1,4$	$\psi_4 = 1,6$
1	Масова витрата котельної пари	$m_{\text{кот}}$	кг/год	1550	688,5	515	375,2
2	Сумарна електрична потужність привода обладнання	$\sum N$	кВт	66,02	41,05	49,17	55,17
3	Коефіцієнт перетворення ВА	$\text{COP}_{\text{ВА}}$	–	51,25	51,25	34,86	30,81
4	Ексергетична ефективність випарної установки	$(\epsilon_{\text{ек}})_{\text{ВУ}}$	–	0,1286	0,372	0,297	0,238

За результатами ексергетичного аналізу бачимо, що застосування РПЕ, який працює за принципом СТК, у вакуумних випарних установках дозволяє зменшити споживання котельної пари у 2,25–4,1 раза, що дозволяє підвищити ефективність такої установки в 1,85–2,89 раза. Більш високих показників ефективності можна досягти в разі реконструкції двокорпусної випарної установки на однокорпусну.

4.3. Ежектування пароповітряної суміші

Як базову установку розглянуто автономну електро-станцію на базі газотурбінного двигуна з паровим утилізаційним блоком ПГУ-20. Для видалення пароповітряної суміші з конденсатора паротурбінного контуру передбачено застосування двоступеневого ежекторного агрегата, що працює на технологічній парі (рис. 4.9). Паротурбінна «надбудова» газотурбінного двигуна реалізована на обмежені параметри водяної пари, що генерується, і на застосування осерадіальної парової турбіни. Остання обставина обумовлює підтримання більш високих тисків конденсації, ніж це прийнято для установок з осьовими турбоагрегатами. Розрахунковий рівень зазначеного тиску – 12 кПа, а в експлуатаційних режимах він є в межах 17–20 кПа.

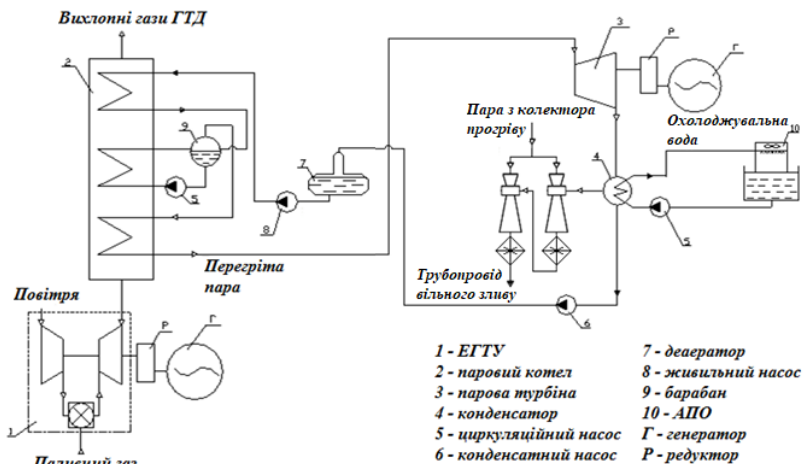


Рисунок 4.9 – Базова схема відкачування пароповітряної суміші із застосуванням пароструминного ежектора

Пропоноване схемне рішення застосування вакуумного агрегата на базі РПЕ дозволяє замінити двоступеневий пароструминний ежектор на одноступеневий рідинно-паровий (рис. 4.10) з більш досконалим циклом перетворення енергії і високим ексергетичним ККД, що сприяє значному зменшенню споживання котельної пари і зниженню початкових параметрів робочого середовища активного потоку на вході до апарата.

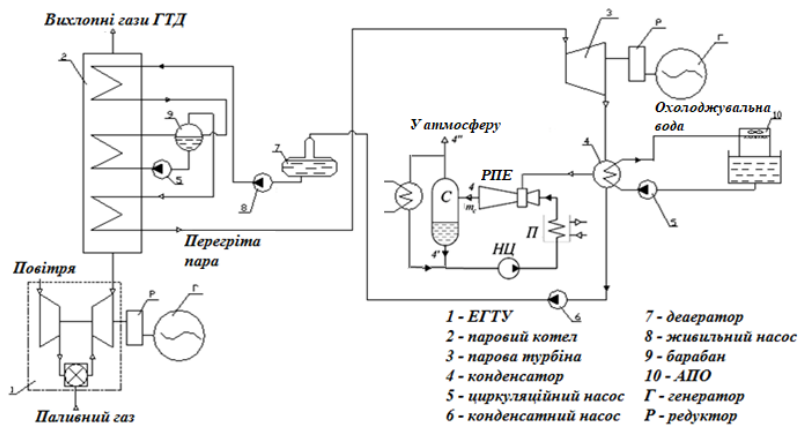


Рисунок 4.10 – Схема відкачування пароповітряної суміші на базі РПЕ: РПЕ – рідинно-паровий ежектор; С – сепаратор; НЦ – циркуляційний насос; П – теплообмінник-підігрівач

Оптимізаційним параметром під час ексергетичного аналізу є різниця температур активного потоку на вході до РПЕ й рідкої фази на виході із сепаратора Δt_n , що визначає навантаження й витрату котельної пари на теплообмінник-

підігрівач. На базі математичної моделі робочого процесу РПЕ, поданої в цій роботі, було виконано числові дослідження впливу цієї величини на показники ефективності робочого процесу під час варіювання початкових параметрів робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ.

На рисунку 4.11 подано зв'язок режимних параметрів РПЕ в інтервалі оптимальних значень для цієї випарної установки.

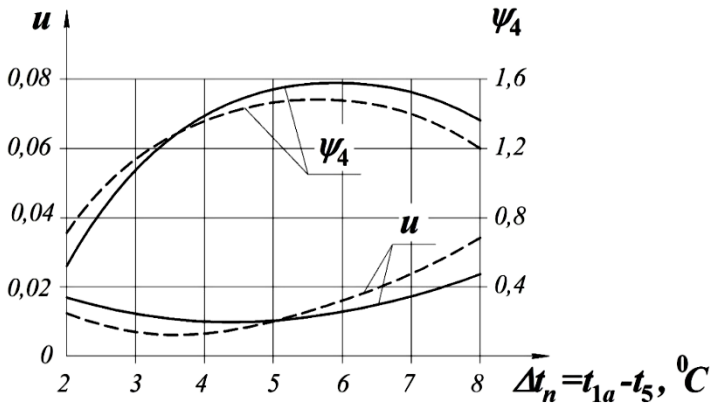


Рисунок 4.11 – Режимні параметри РПЕ для умов:
 $p_{1a} = 1,5-2,5$ бар, $t_{1a} = 92-104$ °C: ———— — $p_n = 0,17$ кПа,
 - - - - - $p_n = 0,2$ кПа

Ексергетичну ефективність у межах системи, яка не містить котел-утилізатор, турбіну й конденсатор, записують в такому вигляді.

Для базової схеми:

– ексергія потоку продукту (під час ежектування повітря)

$$E_{P \text{ баз}} = E_{4B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{4B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (під час ежектування пароповітряної суміші)

$$E_{P \text{ баз}} = E_{4 \text{ ПВС}} - E_{1 \text{ ПВС}} = \dot{m}_{\text{ПВС}} \cdot (e_{4 \text{ ПВС}} - e_{1 \text{ ПВС}});$$

– ексергія потоку палива

$$E_{F \text{ баз}} = E_{1n} - E_{4n} = \dot{m}_n \cdot (e_{1n} - e_{4n}).$$

Для схеми на базі РПЕ:

– ексергія потоку продукту (під час ежектування повітря)

$$E_{P \text{ РПЕ}} = E_{5B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{5B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (під час ежектування пароповітряної суміші)

$$E_{P \text{ РПЕ}} = E_{5 \text{ ПВС}} - E_{1 \text{ ПВС}} = \dot{m}_{\text{ПВС}} \cdot (e_{5 \text{ ПВС}} - e_{1 \text{ ПВС}});$$

– ексергія потоку палива

$$E_{F \text{ РПЕ}} = (E_{1T} - E_{2T}) + N_H = \dot{m}_T \cdot (e_{1T} - e_{2T}) + N_H,$$

де E_{1B} (e_{1B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на вході до ежектора;

E_{4B} (e_{4B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з пароструминного ежектора;

$E_{1n} (e_{1n})$ – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до ежектора;

$E_{4n} (e_{4n})$ – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з ежектора;

$E_{5B} (e_{5B})$ – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з РПЕ;

\dot{m}_B – масова витрата повітря;

\dot{m}_n – масова витрата котельної пари;

$\dot{m}_{\text{ПВС}}$ – масова витрата пароповітряної суміші;

$E_{1\text{ПВС}} (e_{1\text{ПВС}})$ – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$E_{4\text{ПВС}} (e_{4\text{ПВС}})$ – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з ежектора;

$E_{5\text{ПВС}} (e_{5\text{ПВС}})$ – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з РПЕ;

\dot{m}_T – масова витрата котельної пари через теплообмінник-підігрівач;

$E_{1T} (e_{1T})$ – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача;

$E_{1T} (e_{1T})$ – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача;

N_H – споживана потужність циркуляційного насоса.

Після ексергетичних перетворень для базової схеми маємо:

– під час ежектування повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_B \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{4B} - T_{1B}) - T_{o.c} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{4B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{p_{4B}}{p_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot [(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c} \cdot (s_{1n} - s_{4n})]};$$

– під час ежектування пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{\text{ПВС}} \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{4 \text{ ПВС}} - T_{1 \text{ ПВС}}) - T_{o.c} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{4 \text{ ПВС}}}{T_{1 \text{ ПВС}}} - R \cdot \ln \frac{p_{4 \text{ ПВС}}}{p_{1 \text{ ПВС}}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot [(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c} \cdot (s_{1n} - s_{4n})]},$$

де \tilde{c}_p – питома теплоємність повітря або пароповітряної суміші за середньої температури;

T_{1B} – температура повітря на вході до пароструминного ежектора;

T_{4B} – температура повітря на виході з пароструминного ежектора;

$T_{o.c}$ – температура навколишнього середовища;

p_{1B} – тиск повітря на вході до пароструминного ежектора;

p_{4B} – тиск повітря на виході з пароструминного ежектора;

R – газова стала повітря (пароповітряної суміші) за середньої температури;

h_{1n} – ентальпія котельної пари на вході до пароструминного ежектора;

h_{4n} – ентальпія котельної пари на виході з пароструминного ежектора;

s_{1n} – ентропія котельної пари на вході до пароструминного ежектора;

s_{4n} – ентропія котельної пари на виході з пароструминного ежектора;

$T_{1 \text{ ПВС}}$ – температура пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$T_{4 \text{ ПВС}}$ – температура пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора;

$p_{1 \text{ ПВС}}$ – тиск пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$p_{4 \text{ ПВС}}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора.

Для схеми з термокомпресією:

– під час ежекування повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_B \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5B} - T_{1B}) - T_{o.c} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{p_{5B}}{p_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[(T_{1T} - T_{2T}) - T_{o.c} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]};$$

– під час ежекування пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{\text{ПВС}} \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5 \text{ ПВС}} - T_{1 \text{ ПВС}}) - T_{o.c} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5 \text{ ПВС}}}{T_{1 \text{ ПВС}}} - R \cdot \ln \frac{p_{5 \text{ ПВС}}}{p_{1 \text{ ПВС}}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[(T_{1T} - T_{2T}) - T_{o.c} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

де T_{5B} – температура повітря на виході з РПЕ;

p_{5B} – тиск повітря на виході з РПЕ;

\tilde{c}_T – питома теплоємність котельної пари за середньої температури;

T_{1T} – температура котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача;

T_{2T} – температура котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача;

p_{1T} – тиск котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача;

p_{2T} – тиск котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача;

ρ_T – густина котельної пари за середньої температури в теплообміннику-підігрівачі;

$T_{5 \text{ ПВС}}$ – температура пароповітряної суміші на виході з РПЕ;

$p_{5 \text{ ПВС}}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з РПЕ.

Результати розрахунку режимних та енергетичних параметрів за порівняльними схемами наведено в таблиці 4.5, ексергетичні показники – у таблиці 4.6.

Проаналізувавши одержані результати порівняння базової схеми відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни й пропонуваної схеми на базі РПЕ, що працює за принципом СТК, можна зробити висновок про те, що впровадження нової схеми є доцільним, оскільки вона дозволяє в десятки разів зменшити споживання котельної пари, що використовується в базовому варіанті для активного потоку пароструминного ежектора, знизити початкові параметри робочого середовища активного потоку й підвищити ефективність в 1,91–2,88 раза.

Таблиця 4.5 – Режимні та енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ пор.	Найменування показника	Варіант схеми					
		базовий			з РПЕ		
1	Початковий тиск у системі вакуумування, <i>бар</i>	0,2	0,17	0,17	0,2	0,17	0,17
2	Тиск котельної пари, <i>бар</i>	9	9	9	1,6	1,6	1,6
3	Температура котельної пари, $^{\circ}\text{C}$	210	210	210	104	104	104
4	Масова витрата котельної пари, <i>кг/с</i>	441	420	448	1,359	1,26	1,489
5	Масова витрата повітря, <i>кг/с</i>	49	42	28	49	42	28
6	Масова витрата пари, <i>кг/с</i>	–	–	25	–	–	25
7	Питома потужність циркуляційного насоса, <i>кВт</i>	–	–	–	0,09	0,09	0,09

Таблиця 4.6 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ пор.	Найменування показника	Варіант схеми					
		базовий			з РПЕ		
1	Ексергія потоку палива, <i>кВт</i>	292,6	274,3	297,2	61,97	59,01	62,95
2	Ексергія потоку продукту, <i>кВт</i>	72,56	86,91	93,05	37,18	39,33	44,86
3	Ексергетична ефективність	0,248	0,317	0,313	0,599	0,667	0,713

Для визначення подальших способів і напрямів підвищення ефективності випарних установок необхідно провести термoeкономічний аналіз.

4.4. Загальні вказівки щодо вибору режимних параметрів вакуумного агрегата на базі рідинно-парового ежектора для використання його у вакуумних установках

Під час вибору режимних параметрів вакуумного агрегата на базі РПЕ необхідно, насамперед, досягти максимального значення його ексергетичної ефективності. Для цього потрібно мінімізувати навантаження на теплообмінник-підігрівач і знизити потужність циркуляційного насоса зі збереженням високих значень ККД вакуумного агрегата.

Навантаження на теплообмінник-підігрівач із боку холодного теплоносія визначається різницею між температурою рідини на вході до сопла активного потоку РПЕ й температурою рідкої фази на виході із сепаратора Δt_n і масовою витратою робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ, визначених у подальшому як коефіцієнт інжекції апарата. З боку гарячого теплоносія навантаження визначається масовою витратою котельної пари, необхідної для нагрівання робочої рідини активного потоку.

Щоб зменшити навантаження з боку холодного теплоносія, необхідно мінімізувати величину нагрівання рідини, що подається до сопла активного потоку РПЕ. Як бачимо з рисунка 4.7, за умови $\Delta t_n = 10 - 16$ °C наявна найбільша ефективність вакуумного агрегата. Ступінь перевиробництва пари є на рівні $\psi_4 = 1,1 - 1,6$, а коефіцієнт інжекції

$u = 0,75 - 1,3$. Подальше збільшення температури недоцільно, оскільки спричиняє зростання ψ_4 , що призводить до збільшення кількості, яка підлягає поверненню в циркуляційний контур рідини, необхідної для збереження величини масової витрати робочої рідини активного потоку.

Як довели численні дослідження, застосування вакуумного агрегата на базі РПЕ дозволяє значно знизити споживання котельної пари, що, зі свого боку, дозволяє зменшити ексергію потоку палива й підвищити ефективність процесу нагрівання рідини в теплообміннику-підігрівачі.

Споживана потужність циркуляційного насоса залежить від напору й подачі, створюваного ним. Напір циркуляційного насоса визначається величиною тиску робочої рідини на вході до сопла активного потоку. Застосування РПЕ дає можливість перейти на помірні початкові параметри на вході до ежектора, що дозволяє зменшити відношення тиску рідини на вході до сопла активного потоку до тиску рідини на виході із сепаратора p_a/p_4 . Подача циркуляційного насоса визначається масовою витратою робочої рідини активного потоку, яка, зі свого боку, визначається коефіцієнтом інжекції РПЕ. З рисунка 4.7 бачимо, що за умови ступеня перевиробництва пари $\psi_4 = 1,1 - 1,6$ коефіцієнт інжекції ϵ на рівні $u = 0,75 - 1,3$. З цього можна зробити висновок, що масова витрата активного потоку дорівнює $\dot{m}_a = (0,75 - 1,3) \cdot \dot{m}_n$.

Отже, для оптимального режиму роботи вакуумного агрегата на базі РПЕ необхідно здійснити правильний вибір таких параметрів його елементів:

1. Вибрати температуру робочої рідини активного потоку T_{01} :

а) з урахуванням температури рідини на виході із сепаратора T_4 , щоб мінімізувати навантаження на теплообмінник-підігрівач;

б) беручи до уваги ступінь перевиробництва пари ψ_4 і коефіцієнт інжекції u , що визначає масову витрату робочої рідини активного потоку в циркуляційному контурі вакуумного агрегата й витрату котельного пара через теплообмінник-підігрівач, необхідний для нагрівання рідини до температури T_{01} .

2. Вибрати тиск робочої рідини активного потоку p_{01} з урахуванням тиску рідини на виході із сепаратора p_4 , щоб мінімізувати тиск, створюваний циркуляційним насосом.

3. Якщо вакуумний агрегат є багатоступеневим або застосовується в комбінації з іншими вакуумними насосами, то вибір тиску між ступенями необхідно робити з обліку максимальної ефективності кожного ступеня, як подано на рисунку 4.3.

Висновки до розділу 4

У розділі розраховано прогнозовану ексергетичну ефективність вакуумних установок на базі РПЕ, робочий процес якого ґрунтується на принципі СТК. Розглянуті схеми відрізняються відкачуваними потоками – насичена й перегріта водяна пара або пароповітряна суміш.

Аналіз розрахункових параметрів базових циклів і циклів із використанням вакуумного агрегата, до складу

якого входить РПЕ, свідчить про перспективність розроблених установок, оскільки за помірних початкових параметрів робочої пари і значного спрощення конструкції та вартості основного устаткування досягають зниження витрати палива підвищується рівень енергоефективності установки й екологічної чистоти виробництва.

Зміст розділу викладено в таких наукових публікаціях автора: «Оценка энергетической эффективности жидкостно-парового струйного эжектора, применяемого для создания вакуума в металлургии» [98], «Оценка энергоэффективности вакуумной установки на базе жидкостно-парового струйного эжектора» [101], «Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок» [104], «Применение жидкостно-парового эжектора для откачивания паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины» [128], «The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems» [75] та «Application of jet thermal compression for increasing the efficiency of vacuum systems» [74].

ВИСНОВКИ

У монографії виконано науково-технічне завдання, що полягає у визначенні закономірностей впливу термодинамічних і геометричних параметрів на ефективність робочого процесу сопла активного потоку, характеру процесів змішування й РПЕ загалом, що дозволило удосконалити вакуумні агрегати на базі РПЕ.

Реалізація мети й завдань дослідження дає підстави зробити такі висновки.

1. Розроблено математичну модель розрахунку робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата, що дозволяє визначити параметри ефективності як окремих елементів, так і апарата загалом, яка враховує:

а) розширення робочої рідини активного потоку у вихідному перерізі сопла до тисків, нижчих за атмосферний;

б) перехід на більш низькі значення початкових параметрів робочої рідини активного потоку ($p_{01} = 3 - 10$ бар, $T_{01} = 130 - 175$ °С) із збереженням високої ефективності витікання недогрітої до насичення рідини з каналів, що розширюються ($\varphi_a = 0,768 - 0,917$);

в) більш значущу різницю термодинамічних параметрів змішуваних потоків у разі зміщення в зону тисків, нижчих за атмосферний (ентальпія, ентропія, ступінь сухості, питомий об'єм);

г) можливість застосування як пасивного потоку середовищ із різними термодинамічними властивостями;

г) розрахунок РПЕ з камерами змішування різної геометричної форми й конструктивних виконань (з дифузором і без нього).

2. Під час експериментального дослідження сопла активного потоку ($p_{01} = 3 - 10$ бар, $T_{01} = 130 - 175$ °С, $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2 - 0,4$) у діапазоні початкових параметрів робочої рідини активного потоку підтверджено характер зміни параметрів робочої рідини активного потоку в разі витікання її з каналів, що розширюються, у зоні тисків, нижчих за атмосферний, $p_{02} = 0,45 - 0,85$ бар з можливістю досягнення максимальної ефективності ($\varphi_a = 0,768 - 0,917$).

3. Експериментально досліджено характер впливу конструктивних і режимних параметрів на рівень досяжного вакууму в камерах змішування різної геометричної форми й доведено можливість досягнення максимальних показників ефективності за допомогою оптимізації проточної частини ($\alpha_k = 4 - 8$ °, $p_4/p_{02} = 2 - 3,5$ – для циліндричної, $p_4/p_{02} = 3 - 5$ – для конічної).

4. За допомогою кореляції математичної моделі внаслідок експериментальних досліджень і введення відповідних коефіцієнтів встановлено діапазон параметрів робочих середовищ активного й пасивного потоків ($p_4/p_{02} = 4 - 9$), що забезпечують максимальну ефективність РПЕ вакуумного агрегата ($u = 0,03 - 0,1$, $\varepsilon_{РПЕ} = 0,45 - 0,55$, $\varepsilon_{ВА} = 0,3 - 0,38$).

5. Виконано ексергетичний аналіз вакуумних установок на базі РПЕ, які ежектують насичену, перегріту водяну пару й пароповітряну суміш, їхнє порівняння з наявними установками на базі пароструминних ежекторів із визначенням показників ефективності впровадження нової техніки, яка підвищується в 1,85–3,05 раза, та за результатами цього аналізу виконано оптимізацію наявних вакуумних систем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Akteriana S. Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet-ejector vacuum systems for deodorizing edible oils. *Procedia Food Science*. 2011. Vol. 1. P. 1785–1791.
2. Allouche Y., Bouden C., Varga S. A CFD analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 2014. Volume 39. P. 186–195.
3. Ashia B. V., Thompson D. W. Structure of the turbulent boundary in drag-reducing pipe flow. *Fluid Mechanics*. 1977. Vol. 81, № 3. P. 439–464.
4. Assari M., Tabrizi H. Basirat, Beik A., Jafar Gholi, Shamesri K. Numerical study of water-air ejector using mixture and two-phase models. *International Journal of Engineering*. 2022. Vol. 35. Issue 2.
5. Assari M., Assareh E., Agarwal N. Setareh M., Alaei N., Moradian A., Lee M. Energy-Exergy-Economic (3E) – Optimization Analysis of a Solar System for Cooling, Heating, Power, and Freshwater Generation System for a Case Study Using Artificial Intelligence (AI). *Energies*. 2023. V. 16. P. 4873.
6. Ayman G., Dincer I. Experimental performance evaluation of a combined solar system to produce cooling and potable water. *Solar Energy*. 2015. Volume 122. P. 1066–1079.
7. Baehr H. D. Thermodynamik. Berlin : Springer-Verlag, 1981.

8. Besagni G., Cristiani N., Croci L., Guédon G., Inzoli F. Multi-scale evaluation of ejector performances: The influence of refrigerants and ejector design. *Appl. Therm. Eng.* 2021. 186 p.
9. Bhowmick A., Kundu B. Extremum analysis based on exergy and economic principle for ejector-absorption cycles combined with regenerative organic-Rankine and gas-turbine cycles. *Energy Conversion and Management.* 2022 Vol. 2531. Article number 115174.
10. Bonanos A. M. Physical modeling of thermo-compressor for desalination applications. *Desalination.* 2017. Vol. 412. P. 13–19.
11. Boumaraf L., Lallemand A., Haderschill P. Ejectors and Their Usefulness in the Energy Savings. Nova Science Pub Inc; UK ed. Edition, 2010. 92 p.
12. Brown G. A., Lee K. S. A Liquid Metal MHD Power Generation Cycle Using a Condensing Ejector. *International Symposium on Magnetohydrodynamic Electrical Power Generation.* 1964. Vol. 2. Paris, France. P. 929–938.
13. Bulinski Z., Smolka J., Fic A., Banasiak K., Nowak A. A comparison of heterogenous and homogenous models of two-phase ultrasonic compressible CO₂ flow through a heat pump ejector. In: *IOP Conference Series Materials Science and Engineering.* 2010. P. 12–19.
14. Campbell I. J. and Pitcher A. S. Shock waves in a liquid containing gas bubbles Proc. R. Soc. Lond. A243. 1958. P. 534–545.

15. Chahine G. L., Liu H. L. Collective effects of growth of vapor bubbles in a superheated liquid. *Trans. ASME Journ. Fluid Engng.* 1984. V. 108, № 4. P. 486–490.
16. Chen Y., Zou H., Dong J., Xu H., Tian C., Butrymowicz D. Experimental investigation on refrigeration performance of a CO₂ system with intermediate cooling for automobiles. *Applied Thermal Engineerin.* 2020. Vol. 174.
17. Colarossi M., Trask N., Schmidt D., Bergander M. Multidimensional modeling of condensing two-phase ejector flow. *Int. J. Refrig.* 2012. V. 35 (2). P. 290–299.
18. Cunningham R. G. Jet Pump Theory and Performance With Fluids Of High Viscosity. *Trans. ASME.* 1957. Vol 79. P. 1807–1820.
19. Cunningham R. G. The Jet Pump as a Lubrication Oil Scavenge Pump for Aircraft Engines. *W. A. D. C. Report 55–143.* 1954. July. 130 p.
20. Cunningham R. G., Hansen A. G., and Na T. Y. Jet Pump Cavitation. 1969. Paper 69-WA/FE-29, ASME, NOV.
21. Jackson D. H. Selection and use of ejectors, *Chem. Eng. Prog.* 1948. Vol. 44.
22. Dincer I., Kanoglu M. *Refrigeration Systems and Applications.* Wiley, 2017. 480 p.
23. Dong J., Hu Q., Yu M., Han Z., Cui W., Liang D., Ma H., Pan X. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Appl. Therm. Eng.* 2020.

24. Dupler A. E. The role of waves in two-phase flow: some new understandings. *Chemical Engineers Education University of Tennessee*. 1976. P. 106–138.

25. Durst F., Zare M. Laser Doppler Measurement in Two-phase Flows. *Symposium of cavitation. Grenoble*. P. 409–419.

26. Dushman S. Scientific foundations of vacuum technique. New York : Wiley, 1949. 882 p.

27. Eames I. W. A new prescription for the design of supersonic jetpumps: the constant rate of momentum change method. *Applied Thermal Engineering*. 2002. V. 22 (2). P. 121–131.

28. Eames I. W., Aphornratana S., Haide H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*. 1995. № 18 (6). P. 378–386.

29. El-Dessouky H., Ettouney H., Alatiqi I., Al-Nuwaibit G. Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 2002. Vol. 41, Issue 6. July. P. 551–561.

30. Elliott D. G. Two-Fluid Magnetohydrodynamic Cycle for Nuclear-Electric Power Conversion. *ARS Journal*. 1962. Vd. 32, No. 6. June. P. 924–928.

31. Elliott D. G., Weinberg E., Hays L. G. Cerini D. J. Acceleration of Liquids in Two-Phase Nozzles. Technical Report No. TR 32–987. *Jet Propulsion Laboratory*. Pasadena, Calif. November 1, 1966.

32. El-Saved Y., Evans R. Thermoconomics and me Design of Hot systems. *ASME Journal of Engineering for Power*. Vol. 92. 1970. P. 27–34.
33. Falsafioon M. Aidoun Z. Ameer K. Numerical Investigation on the Effects of Internal Flow Structure on Ejector Performance. *J. Appl. Fluid Mech.* 2019.
34. Fauske H. K. A Theory for Predicting Pressure Gradient for Two-Phase critical Flow. *Nuclear Science and Eng.* V. 17, № 1. 1963.
35. Fauske H. K. Contribution to the Theory of Two-Phase, One Component Critical Flow, USAEC Rept. AHL-6633, 1962. 164 p.
36. Giffen E. Muraszew A. The Atomisation of Liquid Fuels. London : Chapman & Hall, 1953. 246 p.
37. Grave H. Steam Jet Vacuum Pumps. In *Vacuum Technology in the Chemical Industry*. 1st ed., Wiley-VCH. 2014. P. 81–95.
38. Grazzini G., Milazzo A., Mazzelli F. Ejector for Efficient Refrigeration, Springer : Cham, Switzerland, 2018.
39. Guthrie A. Wakerling R. Vacuum Equipment and Techniques. New York : McGraw-Hill, 1949.
40. Hansen A. and Na T. A Jet Pump Cavitation Parameter Based on NPSH. 1968. Paper 68-WA/FE-42, ASME, Nov.
41. Hansen Arthur G. and Kinnavy Roger: The Design of Water-Jet Pumps. I – Experimental Determination of Optimum Design Parameters. Paper 65-WA/FE-31, ASME. 1965. Nov.

42. Harris L. S., Fischer A. S. Characteristics of the Steam-Jet Vacuum Pum. *Transactions of the ASME. SERIES B.* V. 86, № 1. 1964. P. 65–73.

43. Hays L. Investigation of Condensers Applicable to Space Power Systems, Part II, Jet Condensers, Report 1588-Final, Electro-Optical Systems, Inc., Pasadena, Calif., 1962. November.

44. Haywood R. W. Analysis of engineering cycles. Oxford : Pergamon press, 1975.

45. Hemidi A., Henry F., Leclaire S. Seynhaeve J. M., Bartosiewicz Y. CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: experi-mental validation of single-phase and two-phase operation. *Appl. Therm. Eng.* 2009. V. 29 (8). P. 1523–1531.

46. Hewitt G. F., Hall Taylor N. S. Annular Two-Phase Flow. Pergamon, 1970. 310 p.

47. Hilding W. E. Differential Equations for the Local Interfacial and Wall Shear Stresses for One-Dimensional Annular Two-Phase Flow. *International Heat Transfer Conference 3.* 1966. Chacago, August, 7–12.

48. Huang H. (Ed.) Heat Pumps for Cold Climate Heating. CRC Press. 2020. 378 p.

49. Jakończuk P., Śmierciew K., Zou H., Butrymowicz D., Dudar A. Temperature drop of heating fluid as a primary condition for effective utilization of low-grade heat using flash cycles and zeotropic mixtures in refrigeration ejector systems. *Energy Sources, Part A Recover Util Environ Effects.* 2021.

50. Jimenez-Garcia J., Rivera W. Parametric analysis on the experimental performance of an ammonia / water absorp-

tion cooling system built with plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 148. P. 87–95.

51. Klöne K. G. Untersuchung an Wasserstrahlluftpumpen. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*. 1932. Bd. 79, № 3. P. 77–78.

52. Knapp R. T., Daily J. W., Hammit F. G. *Cavitation*. London : McGraw Hill, 1970. 578 p.

53. Lia O., Lucas D. 3D CFD simulation of flashing flows in a converging-diverging nozzle. *Nucl. Eng. Des.* 2015. V. 292. P. 149–163.

54. Magd N. DinAli, Ibrahim Dincer. Development and analysis of an integrated gas turbine system with compressed air energy storage for load leveling and energy management. *Energy*. 2018. Volume 163. P. 604–617.

55. Miguel J., Brown G., An Analytical and Experimental Investigation of a Condensing Ejector with a Condensable Vapor. *1st AIAA Annual Meeting*. 1964. Paper No. 64–469, Washington, D. C., June 29-July 2.

56. Milazzo A., Mazzelli F. Future perspectives in ejector refrigeration. *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 121. P. 344–350.

57. Milazzo A., Rocchetti A. Modelling of ejector chillers with steam and other working fluids, *Int. J. Refrigeration*. 2015. V. 57. P. 277–287.

58. Mueller N. H. G.: Water Jet Pump. *Proc. ASCE, J. Hydraulics Div.* 1964. Vol. 90. No. HY3, pt. 1, May. P. 83–113.

59. Naduvath M. N. V. Investigation of Single and Two-phase Flow Ejectors. University of Maryland (College Park, Md.). Department of Mechanical Engineering, 1999.

60. Nyvad J., Elefsen F. Energy Efficient Cooling by Use of Cycloid Water Vapor Compressor. IIR, Proceedings of Ghent Meeting, 1993. P. 67–74.

61. Pfeleiderer C. Zur Berechnung der Wasserstrahlluftpumpen. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*. 1919. Bd. 58, № 24. P. 965–973.

62. Plügel G. Berechnung von Strahlapparaten. VDI-Forschungsheft 395; ferner Berechnung von Strahlapparaten. Z. VDI 1939, S. 1065 bis 1069.

63. Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen, Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system, *Energy Conversion and Management*. 2013. Volume 76. P. 282–300.

64. Power Robert B. Steam Jet Ejectors for the Process Industries. ASME, 2021. 552 p.

65. Principle of stream thermocompression: conception of energetic efficiency and prospect of realization is in small heat energetic / V. N. Marchenko, V. A. Osipov, M. G. Prokopov, S. O. Sharapov. «MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa». Simferopol – Lublin, 2009. Vol. 11 A. P. 70–76.

66. Rahvard A. J., Lakzian E., Foroozesh F., Khoshnevis A. An applicable surface heating in a two-phase ejector refrigeration. *European Physical Journal Plus*. 2022. Vol. 137, Issue 2.

67. Riaz F., Yam F. Z., Qyyum M. A., Shahzad M. W., Farooq M., Lee P. S., Lee M. Direct Analytical Modeling for

Optimal, On-Design Performance of Ejector for Simulating Heat-Driven Systems. *Energies*. 2021, 14.

68. Richardson E. G. *Dynamic of Real Fluids*. London : Edward Arnold (Publishers) Ltd., 1950. 144 p.

69. Rose R. *Steam Jet Pump Analysis and Experiments*. Report No. WAPD-TM-227, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, 1960. June.

70. Sarevski V. N., Sarevski M. N. Characteristics of R718 Thermocompression Refrigerating / Heat Pump Systems With Two-Phase Ejectors. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2012.

71. Schenck H. Jr. *Theories of Engineering Experimentation* McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, N. Y., 1961.

72. Schlichting, Hermann, and Klaus Gersten. *Grundzüge Der Grenzschicht-Theorie*. Springer Berlin Heidelberg, 2006.

73. Sharapov S. Arsenyev V., Kozin V. Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber. *Technology audit and production reserves*. 2016. № 4/1 (30). P. 50–55.

74. Sharapov S. O., Arsenyev V. M., Kozin V. M. Application of jet thermal compression for increasing the efficiency of vacuum systems. *IOP Conference Series: "Materials Science and Engineering"*. 2017. Vol. 233. URL: doi.org/10.1088/1757-899X/233/1/012028/.

75. Sharapov S. V. Arsenyev, M. Protsenko The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems. *Science et technique du froid – Refrigeration science and technology*. France ; Slo-

vakia. 2013. Vol. 4. URL: http://www.iifiir.org/clientBookline/service/reference.asp?INSTANCE=EXPLOITATION&OUTPUT=PORTAL&DOCID=IFD_REFDOC_0009065&DOCBASE=IFD_REFDOC_EN&SETLANGUAGE=EN.

76. Soo S. L. Fluid Dynamics of Multiphase Systems. Waltham, Massachusetts – Toronto – London : Blaisdeil Publishing Company, 1967. 524 p.

77. Sutthivirode K. Thongtip T. Performance improvement of ejector refrigerator-based water chiller working with different mixing chamber profiles. Alex. Eng. J. 2021. № 60 (4). P. 3693–3707.

78. Tahmasebipour A., Seddighi A., Ashjaee M. Conceptual design of a super-critical CO₂ brayton cycle based on stack waste heat recovery for shazand power plant in Iran. Environmental Engineering Science. 2014. Vol. 2(1). P. 95–101.

79. Tashtoush B. M., Al-Nimr M. A., Khasawneh M. A. A comprehensive review of ejector design, performance, and applications. Appl. Energy. 2019. № 240. P. 138–172.

80. Tashtoush B., Nayfeh Y. Energy and economic analysis of a variable-geometry ejector in solar cooling systems for residential buildings. *Journal of Energy Storage*. 2020. Volume 27. P. 101061.

81. Tashtoush B. M., Al-Nimr M. A., Khasawneh M. A. A comprehensive review of ejector design, performance, and applications. Appl. Energy. 2019. № 240. P. 138–172.

82. Thongtip T. Aphornratana S. An experimental analysis of the impact of primary nozzle geometries on the ejector

performance used in R141b ejector refrigerator. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Volume 110. P. 89–101.

83. Ti9, Ti10, Ti25, TiRx, TiR and TiR1 Thermal Images. User's manual. USA : Fluke Corporation, 2007. 26 p.

84. Tsatsaronis G. *Energietechnik*. Umbruck zur Vorlesung. Berlin : TU berlin, 2005.

85. Tsatsaronis G. Application of Thermoconomics to the Design and Synthesis of Energy Plants, article published in topic «Energy» in: *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)*, developed under the Auspices of UNESCO, EOLSS Publishers. 2006. Oxford, UK.

86. Varga S., Lebre P., Oliveira A. Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector. *Int. J. Low Carbon Technology*. 2013. № 10 (3). P. 1–11.

87. Volmer M. *Kinetik der Phasenbildung*. Stenkopf, Dresden und Leipzig, 1939.

88. Wallis G. B. *One-Dimensional Two-Phase Flow*. McGraw Hill, 1969. 408 p.

89. Witte J. H. Mixing Shocks in Two-Phase Flow. *The Journal of Fluid Mechanics*. 1969. Vol. 36. Part 4. P. 639–655.

90. Considerations on alternative organic Rankine Cycle configurations for low-grade waste heat recovery / B. Woodland, D. Ziviani, J. Braun, E. Groll *Energy*. 2020. Vol. 19315. Article number 116810. URL: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116810>.

91. Wu L., Xiao S., Hu Y. Scheduling of the Combined Power and Desalination System. *Chem. Eng. Trans.* 2020. № 81. P. 1201–1206.

92. Yang X., Long X., & Yao X. Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures. *Original Research Article International Journal of Thermal Sciences.* 2012. № 56. P. 95–106.

93. Yinhai Zhu, Wenjian Cai, Changyun Wen & Yanzhong Li. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors. *Original Research Article Applied Thermal Engineering.* 2009. № 29. P. 898–905.

94. Zhang G., Dykas S., Majkut M., Smotka K., Cai X. Experimental and numerical research on the effect of the inlet steam superheat degree on the spontaneous condensation in the IWSEP nozzle. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2021, P. 165.

95. Zhang G., Zhang X., Wang D., Jin Z., Qin X. Performance evaluation and operation optimization of the steam ejector based on modified model. *Appl. Therm. Eng.* 2019. P. 163.

96. Zheng L., Hu Y., Mi Ch., Deng J. Advanced exergy analysis of a CO₂ two-phase ejector. *Applied Thermal Engineering.* Vol. 209, 2022. Article number 118247.

97. Zou H., Li X., Tang M., Wu J., Tian C. Butrymowicz D., Ma Y., Wang J. Temperature stage matching and experimental investigation of high-temperature cascade heat pump with vapor injection. *Energy.* 2020 Vol. 212.

98. Арсеньев В. М., Шарапов С. О., Прокопов М. Г. Оценка энергетической эффективности жидкостно-парового

эжектора, применяемого для создания вакуума в металлургии. *Холодильна техніка і технологія*. 2011. № 5 (133). С. 62–66.

99. Арсеньев В. М., Шарапов С. О., Прокопов М. Г. Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2011. № 2 (24). С. 40–43.

100. Арсеньев В. М., Шарапов С. О., Прокопов М. Г. Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2011. № 4 (34). С. 3–6.

101. Арсеньев В. М., Шарапов С. О., Борисов Н. А. Оценка энергоэффективности вакуумной установки с применением жидкостно-парового струйного эжектора. *Сталій розвиток і штучний холод*. Одеса, 2012. С. 355–359.

102. Арсеньев В. М., Смоленников Д. О., Мелейчук С. С. Сравнительный анализ применимости ЖКВН и паровых эжекторов для откачки паровоздушной смеси. *Холодильна техніка і технологія*. 2005. № 6. С. 55–58.

103. Арсеньев В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник. Суми : Сумський державний університет, 2018. 364 с.

104. Арсеньев В. М., Шарапов С. О., Мірошниченко В. В. Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок. *Енергосбереження. Енергетика. Енергоаудит*. Харьков, 2013. № 2. С. 57–64.

105. Арсен'єв В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження. Суми : СумДУ, 2011. 283 с.

106. Бондаренко Г. А., Бага В. М. Основи сучасної методології наукових досліджень енергетичних машин : навчальний посібник. Суми : Сумський державний університет, 2020. 101 с.

107. Босий В. В., Васильченко Г. Н., Панов Е. Н. Інженерні методи розрахунку похибок. Київ : КПІ, 1986. 72 с.

108. Відновлювальна енергетика України – 2020 : довідник. Київ : Fuel Alternative, 2019. 256 с.

109. Вплив адіабатичного закипання на властивості води / А. А. Долінський, А. В. Коник, Н. Л. Радченко, Б. Я. Целень. *Наукові праці НУХТ*. 2016. Том 22, № 5. С. 134–141.

110. Вплив адіабатного закипання та кавітації на фізико-хімічні показники молока при його обробці за термовакуумною технологією / Ю. О. Шурчкова, Б. Я. Целень, А. Є. Недбайло, Г. К. Іваницький. *Наукові праці ОНАХТ*. 2011. Випуск 40, Т. 2. С. 263–266.

111. Врагов А. П. Масообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навч. посіб. Суми : Університетська книга, 2007. 284 с.

112. Врагов А. П. Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навч. посібник. Суми : Університетська книга, 2006. 260 с.

113. ДСТУ 2857-94. Перетворювачі термоелектричні. Загальні технічні умови (ГОСТ 6616-94, IDT). [Чинний від 1997-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1994.

114. ДСТУ ІЕС 60751:2012 Термоперетворювачі опору та чутливі елементи промислові платинові. Загальні технічні вимоги та методи випробування. [Чинний від 2013-05-01]. Вид. офіц. Київ : Мінекономрозвитку України, 2013.

115. Keenan I., Neumann E., Lustwerk L. An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment: *Journ. Appl. Mech.* 1950. № 9. 17 p.

116. Костюшко І. А., Любашенко Н. Д., Третиник В. В. Методи обчислень : підручник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Політехніка, 2021. 243 с.

117. Курилов А. Ф., Козін В. М. Теплотехнічні вимірювання і прилади : навч. посіб. Суми : СумДУ, 2015. 188 с.

118. Марченко В. Н., Жиленко Н. А., Куценко С. Н. Перспективы применения и результаты численного моделирования струйной термокомпрессорной установки. *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. 2005. № 1. С. 36–40.

119. Марченко В. Н., Куценко С. Н., Жиленко Н. А. Экспериментальное исследование процесса формирования рабочей струи пара в термокомпрессоре. *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. 2005. № 12 (84). С. 48–57.

120. Марченко В. Н. Жиленко Н. А., Куценко С. Н. Оценка энергетической эффективности струйной термокомпрессорной установки на основе физического и математического моделирования. *Технологія і техніка друкарства*. 2006. № 3. С. 59–68.

121. Марченко В. Н., Жиленко Н. А. Струйная термокомпрессорная установка (СТК): назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований параметров рабочего процесса. *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. 2004. № 13 (72). С. 50–60.

122. Марченко В. Н., Прокопов М. Г. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора / В. Н. Марченко. *Холодильна техніка і технологія*. 2007. № 5 (109). С. 45–51.

123. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса : Негоциант, 2006. 712 с.

124. Нечаєв В. П., Берідзе Т. М., Кононенко В. В. Теорія планування експерименту : навч. посібник. Київ : Кондор, 2005. 232 с.

125. Целень Б. Я. Оцінка якості диспергування рідини в апаратах термовакuumної обробки. *Наукові праці ОНАХТ*. 2013. Випуск 43, Т. 2. С. 82–86.

126. Пат. 59207А Україна, МПК (2002) 7F04F5/24. Спосіб стиснення парорідинного середовища і пароструминна компресорна установка для його здійснення. Опубл. 15.08.2003, Бюл. № 8.

127. Подушко Л. О., Синенко Л. О. Теплофізичні властивості води і водяної пари: довідкові матеріали : навчальний посібник. Київ : КЕФК, 2022. 47 с.

128. Применение жидкостно-парового эжектора для откачивания паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины. *Гідроаеромеханіка в інженерній прак-*

тиці : матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 21–24 травня 2013 р.) / Міністерство освіти і науки України, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» [та ін.]. Київ, 2013. С. 116–117.

129. Прокопов М. Г. Теплофизическая модель рабочего процесса жидкостно-парового струйного компрессора : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.14. Суми, 2011. 188 с.

130. Иваницкий Г. К., Целень Б. Я. Распределение температуры в объеме сферической капли в процессе нестационарного испарения. *Промышленная теплотехника*. 2009. Том 31, № 7. С. 117–121.

131. Термометри опору промислові платинові та платинові температурні датчики : ІЕС 60751 (2008). [Введено в дію з 24.07.2008]. (Стандарт Міжнародної електротехнічної комісії).

132. Шарапов С. О. Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание. *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. 2011. № 1. С. 51–57.

133. Шарапов С. О. Арсеньев В. М. Экспериментальное исследование жидкостно-парового эжектора с цилиндрической камерой смешения. *Холодильна техніка і технологія*. 2016. № 52 (2). С. 87–92.

134. Шурчкова Ю. А. Адиабатное вскипание. Практическое использование. Київ : Наукова думка, 1999. 228 с.

135. Эксергетические расчеты технических систем : справ. пособие / [под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского]. Київ : Наукова думка, 1991. 360 с.

136. Экспериментальное исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора вакуумного агрегата. *Сучасні проблеми холодильної техніки і технології* : зб. тез доповідей IX Міжнародної науково-технічної конференції (Одеса, 10–12 вересня 2013 г.) / Міністерство освіти і науки України, Одеська національна академія харчових технологій [та ін.]. Херсон : Грінь Д. С., 2013. С. 198–200.

Наукове видання

ШАРАПОВ Сергій Олегович

**ВАКУУМНІ АГРЕГАТИ
НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ ЕЖЕКТОРІВ**

Монографія

Художнє оформлення обкладинки С. О. Шарапова

Редакторка І. О. Кругляк

Комп'ютерне верстання С. О. Шарапова

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 12,09. Обл.-вид. арк. 7,95. Тираж 300 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.