

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

ШАРАПОВ СЕРГІЙ ОЛЕГОВИЧ

УДК 621.694.2:[519.876.5]

ДИСЕРТАЦІЯ

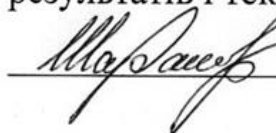
**УДОСКОНАЛЕННЯ ВАКУУМНИХ АГРЕГАТІВ
НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ ЕЖЕКТОРІВ**

Спеціальність 05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціонування

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

 Шарاپов С. О.

*Всі примірники дисертації
в ідентичності
Вчений секретар
СВР ДЧ. 088. 03*



Науковий керівник –
Арсеньєв Вячеслав Михайлович
кандидат технічних наук, професор

Одеса – 2017  В. І. Міровіч

АНОТАЦІЯ

Шарапов С.О. Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – «Холодильна, вакуумна і компресорна техніка, системи кондиціювання». – Одеська національна академія харчових технологій. МОН України, Одеса, 2017.

Дисертаційна робота присвячена моделюванню робочого процесу рідинно-парового ежектора (РПЕ) вакуумного агрегату, який працює за принципом струминної термокомпресії, дослідженню впливу термодинамічних параметрів і характеристик активного і пасивного потоків на процес змішування з метою отримання найбільшої ефективності агрегату.

Основним змістом дисертації є удосконалення математичної моделі та методики розрахунку робочого процесу РПЕ для вакуумного режиму роботи, яка є системою рівнянь збереження маси, імпульсу, енергії, стану навколишнього середовища та виробництва ентропії в інтегральній формі і доповнюється залежностями з кінетики пароутворення і критичним режимам, характеристиками подрібнення і полідисперсного розподілу рідкої фази. Адекватність отриманої моделі підтверджена результатами експериментальних досліджень витікання метастабільно перегрітої рідини, що розширюється, під тиском нижче атмосферного та описує характер змішування пасивних потоків з різними термодинамічними властивостями на геометричні параметри змішувальної камери.

Теоретичне дослідження робочого процесу РПЕ, яке описує вплив початкових параметрів рідини активного потоку на показники ефективності робочого сопла, дає уявлення про використання різних робочих середовищ пасивного потоку (насичена і перегріта пара, пароповітряна суміш) та характер процесу змішування зі зміною їх термодинамічних параметрів. Застосування, отримане математичною моделлю для розрахунку змішувальних камер різних

геометричних форм, для оцінки ефективності їх використання для конкретних умов.

Ексергетичний аналіз ефективності робочого процесу РПЕ показав, що його застосування дає змогу отримати значну ефективність процесу вакуумування у широкому діапазоні робочих параметрів.

Експериментальне дослідження РПЕ на прозорій моделі дало змогу підтвердити механізм протікання робочого процесу в області тисків нижче за атмосферний, що характеризується наявністю трьох критичних перерізів, які визначають ступінь завершеності процесу пароутворення у каналі, що розширюється, та положення перерізу, у якому відбувається відрив потоку від стінок каналу відносно перерізу зрізу сопла активного потоку. Також досліджено характер процесу змішування в камерах циліндричної і конічної форми, що дозволяє отримати максимальну ефективність за рахунок оптимізації проточної частини РПЕ.

Оцінка ефективності застосування установок на базі РПЕ, які відкачують насичену та перегріту водяну пару, а також пароповітряну суміш виконана шляхом порівняльного ексергетичного аналізу базових та пропонуванних схем за методом Дж. Тсатсароніса.

Ключові слова: рідинно-паровий ежектор, вакуумна установка, струминна термокомпресія, математична модель, ефективність.

Sharapov S.O. Perfection of vacuum units on the basis of liquid-vapor ejectors. – Qualification scientific work on the rights of manuscripts.

The thesis for Candidate of science degree by specialty 05.05.14 – “Refrigerating, vacuum and compressor technique, air conditioning systems”. – Odessa national academy of food technologies, MESYS of Ukraine, Odessa, 2017.

Thesis is devoted the design of working process of liquid-vapor ejector (LVE) of a vacuum aggregate, working on principle of stream thermocompression, research of influence of thermodynamic parameters and descriptions of active and passive

streams on the process of mixing with the purpose of achievement of most vacuum unit efficiency.

The main content of the thesis is improving mathematical model and calculation method of LVE workflow for vacuum mode, which is a system of equations of conservation of mass, momentum, energy, state of the environment and the entropy production in an integrated form, and is complemented by dependencies on the kinetics of vaporization characteristics crushing and a polydisperse distribution of the liquid phase and the critical regime. The adequacy of the resulting model is confirmed by the results of experimental studies on the expiration of the expanding channel metastable superheated liquid at pressures below atmospheric and study the nature of passive mixing flows with different thermodynamic properties on the geometric parameters of the mixing chamber.

The theoretical study of LVE workflow that describe the impact of the initial parameters of the active thread on the performance indicators of the working nozzle, give an idea about the use of different operating environments of the passive flow (saturated and superheated steam, steam-air mixture) and the nature of the mixing process with the change of their thermodynamic parameters. Applications received by the mathematical model for calculating the mixing chambers of various geometric shapes to evaluate the effectiveness of their use for specific conditions.

Exergy analysis of LVE as apart, and then the vacuum unit as a whole, led to the conclusion of the feasibility of its use in vacuum systems in a wide range of operating parameters with a high degree of efficiency.

Experimental study of LVE on a transparent model allowed to confirm the mechanism of the working process at pressures below atmospheric pressure, namely the boiling of metastable superheated liquid, characterized by the presence of three critical sections expiry of expanding the channels to the definition section of flow separation from the walls of the channel and its position relative to the nozzle exit active thread. Also investigated the nature of the mixing process in the cells of cylindrical and conical shape, allowing the possibility to establish maximum efficiency by optimizing the flow of LVE.

The estimation of the appropriateness of units on the basis LVE in vacuum systems, bilge saturated steam, superheated steam and steam mixture through a comparative analysis of exergy base and schemes offered by the method of J. Tsatsaronis.

Keywords: liquid-vapor ejector, vacuum unit, stream thermocompression, mathematical model, efficiency.

Список публікацій здобувача

1. Эффективность вакуумных агрегатов на базе термокомпрессорного модуля СТК / В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов, С. О. Шарапов // Матеріали НТК викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету ТеСЕТ. – Суми: СумДУ, 2009. – Ч. III, Вип. 11. – С. 66.

2. Marchenko V. N. Principle of stream thermocompression: conception of energetic efficiency and prospect of realization is in small heat energetic [Text] / V. N. Marchenko, V. A. Osipov, M. G. Prokopov, S. O. Sharapov // «MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa». – Simferopol-Lublin, 2009. – Volume 11 A. – S. 70-76.

3. Энергетическая эффективность жидкостно-парового струйного компрессора / В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов, С. О. Шарапов // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез докладів Міжнародної НТК. – Одеса: Видавн. ОДАХ, 2009, – С. 111-112.

4. Об эффективности реализации принципа струйной термокомпрессии в малой энергетике / М. Г. Прокопов, С. О. Шарапов, В. Ф. Одинцов // Муниципальна енергетика: проблеми, рішення / Матеріали третьої міжнародної НТК. – Миколаїв: Видавець Торубара О.С., 2009. – С. 189-191.

5. Математичне моделювання робочого процесу рідинно-парового ежектора, що працює в режимі вакуумування / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Сучасні технології в промисловому виробництві / Матеріали Всеукраїнської міжвузівської НТК. – Суми: Вид-во СумДУ, 2010. – Ч III. – С. 65.

6. Шарапов С. О. Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание [Текст] / С. О. Шарапов // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2011. – № 1. – С. 51-57.

7. Арсеньев В. М. Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора [Текст] / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. – № 2 (24). – С. 40-43.

8. Арсеньев В. М. Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования [Текст] / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 4 (34). – С. 3-6.

9. Перспективы применения жидкостно-парового вакуумного эжектора / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез докладів Міжнародної НТК. – Одеса: Видавн. ОДАХ, 2011, – С. 9-11.

10. Арсеньев В. М. Оценка энергетической эффективности жидкостно-парового эжектора, применяемого для создания вакуума в металлургии [Текст] / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Холодильна техніка і технологія. – 2011. – №5 (133). – С. 62-66.

11. Применение жидкостно-паровых эжекторов в вакуумной металлургии / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Праці XVI міжнародної конференції «Теплотехніка та енергетика в металургії». – Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2011. – С. 12-13.

12. Установка для дезодорации растительных масел на базе жидкостно-парового струйного эжектора / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов // Сучасні технології в промисловому виробництві / Матеріали Всеукраїнської міжвузівської НТК. – Суми: Вид-во СумДУ, 2012. – Ч. III. – С. 100-101.

13. Арсеньев В. М. Оценка энергоэффективности вакуумной установки с применением жидкостно-парового струйного эжектора [Текст] /

В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, Н. А. Борисов // Сталий розвиток і штучний холод. – Одеса, 2012. – С. 355-359.

14. Арсеньев В. М. Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок [Текст] / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, В. В. Мірошниченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – Харьков, 2013. – № 2. – С. 57-64.

15. Применение жидкостно-парового эжектора для откачивания паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, В. В. Мирощниченко // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Київ, 21-24 травня 2013 р.: матеріали конференції – Київ, 2013. – С. 116-117.

16. Sharapov S. O. The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems [Text] / S. O. Sharapov, V. M. Arsenyev, M. I. Protsenko // Refrigeration Science and Technology : Proceedings. – France/Slovakia, IIF-IIR, 2013. - №4.

17. The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems / S. O. Sharapov, V. M. Arsenyev, M. I. Protsenko // VIII International Conference on Compressors and Coolants «Compressors 2013» – Papiernicka – Smolenice – Slovak Republik, 2013. – P. 31.

18. Эксергетическая эффективность жидкостно-парового эжектора с цилиндрической камерой смешения / С. О. Шарапов, В. М. Арсеньев // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології / Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 126-127.

19. Шарапов С. О. Экспериментальное исследование жидкостно-парового эжектора с цилиндрической камерой смешения [Текст] / С. О. Шарапов, В. М. Арсеньев // Холодильна техніка і технологія. – 2016. – Том 52, випуск 2. – С. 87-92.

20. Sharapov S. Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber [Text] / S. Sharapov, V. Arsenyev, V. Kozin // Technology audit and production reserves. – 2016. - №4/1 (30). – P. 50-55.

21. Використання математичної моделі опису процесу релаксаційного пароутворення / О. Ю. Чех, С. О. Шарапов // Системи розроблення та постановлення продукції на виробництво. Індустрія 4.0. / Суми : Сумський державний університет, 2017. – С. 167-168.

22. Sharapov S. O. Application of jet thermal compression for increasing the efficiency of vacuum systems [Text] / S. O. Sharapov, V. M. Arsenyev, V. M. Kozin // IOP Conference Series: “Materials Science and Engineering”. – 2017. – Vol. 233.

23. Пат. №113492 Україна, МПК (2016.01) и 2016 08673. Установа для дезодорації рослинних олів безперервної дії / С. О. Шарапов, В. М. Арсеньєв, О. Ю. Чех, В. О. Панченко ; Опубл. 25.01.2017, Бюл. №2.

ЗМІСТ

	С.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	5
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВЛЕННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ...	15
1.1. Принцип струминної термокомпресії та його особливості для рідинно-парових ежекторів	15
1.2. Аналіз факторів, що визначають ефективність застосування рідинно-парових ежекторів у системах вакуумування	19
1.3. Сучасний стан розрахункових методик визначення геометричних, витратних та енергетичних характеристик двофазних струминних апаратів	27
Висновки до розділу 1	37
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ	39
2.1. Математична модель робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата	39
2.2. Моделювання течії потоку закипаючої рідини в каналах, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний	44
2.2.1. Математичний опис термодинамічних процесів при витіканні закипаючої рідини з каналів, що розширюються ...	44
2.2.2. Характер зміни параметрів закипаючої рідини при витіканні з каналів, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний	46
2.2.3. Вплив початкових параметрів і геометрії сопла на показники ефективності витікання	48
2.3. Моделювання течії в камерах змішування різної геометричної форми	57

2.3.1. Математична модель течії в камері змішування рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата	57
2.3.2. Вплив температури пасивного потоку на вході до приймальної камери на характер процесу змішування	61
2.3.3. Вплив паровмісту робочого середовища пасивного потоку на характер процесу змішування	65
2.3.4. Вплив геометричних параметрів камери змішування на характер процесу змішування робочих середовищ активного та пасивного потоків	68
2.4. Оцінювання ексергетичної ефективності рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата	73
Висновки до розділу 2	80
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ	82
3.1. Завдання експериментального дослідження рідинно-парового ежектора	82
3.2. Експериментальна установка і прилади для дослідження рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата	84
3.2.1. Принципова схема експериментального стенда	84
3.2.2. Функціональна схема експериментального стенда	88
3.2.3. Опис конструкції експериментальної моделі рідинно-парового ежектора	89
3.3. Оброблення результатів експерименту і визначення похибок вимірюваних величин	93
3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень	102
3.4.1. Оцінювання впливу початкових параметрів робочої рідини активного потоку на ефективність течії в каналах, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний ..	104
3.4.2. Оцінювання впливу геометричної форми камери змішування на ефективність рідинно-парового ежектора ...	109

3.4.3. Експериментальне оцінювання ефективності рідинно-парового ежектора	120
Висновки до розділу 3	121
РОЗДІЛ 4. ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВОК НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА У СКЛАДІ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТА	123
4.1. Ежектування перегрітої водяної пари	123
4.2. Ежектування насиченої водяної пари	130
4.3. Ежектування пароповітряної суміші	142
4.4. Загальні вказівки щодо вибору режимних параметрів вакуумного агрегата на базі рідинно-парового ежектора для використання його у вакуумних установках	149
Висновки до розділу 4	151
ВИСНОВКИ	153
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	155
ДОДАТКИ	170

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

a	– місцева швидкість звуку, m/s ;
d	– діаметр, m ;
e	– питома ексергія, $Dж/кг$;
E	– ексергія, $Dж$;
\bar{f}	– відносна площа перерізу;
F	– площа перерізу, m^2 ;
h	– питома ентальпія, $Dж/кг$;
k	– показник адіабати;
l	– довжина, питома робота, $m, Dж/кг$;
\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, $Dж/кг$;
Re	– критерій Рейнольдса;
s	– питома ентропія, $Dж/(кг \cdot K)$;
T, t	– температура, $K, ^\circ C$;
u	– коефіцієнт інжекції;
w	– середня швидкість витікання, m/s ;
x	– масовий паровміст, $кг/кг$;
z	– поздовжня координата, m ;
α	– коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(m^2 \cdot K)$;
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;
ν	– питомий об'єм, м ³ /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;
ρ , ‘	– рідина;
o	– параметр гальмування;
n , ‘‘	– пара

ВСТУП

Актуальність теми. У наш час у 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, в 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 за рахунок зменшення у 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 за рахунок енергії робочого струменя потоку. До таких апаратів належать агрегати, до складу яких входять пароструминні ежектори, що при відношенні тисків $\sim 10\text{--}20$ є, як правило, багатоступеневими, а їх загальний ККД знаходиться на рівні 2–10 %. Такий низький рівень їх ефективності пов'язаний із тим, що підвищити тиск в одному пароструминному ступені можна лише у 2–3 рази за умови високого рівня перетворення енергії. Більший ступінь підвищення тиску в одному ступені призводить до різкого зниження ККД ежектора, що пов'язано з втратами «на удар» і змішуванні 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 базується 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, в 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 їх 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 насосом у циркуляційний контур і після підігрівання в теплообміннику-підігрівачі знову подається у 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 подачу 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 за рахунок підігрівання насиченою рідини в теплообміннику-підігрівачі;
- використання широкого спектра теплоносіїв.

Для проектування вакуумних установок на базі РПЕ необхідна методика

їх розрахунку, яка достатньою мірою відображає характер процесів, що проходять у проточній частині. Таким чином, 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 закипаючої рідини в каналах, що розширюються, з подальшим розширенням цієї рідини до тисків, нижчих за атмосферний, і робочого процесу РПЕ, що ґрунтується на принципі СТК, зумовили вибір теми дисертаційного дослідження – «Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів».

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до плану науково-дослідної роботи кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету. Наукові розробки реалізовані при виконанні держбюджетних тем № 81.02.03.08-09 «Розробка бінарної паротурбінної установки (міні-ТЕЦ) для ресурсозберігаючого електро- і теплопостачання підприємств України» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0108U000672), № 81.01.04.10-11 «Розробка струминного понижуючого термотрансформатора для систем ефективного теплопостачання комунальних господарств України» (замовник – Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, номер державної реєстрації 0110U001150) та № 51.15.01-01.12/13.зп «Створення демонстраційного зразка струминного термотрансформатора для систем тепло- і холодопостачання комунальних і промислових господарств України» (замовник – Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, номер державної реєстрації 0112U001386). Тема дисертаційного дослідження затверджена вченою радою Сумського державного університету (протокол № 4 від 04.12.2008 р.). Тема скорегована на засіданні вченої ради Сумського державного університету 20.04.2017 року, протокол № 10.

Мета і завдання досліджень. Метою дисертаційної роботи є вдосконалення математичної моделі та методики розрахунку рідинно-парового

ежектора вакуумного агрегата, з одержанням витратних та енергетичних характеристик і визначенням шляхів підвищення ефективності вакуумних систем.

Для реалізації поставленої мети сформульовані й потребують вирішення такі завдання:

– розроблення математичної моделі робочого процесу і методики розрахунку рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата в різному конструктивному виконанні;

– експериментальна перевірка результатів числового моделювання робочого процесу рідинно-парового ежектора і визначення кореляційних коефіцієнтів;

– оцінювання впливу конструктивних і режимних параметрів на рівень вакууму, що досягається в рідинно-паровому ежекторі;

– уточнення математичної моделі на основі виконаних експериментальних досліджень;

– виконання енергетичного аналізу вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів;

– оптимізація параметрів вакуумних пристроїв за результатами енергетичного аналізу вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів.

Об'єкт дослідження – робочий процес рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата.

Предмет дослідження – параметри і характеристики рідинно-парового ежектора, вакуумних агрегатів та систем на його основі.

Методи дослідження. Під час вирішення поставлених завдань використовували такі методи дослідження, як аналіз науково-технічної інформації, теплофізичне та математичне моделювання, фізичний експеримент.

У результаті аналізу науково-технічної інформації були сформульовані мета і завдання дослідження.

У результаті теплофізичного моделювання уточнена модель робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата. Математична модель

розрахунку робочого процесу рідинно-парового ежектора реалізована алгоритмічною мовою Pascal у середовищі Turbo Pascal.

Фізичний експеримент передбачав випробування окремо активного сопла з метою виявлення закономірностей процесу витікання закипаючої рідини, в області тисків нижчих за атмосферний і випробувань рідинно-парового ежектора для визначення показників ефективності його робочого процесу.

Достовірність одержаних експериментальних результатів забезпечується використанням загальноприйнятої в практиці компресоробудування методики проведення випробувань, а також допустимою похибкою вимірювання фізичних параметрів.

Достовірність одержаних в роботі теоретичних результатів оцінювалася їх порівнянням з експериментальними даними.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що вперше:

– виявлено взаємозв'язок режимних параметрів робочої рідини на вході до сопла активного потоку і показників ефективності рідинно-парового ежектора в цілому, що дозволяє визначити діапазон роботи вакуумних установок із максимальною ефективністю;

– уточнено математичну модель робочого процесу рідинно-парового ежектора, що дозволяє більш достовірно відобразити характер процесу за значень тиску, нижчих від атмосферного;

– встановлено характер впливу термодинамічних властивостей різних робочих середовищ пасивного потоку (водяна пара, повітря, пароповітряна суміш) на ефективність рідинно-парового ежектора;

– отримані кореляційні коефіцієнти, що дозволяють створити вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора, який за заданих параметрів буде працювати з максимальною ефективністю.

Практичне значення одержаних результатів:

– створено алгоритм розрахунку параметрів робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата та його програмну реалізацію, що враховують характер перебігу процесу за значень тисків, нижчих від

атмосферного і дозволяють на стадії проектування визначити його геометричні параметри та основні характеристики;

– створено методику інженерного розрахунку параметрів і характеристик рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата, що дозволяє виконати поелементний розрахунок ежекторів різних конструктивних виконань;

– створено експериментальний стенд, який дозволяє на прозорій моделі дослідити перебіг процесу витікання закипаючої рідини у каналах, що розширюються, і процес подальшого її змішування з пасивним потоком, що знаходиться за тиску нижчого від атмосферного, в камерах змішування різної геометричної форми;

– розроблені конструктивні схеми вдосконалення існуючих і створення нових вакуумних систем шляхом заміни неефективного обладнання на вакуумні агрегати на базі рідинно-парових ежекторів;

– результати дисертаційної роботи впроваджені у ПАТ «Сумське НВО», використовуються в навчальному процесі на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ і підтверджені відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, що були одержані у процесі виконання дисертаційної роботи і подані в дисертації, а саме: створення математичної моделі робочого процесу рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата, створення експериментального стенда дослідження рідинно-парового ежектора під час його роботи в режимі вакуумування, оцінювання енергетичної ефективності залежно від впливу на неї різних факторів та доцільності застосування установок на базі рідинно-парового ежектора, належать авторові та опубліковані у статтях особисто або зі співавторами.

Постановлення завдань, вибір методів дослідження, аналіз та узагальнення результатів виконані разом із науковим керівником, який координував основні етапи роботи над дисертацією.

Апробація результатів дисертації здійснювалася на науково-технічних конференціях різних рівнів:

– III Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження ENERGIA-2009» (м. Алушта, 2009 р.);

– VI, VII, IX, X та XI Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, 2009, 2011, 2013, 2015, 2017 рр.);

– III Міжнародній науково-технічній конференції «Муніципальна енергетика: проблеми, рішення» (м. Миколаїв, 2009 р.);

– XV та XVIII Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2010, 2013 рр.);

– Міжнародній конференції «Створення і використання сучасного енергоефективного компресорного устаткування в гірничорудній і інших галузях промисловості» (м. Суми, 2010 р.);

– XVI Міжнародній конференції «Теплотехніка та енергетика в металургії» (м. Дніпропетровськ, 2011 р.);

– VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток та штучний холод» (м. Одеса, 2012 р.);

– VIII International Conference on Compressors and Coolants «Compressors 2013» (Papiernicka – Smolenice – Slovak Republik, 2013 р.);

– II Міжнародній науково-практичній конференції «Системи розроблення та постановлення продукції на виробництво. Індустрія 4.0. Сучасний напрямок автоматизації та обміну даними у виробничих технологіях» (м. Суми, 2017 р.);

– XV Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН + НАСОСИ-2017» (м. Суми, 2017 р.);

– I і II Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010, 2012 рр.);

– науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій СумДУ (м. Суми, 2009 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 23 наукові праці, зокрема: 11 статей у наукових журналах (8 – у спеціалізованих виданнях, затверджених положенням МОН України, 2 – у закордонних виданнях та 1 – у журналі, що індексується базою даних Scopus), 11 тез доповідей та 1 патент на корисну модель. Матеріали дисертаційної роботи використовувалися також у звітах із науково-дослідної роботи кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації становить 173 сторінки. Дисертаційна робота містить 64 рисунки, 10 таблиць, бібліографію із 136 джерел на 15 сторінках, 3 додатки на 4 сторінках.

Подяки. Автор висловлює найщирішу подяку своєму першому науковому керівникові, доценту кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету, канд. техн. наук Марченку Валерію Миколайовичу та нинішньому науковому керівникові, професору кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету, канд. техн. наук Арсеньєву Вячеславу Михайловичу за наукову та методичну допомогу.

Також автор висловлює подяку своїм колегам на кафедрі технічної теплофізики Сумського державного університету та в Навчально-науковому інституті холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського Одеської національної академії харчових технологій за цінні поради, безкорисливу допомогу та моральну підтримку.

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВЛЕННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

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

Розроблення способу стиснення пари в РПСК [78] і розрахункових методів прогнозування параметрів робочого процесу, що ґрунтується на результатах експерименту дослідного зразка [67, 116] і теплофізичного моделювання течії та пароутворення [8, 9] в усій проточній частині, відкриває можливість реалізації принципово нового більш ефективного циклу перетворення енергії, показники якого значно вище, ніж в існуючих сучасних аналогах.

Принцип СТК [65, 66, 126] передбачає використання як активного середовища недогріту до насичення рідину, що закипає при витіканні, яка у вихідному перерізі сопла активного потоку РПЕ формує надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним паровмістом ($\beta \rightarrow 1$) та інжектуює пасивний потік. Стиснена у РПЕ 1 пара відокремлюється в сепараторі 2, з якого насичена рідина відбирається насосом 3 в циркуляційний контур і після підігрівання в теплообміннику 4 знову подається в сопло активного потоку РПЕ (див. рис. 1.1).

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

$$\dot{m}_n + \Delta\dot{m}_s = \dot{m}_{\text{вих}}. \quad (1.1)$$

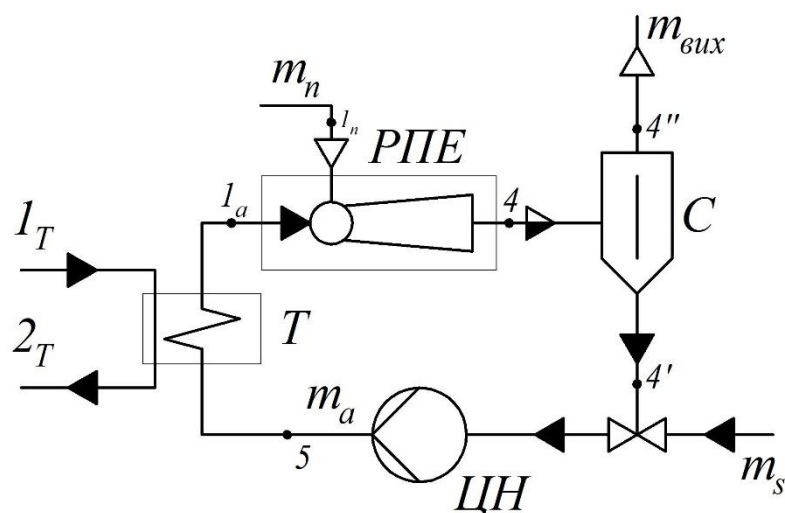


Рисунок 1.1 – Схема вакуумного агрегата на базі РПЕ:

C – сепаратор; T – теплообмінник-підігрівач; $ЦН$ – циркуляційний насос

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

$$1 + \frac{\Delta \dot{m}_s}{\dot{m}_n} = \psi_4. \quad (1.2)$$

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 $\Delta \dot{m}_s$:

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

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 $\frac{\Delta \dot{m}_s}{\dot{m}_n} = 0$, і вакуумний агрегат, зображений на рис. 1.1 працює без подачі додаткової рідини $\Delta \dot{m}_s$.

Стосовно вакуумного режиму роботи принцип СТК буде мати ряд дуже важливих особливостей, пов'язаних із розширенням робочої рідини активного потоку і підведенням пасивного потоку в області тисків, нижчих за атмосферний (див. рис. 1.2).

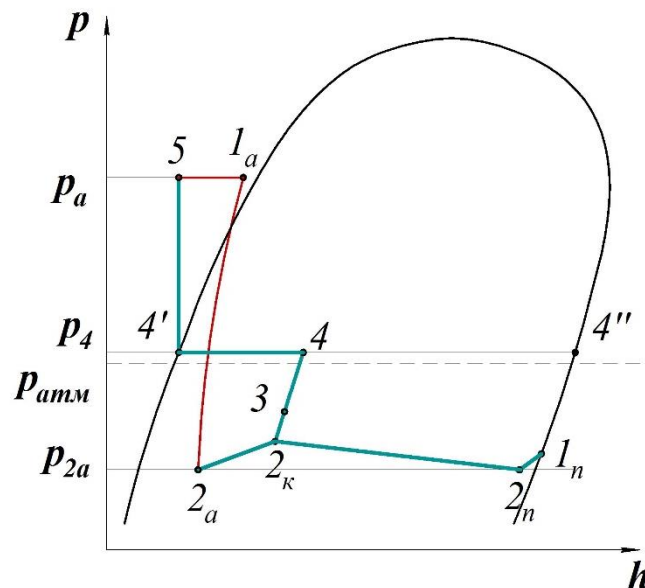


Рисунок 1.2 – Зображення робочого процесу РПЕ у p, h -координатах

Як бачимо з рис. 1.2, перехід в область 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 . Таким чином, для підтримання матеріального балансу необхідно подавати більшу кількість рідини в циркуляційний контур вакуумного агрегата.

У вакуумній техніці розрізняють чотири режими течії: турбулентний, ламінарно-в'язкісний, молекулярний і молекулярно-в'язкісний [24].

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. В області $1200 < R < 2200$ потік може бути або турбулентним, або в'язкісним залежно від умов на вході та виході. Зазвичай приймають потік в'язкісним уже при $Re < 2200$.

Якщо розглянути ці режими течії стосовно РПЕ, що працюють за відносно високих тисків відкачуваного пасивного потоку, то одержимо таке. При великій витраті пари через сопло, а також за великої швидкості та густини активного струменя, ежектор може задовільно працювати в області високих тисків

($10-0,01 Pa$) і за порівняно великого тиску на боці попереднього розрідження.

У цьому випадку залежно від витрати пари через сопло режим його виділення із сопла може бути турбулентним або ламінарно-в'язкісним. При турбулентній течії захоплення пасивного потоку активним струменем відбувається в результаті турбулентного перемішування вихрових мас струменя з частинками відкачуваної речовини, в процесі якого вони одержують імпульси в напрямку руху активного струменя. Крім турбулентного захоплення, матимуть місце 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 і дифузії порівняно з турбулентним захопленням буде в цьому випадку дуже мала.

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

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

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

Нарешті, за дуже низького тиску відкачуваного потоку ($0,01 \text{ Па}$ і нижче), коли довжина вільного пробігу його молекул стає сумірною з розмірами впускного патрубка насоса, в'язкісне тертя зникає, і механізм захоплення повністю визначається дифузією молекул речовини пасивного потоку в струмінь.

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

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

У наш час двофазні струминні апарати для створення вакууму обмежено застосовуються в машинобудуванні, металургії та інших галузях промисловості, техніки і народного господарства у зв'язку з їх 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 і розливання рідкої сталі, вакуумного термічного оброблення та рафінування металів і сплавів у твердому стані [24].

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

Для оцінювання доцільності використання РПЕ в нових установках необхідно порівняти їх ефективність з існуючими на даному етапі пароструминними агрегатами.

Пароструминні вакуумні агрегати служать для створення і підтримання в відкачуваних системах низького тиску – від $0,001$ до 10^{-5} Па. Залежно від області робочих тисків і принципу дії розрізняють три види вакуумних пароструминних агрегатів: ежекторні ($1000-1$ Па), бустерні ($1-0,01$ Па) і високовакуумні ($0,01-10^{-5}$ Па) [38, 45, 82, 94].

Схема і цикл класичної установки на базі пароструминного ежектора приведена на рис. 1.3.

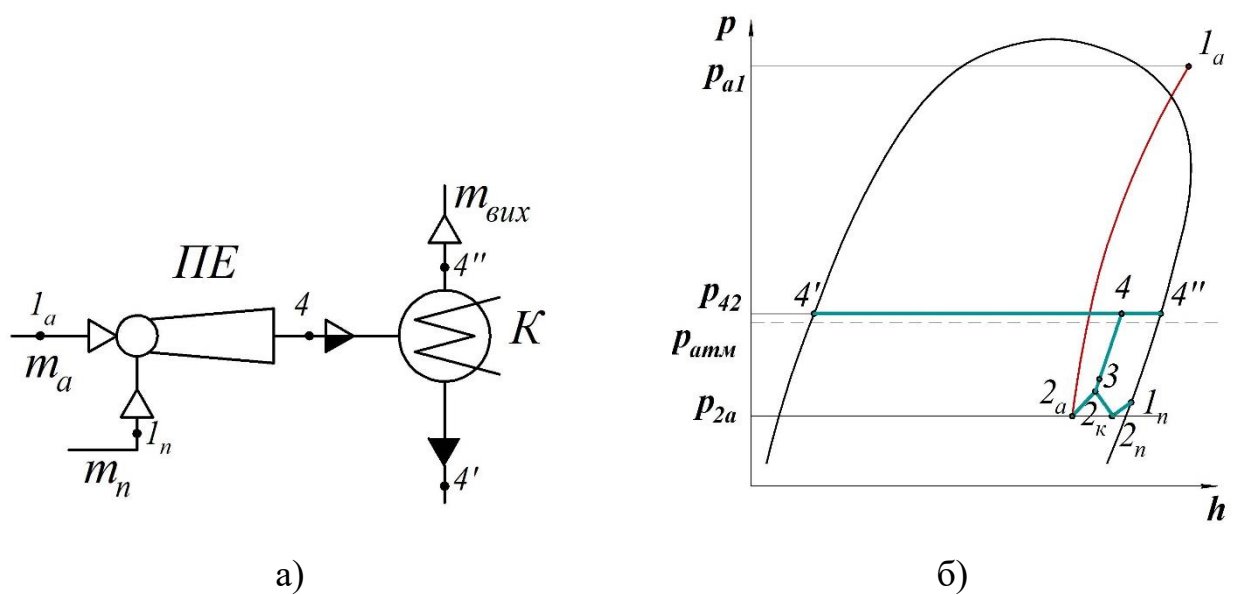


Рисунок 1.3 – Схема (а) та цикл (б) у p, h -координатах класичної установки на базі пароструминного ежектора:

$ПЕ$ – пароструминний ежектор; K – конденсатор

Найчастіше застосовують пароструминні 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 їх застосування за наявності викидної пари на об'єкті, де

розміщена відкачувана установка. Такі умови, зокрема, є на багатьох металургійних заводах.

На рисунку 1.4 наведена схема 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. Установка підключається до камери, з якої відкачується пасивний потік впускним фланцем першого ступеня. Парогазова суміш із першого ступеня надходить безпосередньо до другого, а потім уже після стиснення в другому ступені – до конденсатора і т. д.

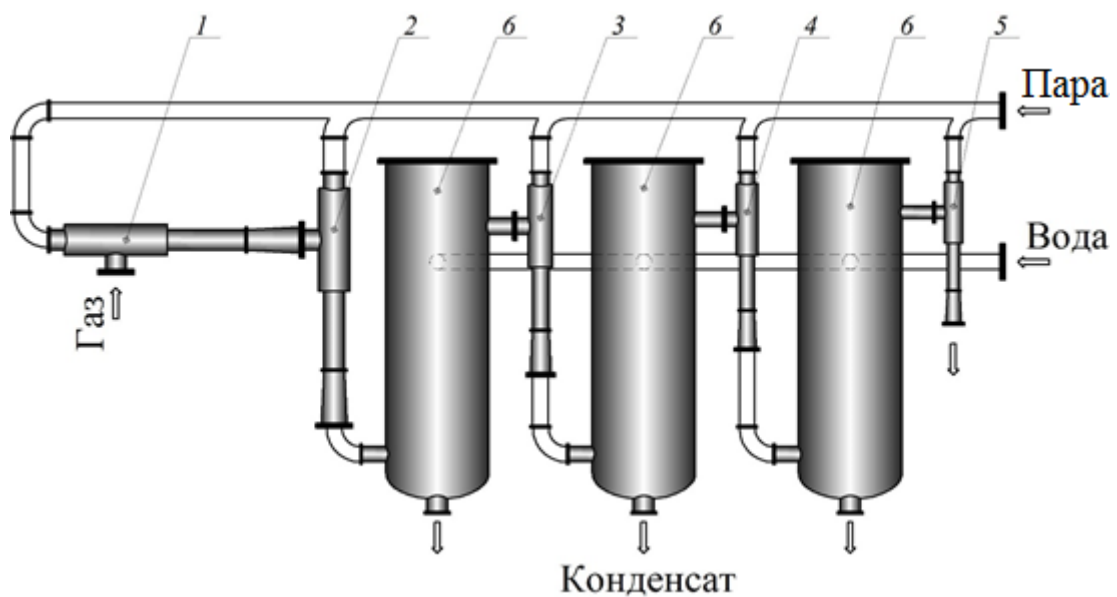


Рисунок 1.4 – Схема п'ятиступеневої установки на базі пароструминних ежекторів:

1–5 – пароструминні ежекторні ступені; 6 – конденсатори змішування

Установка, що працює за наведеною схемою, дозволяє одержувати залишковий тиск 100–1000 Па. При застосовуваних зазвичай тисках 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 ($\sim 4 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$ за температури $30 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$). Установа перших ступенів без проміжних конденсаторів дозволяє отримувати більш низькі тиски (до $1 - 10^{-2} \text{ Па}$) в шести-, семиступеневих ежекторах при трьох – чотирьох ступенях без конденсаторів.

Типова характеристика пароструминного ежектора, що виражає залежність масової продуктивності від впускного тиску, наведена на рис. 1.5 [24]. Крива *a* являє собою робочу частину характеристики, крива *б* – перевантажувальну частину. При цьому залежність швидкості відкачування ежектора від впускного тиску має вигляд кривої з максимумом.

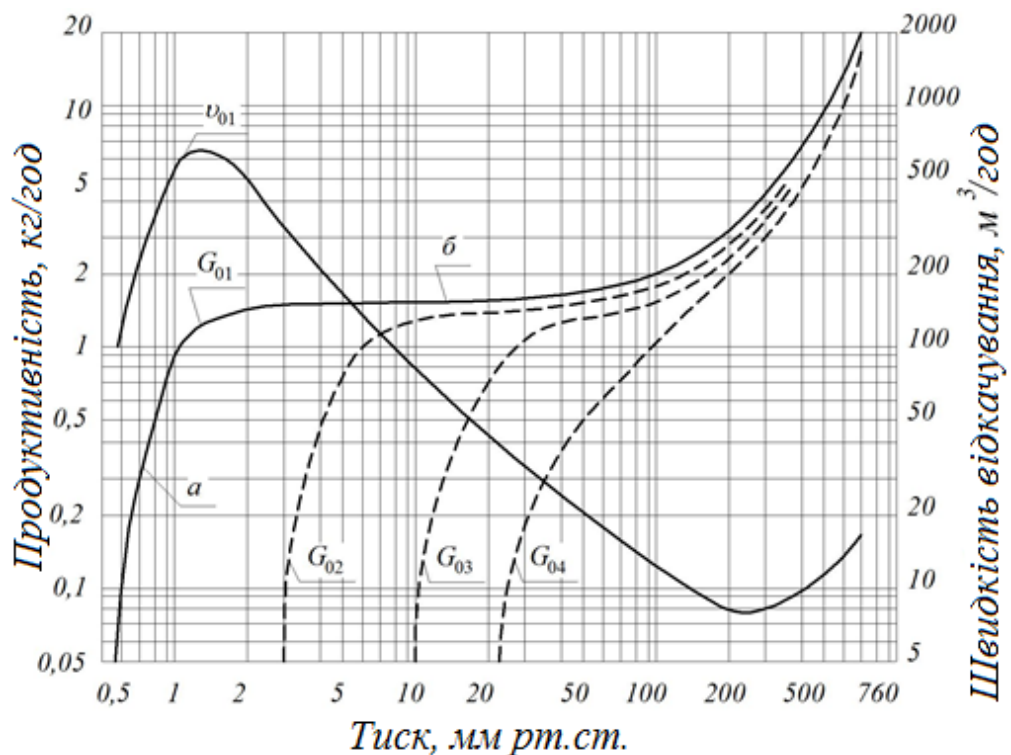


Рисунок 1.5 – Характеристика ежекторної установки продуктивністю 1 кг/год:

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;

v_{01} – швидкість відкачування

Для оцінювання кількості споживання пари і води вакуум-ежекційними установками в табл. 1.1 наведені відповідні дані для 1 кг повітря, що відсмоктується залежно від створюваного тиску (за температури води $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 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 м ³ /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 ряд істотних недоліків, наслідками яких є їх низька ефективність та обмеженість застосування.

Оскільки здебільшого такі установки є багатоступеневими, їх загальний ККД знаходиться на рівні 2–10%. Більший ступінь підвищення тиску в одному ступені веде до різкого зниження ККД ежектора, що пов'язано з втратами «на удар» при надкритичному витіканні.

У цій ситуації дуже актуальним використання РПЕ, що працює за принципом СТК [8–10, 65–69, 78, 119, 130].

Відмінні риси можна простежити при зіставленні робочого процесу РПЕ з робочим процесом пароструминного вакуумного агрегата, що працює на перегрітій (або сухій) водяній парі, коли робочий струмінь пари формується біля правої граничної кривої (див. 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 і 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 пароструминних ежекторів.

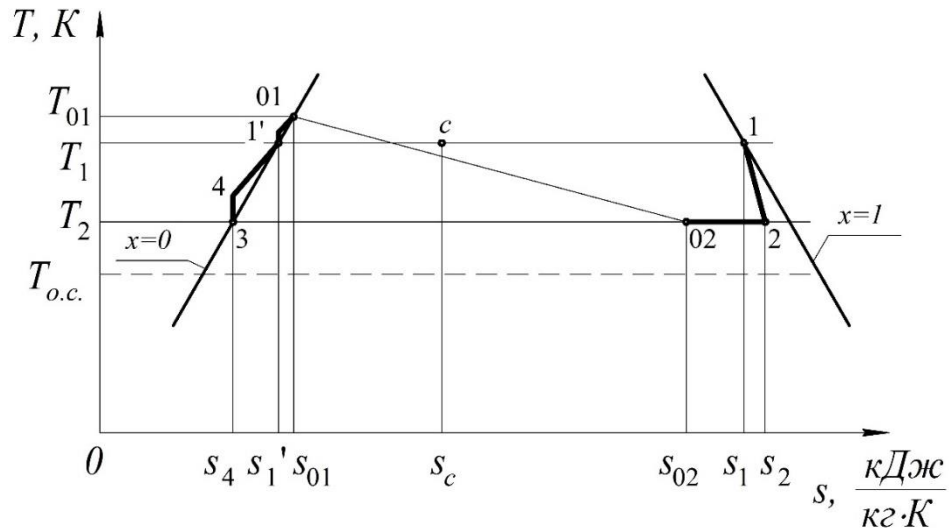


Рисунок 1.6 – Співставлення робочого процесу РПЕ (розширення від нижньої приграничної кривої) з робочим циклом пароструминного ежектора (розширення від верхньої приграничної кривої) у T,s -координатах

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

Ефективність РПЕ насамперед визначається досконалістю процесів витікання закипаючої рідини і формування робочого струменя вологої пари. Відома досить велика кількість досліджень, присвячених вивченню течії закипаючих потоків в каналах, що розширюються (соплах Лаваля) [94, 109, 125]. Однак у зв'язку зі складністю процесів змішування різнофазових струменів, що супроводжуються обміном кількості руху, тепло- і 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.

Порівнюючи РПЕ з пароструминними вакуумними агрегатами, можна зробити висновок, що на відміну від газових (парових) струминних апаратів ступінь завершеності обмінних процесів у каналах проточних частин для РПЕ є фактором, що визначає ефективність його робочого процесу.

На рисунку 1.7–1.9 подані результати порівняльного аналізу досяжних показників ефективності пароструминного вакуумного агрегата та РПЕ у вигляді графічних залежностей коефіцієнта інжекції u (рис. 1.6), ексергетичного ККД ежектора η_e (рис. 1.7) і порівняння ексергетичного ККД традиційної установки з використанням пароструминних ежекторів та ексергетичного ККД СТК-модуля на базі РПЕ $\eta_{e\text{уст}}$ (рис. 1.8) від відношення тиску в сепараторі до тиску пасивного потоку p_c/p_{02} . Чисельний метод розрахунку робочого процесу і прийнята математична модель розрахунку враховують метастабільність середовища, критичні режими течії, подрібнення рідкої фази і релаксаційний характер пароутворення [9].

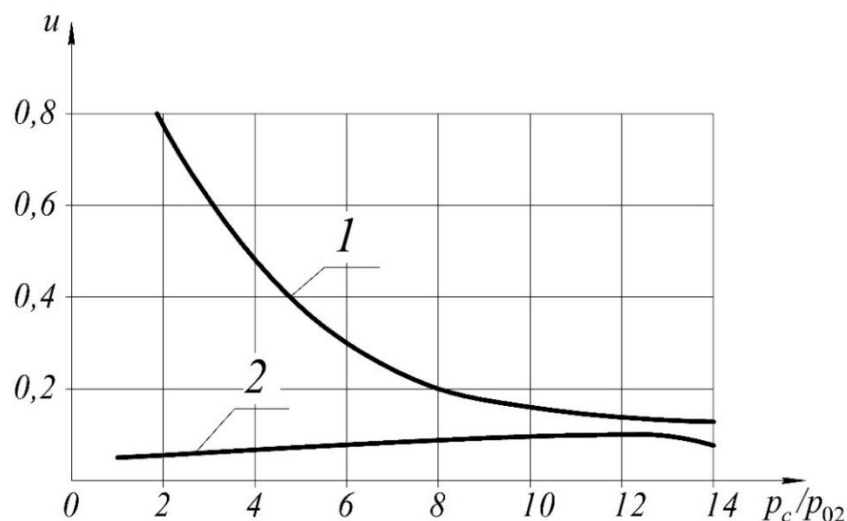


Рисунок 1.7 – Залежність коефіцієнта інжекції u від ступеня підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} :

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

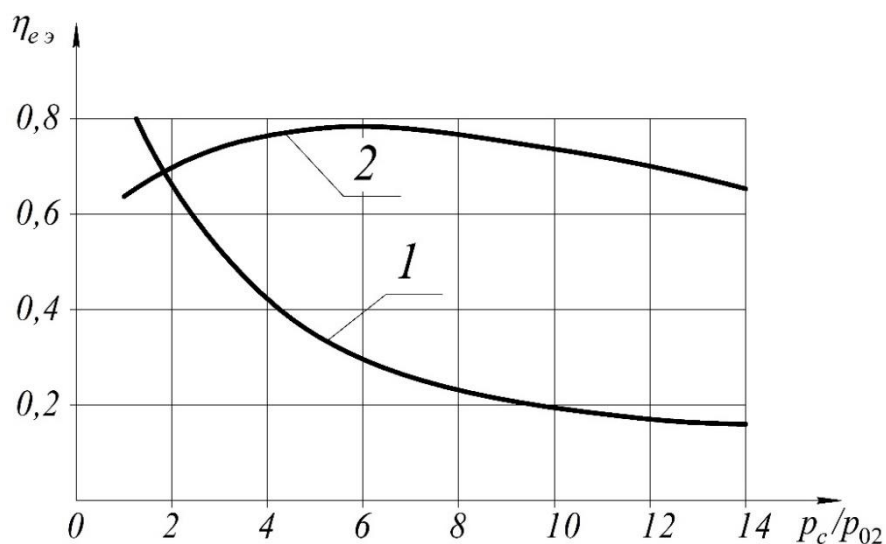


Рисунок 1.8 – Залежність ексергетичного ККД ежектора $\eta_{eэ}$

від ступеня підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} :

1 – пароструминний вакуумний агрегат ($p_0 = 10^6$ Па, $t_0 = 180$ °С, $p_{02} = 5 \cdot 10^3$ Па);

2 – РПЕ ($p_0 = 3 \cdot 10^5$ Па, $t_0 = 130$ °С, $p_{02} = 5 \cdot 10^3$ Па)

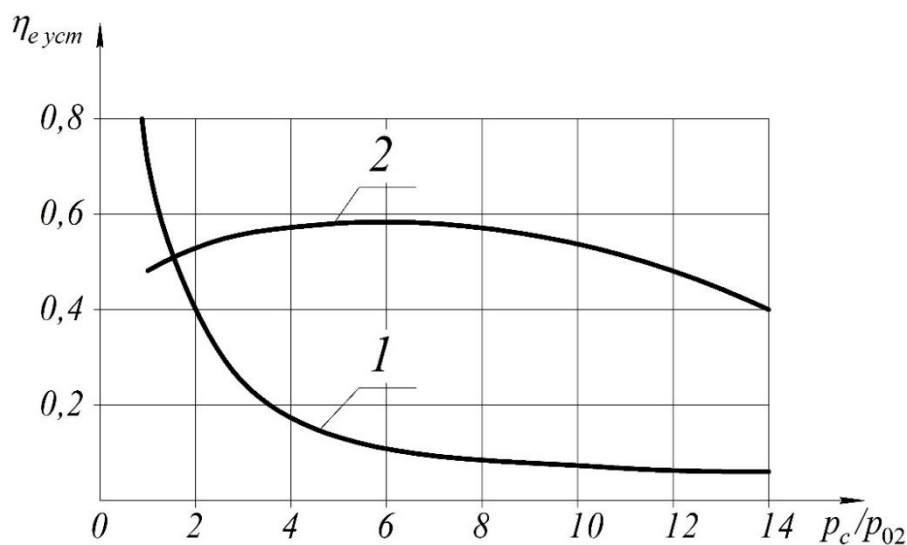


Рисунок 1.9 – Залежність ексергетичного ККД установки $\eta_{eуст}$

від ступеня підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} :

1 – пароструминний вакуумний агрегат ($p_0 = 10^6$ Па, $t_0 = 180$ °С, $p_{02} = 5 \cdot 10^3$ Па);

2 – РПЕ ($p_0 = 3 \cdot 10^5$ Па, $t_0 = 130$ °С, $p_{02} = 5 \cdot 10^3$ Па)

Під час аналізу одержаних результатів із рис. 1.7–1.9 бачимо, що використання РПЕ дозволяє отримати необхідне значення величини вакууму за

досить високої ефективності установки, що не можна сказати про пароструминні вакуумні ежектори. Також принцип СТК дозволяє реалізовувати такий робочий процес, в 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 і методи розрахунку двофазних струминних апаратів, що працюють у режимі вакуумування. Але всі вони базуються на спрощених методиках розрахунку, що ґрунтуються на одновимірній схемі процесу, що є грубим наближенням, оскільки неодномірність є однією з найважливіших особливостей перебігу в каналах із непрофільованим входом, що проявляється як специфічна властивість навколосвукових потоків.

Незважаючи на різноманітність теоретичних та експериментальних праць з дослідження двофазних струминних апаратів, вони потребують глибшого вивчення. Це пояснюється складністю процесів, що проходять при змішуванні 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 в XIX столітті. За наступні роки з'явилася велика кількість праць з дослідження, вивчення та опису процесів, що проходять в них. Але створення загальної теорії й методики розрахунку двофазних струминних апаратів, що працюють в області вакууму, ускладнювалося недостатньою вивченістю робочого процесу через його складність. Це робило неможливим і стримувало їх застосування. Нові галузі використання вимагали більш глибоких теоретичних, а головне, експериментальних досліджень. Упродовж тривалого

періоду не використовували серйозних спроб описати процеси, що проходять у різних типах двофазних струминних апаратів з єдиних позицій.

Запропонована К. Пфлейдерером [131] методика розрахунку ґрунтується на рівнянні балансу енергії. Згідно з його теорією кінетична енергія витікання робочої рідини із сопла активного потоку за вирахуванням втрат витрачається на ізотермічний стиск робочого середовища пасивного потоку.

Автори праць [4, 52, 55, 80, 129], на відміну від К. Пфлейдерера враховують додаткові фактори, що впливають на характеристики апарата в цілому. Так, К. Г. Клене [129], провівши експериментальне дослідження водоповітряного струминного апарата і визначивши існування двох різних режимів його роботи, допрацьовує і вдосконалює методику К. Пфлейдерера. Г. М. Захариков [52] 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 в рівняння енергетичного балансу ще дві складові – повну енергію робочої рідини на виході з апарата та енергію, що витрачається на подолання місцевих опорів.

Г. А. Аронс [6] продовжує дослідження К. Г. Клене і зазначає, 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 стиск робочої рідини пасивного потоку від тиску камери змішування до тиску на виході зі струминного апарата й на стиск водяної пари, домішаної до повітря, тим самим розширюючи сферу використання емпіричної залежності К. Г. Клене.

Автори більш пізніх праць [14, 15, 20, 42, 43, 49, 50, 53, 56, 84, 86, 131], переконавшись у значному розходженні проведених ними експериментів із результатами розрахунків за вище наведеними методиками, пропонують використовувати чисто емпіричні залежності, що поширюються лише на досліджуваний ними діапазон параметрів, обраний із галузі використання ежекторів для конкретного випадку.

У працях [14, 20, 52] наведено виведення різних форм рівняння ежекції та коефіцієнта інжекції у вигляді емпіричних залежностей на основі одержаних авторами експериментальних даних, але що найголовніше, вперше відзначається вплив геометричних і режимних параметрів на досяжні показники апаратів, а саме геометричних розмірів камери змішування на ступінь завершеності обмінних процесів між активним та пасивним потоками. У праці [15] під час експериментального дослідження водоповітряного струминного апарата на прозорій моделі наголошується, що в переважній більшості режимів роботи не все захоплене повітря стискається в проточній частині апарата і 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 $p_c/p_n > 15$.

У наступних працях [49, 50, 55, 85, 87, 91, 129, 99–101] більш детально розглядається питання впливу розмірів камери змішування, і Є. Я. Соколов та М. М. Зінгер [85] пропонують використовувати подовжені камери змішування, в яких між звужувальною конфузornoю ділянкою та дифузором вмонтована додаткова циліндрична частина. Також Г. І. Єфимочкін та Б. Є. Кореннов у праці [49] відзначають, що у 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 оцінюється можливість заміни камери змішування і дифузора на просту циліндричну трубу і проводяться експериментальні дослідження ежекторів із трубами різних діаметрів та довжин. За узагальненими результатами наводяться емпіричні залежності для вибору оптимальних розмірів камери змішування в експериментально досліджуваному діапазоні геометричних і режимних параметрів ежектора. У праці [31] наведені результати експериментального дослідження газових ежекторів зі звужувальними конічними камерами змішування, перехід до яких

від циліндричних камер змішування дозволяє істотно підвищити ефективність ежектора.

У працях [64, 90, 99], крім розгляду характеру впливу геометрії камери змішування, показано перевагу застосування надзвукових сопел для інжектувального газу порівняно зі звуковими, а в праці [28] наведені результати експериментального дослідження газових ежекторів із циліндричною камерою змішування та дифузором, що має горловину.

У працях [42, 43] основна увага приділена оптимізації конструкції рідинно-струминних апаратів, застосовуваних для компримування та подавання до системи газозбирання нафтових газів кінцевих ступенів сепарації нафти шляхом зміни сполучень відносної довжини камери змішування й горловини дифузора. Запропонована методика розрахунку розроблена шляхом узагальнення одержаних дослідних даних з використанням теорії подібності.

Ряд авторів під час розрахунку вакуумних двофазних струминних апаратів, як і при розрахунку рідинно-струминних насосів, використовують рівняння збереження кількості руху для камери змішування сумісно з рівнянням нерозривності [41, 57, 58, 60, 62, 122, 124]. Найбільш обґрунтовано така методика розрахунку викладена у працях Р. Г. Каннінгема та Р. І. Допкіна [57, 58, 127]. Вони рівняння кількості руху та нерозривності застосовують 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 режимах. 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. При цьому зона змішування різнофазних потоків закінчується в камері змішування. Крім того, можуть реалізовуватися режими течії, за яких зона змішування потоків закінчується в дифузорі. При цьому 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 [5, 14, 15, 18, 19, 21, 22, 30, 40, 46, 48, 49, 53, 61, 63, 84, 86, 87, 101, 116, 122, 131], в яких наголошується різноманітність режимів роботи, наводиться структура потоку в проточній частині апарата. У працях [14, 19, 21, 22, 4, 84] описаний вплив режимних параметрів (коефіцієнтів втрат, ступеня стиснення і температури робочої рідини активного потоку), а в працях [5, 15, 18, 30, 40, 46, 49, 61, 62, 64, 84, 87, 90, 99, 101, 116, 131] – геометричних параметрів (діаметра і довжини камери змішування, форми сопел та їх кількості) на досяжні 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 ряду інших параметрів. Ці методики можуть застосовуватися, зазвичай, лише для обраного режиму роботи апарата у вузькому діапазоні його параметрів.

Тому автори праць [25, 26, 28, 29, 44, 70-72, 104–108, 122] пропонують методику розрахунку, що базується на теоретичних залежностях, одержаних у результаті 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 [107, 108].

У праці [122] В. П. Шидловський, враховує важливу роль визначення критичного режиму роботи (режиму «запирання») газорідного ежектора і 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. При цьому передбачаються відсутність теплообміну між газом і рідиною в камері змішування та утворення в її вихідному перерізі однорідної механічно рівноважної суміші. Виведення рівняння ежекції наводиться виходячи з умови,

що на виході з камери змішування утворюється однорідна суміш, в якій частинки газу й рідини мають однакову швидкість. Існування режиму «запирання» пояснюється збільшенням швидкості суміші в камері змішування до граничного значення, що відповідає досягненню швидкості поширення нескінченно малих збурень у суміші. І. І. Межиров та Ф. А. Куканов називають такий режим «тепловим запиранням» і в працях [70–72] детально описують його, приводячи необхідні умови його виникнення.

Ю. М. Васильєв у роботах [26, 27, 30], на відміну від В. П. Шидловського наводить 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. Зівставляючи одержані швидкості зі швидкістю поширення звуку в суміші, автор показує, що менша з них відповідає дозвуковому, а більша – надзвуковому режимам течії двофазної суміші у вихідному перерізі камери змішування. Реалізація надзвукової течії призводить до запирання камери змішування, в результаті 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 надзвуковий, і режим, за якого швидкість суміші на виході з камери змішування дорівнює швидкості звуку.

На підставі дослідження ізотермічного ККД при зміні режиму роботи струминного апарата, в праці [30] 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 надзвуковій швидкості суміші в її вихідному перерізі. Для експериментального підтвердження розрахунків були проведені випробування серії двофазних струминних апаратів із числом стволів рідинного сопла $Z_C = 1–327$ [30, 101]. Встановлено, що експериментальні дросельні характеристики в разі $Z_C > 12$ якісно збігаються з теоретичними, причому відзначаються

задовільний збіг теорії з експериментом за малих та істотна відмінність за великих значень коефіцієнта ежекції. Різницю між результатами випробувань ряду струминних апаратів з одноствольним рідинним соплом, наведеними у працях [5, 14, 15, 18, 19, 22, 22, 30, 40, 46, 48, 49, 53, 61, 63, 85, 87, 102, 116, 122, 130], і розрахунками за методикою Ю. М. Васильєва автори праці [30] пояснюють нерівномірністю потоку на виході з камери змішування.

Автори праць [73, 75, 89] пропонують методику розрахунку газового ежектора, доповнену умовою рівності тисків газів в 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 [89] розглянуто газовий ежектор із циліндричною камерою змішування, а в праці [75] – плоский звуковий газовий ежектор із циліндричною камерою змішування, в якому одновимірність течії передбачається лише в дозвуковому струмені низьконапірного газу, а надзвуковий режим течії газу у високонапірному струмені розглядається з позицій розв'язання рівнянь плоского надзвукового режиму течії газу.

У працях [36, 73, 90] теоретично та експериментально досліджені особливості режиму роботи газових ежекторів при великих перепадах тиску, в яких відношення площі перерізу камери змішування до площі критичного перерізу активного сопла знаходиться в межах 2,0–8,0, а степінь підвищення тиску пасивного потоку – 2,0–5,4 (з урахуванням втрат у дифузорі).

У працях М. Є. Дейча [39] та Я. Г. Шапіро [118] враховується нерівномірність профілю швидкостей на виході з камери змішування газо-газового і рідинно-рідинного струминного апарата шляхом уведення коефіцієнта в рівняння збереження кількості руху.

Автори праць [16, 17, 33, 37, 54, 76, 77, 79, 83, 93] досліджують двофазні струминні апарати з позицій їх застосування в хімічній промисловості як тепло- і масообмінні апарати. У зв'язку з цим у зазначених працях приділена увага в

основному процесам взаємодії в камері змішування диспергованої на краплі рідини з газом.

Так, у працях [76, 77] були досліджені два види двофазних струминних апаратів, що відрізняються робочими речовинами активного та пасивного потоків. У першому випадку розглянутий агрегат із двофазним струминним апаратом, де як робочу рідину використовували багатокомпонентну 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 застосовується так звана «чиста» робоча рідина, 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. При відкачуванні сухого повітря

внаслідок перевищення тиску насичених парів води над парціальним тиском водяної пари в повітрі у камері змішування апарата, частина робочої рідини випаровується і переходить у вигляді водяної пари в супутній потік газу. Процес припиняється, якщо парціальний тиск водяної пари у супутньому потоці газу і тиск насичених парів води стають однаковими.

У праці [54] розглядається ежектор, в якому активним і пасивним потоком є одним і тим самим газом, але не вступають в хімічну реакцію один з одним, і виявлені критичні режими роботи такого апарата. Також наведені формули для перерахунку ежектора, в якому активним і пасивним потоками є повітря, на ежектор, в якому повітря ежектує інший газ.

Не всі розглянуті вище методики розрахунку двофазних струминних апаратів ураховують зміни їх 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 [65–69, 81] найбільш фундаментально підійшли до дослідження робочого процесу двофазного струминного апарата, який працює в компресорному режимі. Результатом їх робіт є:

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

2. Розроблення теплофізичної і математичної моделей течії закипаючої рідини в частині сопла активного потоку РПСК, що розширюється. Адекватність моделі підтверджується 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) при витіканні закипаючої рідини в 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 базується 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. Встановлено діапазон зміни цих параметрів, що забезпечує найбільшу ефективність компресора.

7. Створення методики розрахунку параметрів витіканні закипаючої рідини з сопла активного потоку і характеристик РПСК, яка дозволяє визначити геометричні параметри проточної частини та отримати компресор із високими показниками ефективності.

Усі розглянуті вище методики дозволяють розраховувати двофазні струминні апарати в певному робочому діапазоні, і навіть найбільш точна методика В. М. Марченка та М. Г. Прокопова призначена для розрахунку цих апаратів під час їх 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 їх 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 їх випуску за останній час не привело до істотного підвищення їх ефективності, створення нових конструкцій і розширення діапазону роботи. Це пояснюється недоліками розроблених теорій, існуючих методик розрахунку та експериментальних досліджень.

На сьогодні для проектування двофазних струминних апаратів фактично відсутні необхідні теоретичні знання й технічні засоби, що дозволяють розробляти та виготовляти машини в суворій відповідності із заданими вихідними даними. 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.

Саме тому **метою** дисертаційної роботи є вдосконалення математичної моделі та методики розрахунку рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата, з одержанням витратних та енергетичних характеристик і визначенням шляхів підвищення ефективності вакуумних систем.

Для реалізації поставленої мети сформульовані й потребують вирішення такі **завдання**:

- розроблення математичної моделі робочого процесу і методики розрахунку рідинно-парового ежектора вакуумного агрегата в різному конструктивному виконанні;

- експериментальна перевірка результатів чисельного моделювання робочого процесу рідинно-парового ежектора і визначення кореляційних коефіцієнтів;

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

– уточнення математичної моделі на основі проведених експериментальних досліджень;

– виконання ексергетичного аналізу вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів;

– оптимізація параметрів 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» [130] і «Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание» [119].

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 [10], ґрунтується на математичній моделі розрахунку РПСК, запропонованій у праці [81], і у числовому вигляді описується як система рівнянь збереження маси, кількості руху, енергії, стану середовища і виробництва ентропії в інтегральному вигляді, а також доповнюється залежностями з кінетики пароутворення і критичних режимів, характеристиками подрібнення та полідисперсного розподілу рідкої фази.

У проточній частині РПЕ, схема якого наведена на рис. 2.1, течія двофазного однокомпонентного середовища, що складається з пари і розподіленої за обсягом дрібнодисперсного краплинної рідини, частинки якої перебувають у підвішеному стані, є стаціонарною й адіабатною. Термічна метастабільність визначається 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 [27, 94, 97, 109] приймаються такі припущення:

1. Сили поверхневого натягу нехтовно малі ($\sigma = 0$) [103].
2. Величина дисипативних втрат в осередненому одновимірному потоці визначається тертям у граничному шарі та ступенем завершеності релаксаційного фазового переходу на даній ділянці течії вздовж поздовжньої координати z .

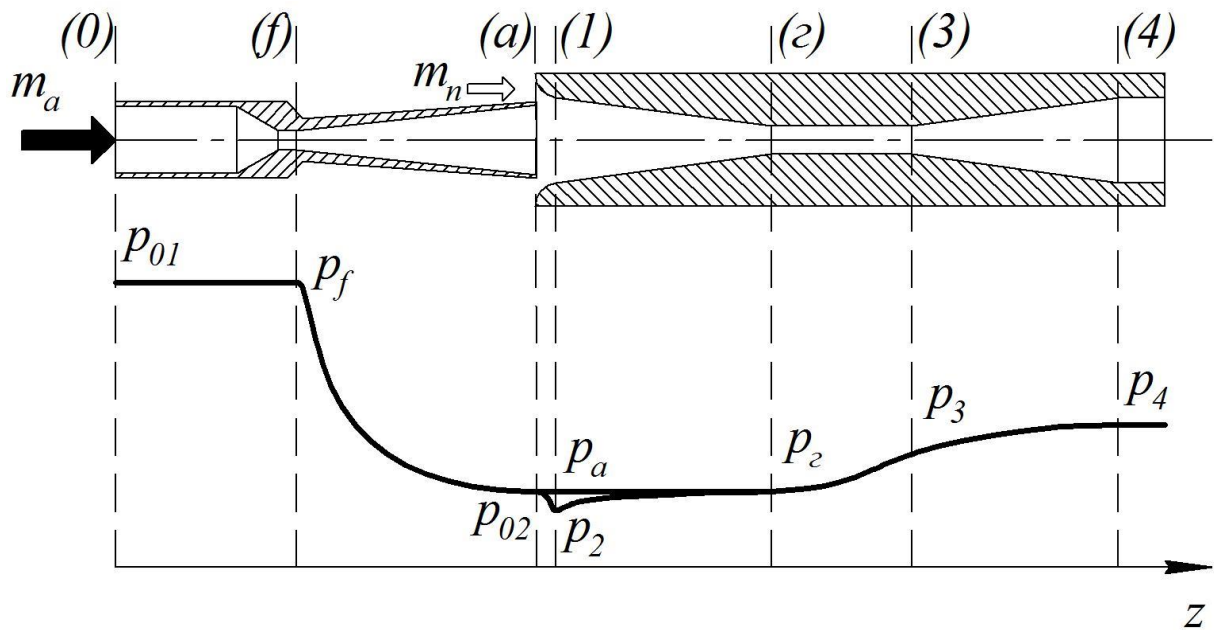


Рисунок 2.1 – Схема проточної частини РПЕ
і розподіл статичного тиску по довжині в осьовому напрямку

3. Полідисперсний статичний розподіл частинок за розмірами у будь-якому перерізі z потоку підпорядковується рівнянню Розіна – Рамлера [125] нормально-логіфімічним 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 у перерізі структурної перебудови потоку, м/с;

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

4. У дозвуковій хвилі, яка проходить через дрібнодисперсний двофазний потік, встигає завершитися лише обмін кількістю руху, а тепло- і масообмінні процеси «заморожені», що підтверджується низкою експериментальних досліджень [97]. Критична швидкість при цьому дорівнює

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

де κ_n – показник адиабати у певному перерізі РПЕ;

p – тиск у певному перерізі РПЕ;

v – питомий об'єм у певному перерізі РПЕ;

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

5. У двофазному потоці дрібнодисперсної структури, сформованому за рахунок витікання закипаючої, близької до насичення рідини, в умовах зростання тиску й температури пари в камері змішування не спостерігається появи стрибків 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:

$$d \left[m_i \cdot u_{pid} (t_{pid_i}) \right] = h_n (t_n, p) dm_i \quad (2.3)$$

та рівняння тепловіддачі

$$\left[h_n (t_n, p) - h_{pid} (t_{pid_i}) \right] dm_i = \alpha_i \cdot \pi \cdot a_i^2 \cdot (t_n - t_{pid_i}) \cdot w^{-1}(z) dz, \quad (2.4)$$

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

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

t_{pid_i} – 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 при числах Нуссельта $Nu_i \rightarrow 2$ за формулою $\alpha_i = \frac{Nu_i \cdot \lambda_n(t_n)}{a_i}$.

7. Високий рівень швидкості обміну кількістю руху в дрібнодисперсному парокраплинному потоці зумовлює дуже малу тривалість релаксації парової фази [109]. Із цієї причини термічні та калоричні параметри пари визначаються за рівноважним станом насичення залежно від величини тиску $p(z)$, тобто температура пари однозначно визначається за тиском $t = t_s(p)$.

8. Рідка фаза вважається 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- і масообмінними процесами. Для розрахунку осереднених параметрів по довжині проточної частини і сумарних характеристик РПЕ застосовують систему рівнянь одновимірного адіабатного руху у квазірівноважному термодинамічному наближенні для виділених меж розглянутої ділянки течії:

– рівняння стану термічно метастабільної 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):

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

– рівняння кількості руху (імпульсу):

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

– рівняння виробництва ентропії (II закон термодинаміки):

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

де ν – питомий об'єм частинки i -ї групи розподілу, m^3/kg ;

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

w – середня швидкість потоку частинок, m/s ;

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

z – безрозмірна повздовжня координата;

χ – масовий вміст вологи, kg/kg ;

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

τ_w – дотичне напруження на стінці каналу, $Па$;

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

s – ентропія частинки i -ї групи розподілу, $Дж/(kg \cdot K)$;

індекс « pid » – параметр у стані рідини, індекс « n » – 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 визначається 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 і результатами розрахунків перегрівання (переохолодження) Δt_{pidj} рідини в спектрі розподілу частинок.

Стосовно розрахунку параметрів робочого процесу РПЕ, схема якого подана на рис. 2.1, система розрахункових рівнянь (2.5)-(2.10) приводиться до інтегрального вигляду для характерних ділянок проточної частини.

2.2. Моделювання течії потоку закипаючої рідини в каналах, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний

2.2.1. Математичний опис термодинамічних процесів при витіканні закипаючої рідини з каналів, що розширюються

Як сопло активного потоку в РПЕ застосовують сопло, близьке за формою до сопла Лаваля, в 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 закипаючого потоку метастабільно перегрітої рідини, положення якої викладені у праці [81]. 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:

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

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

$$d \left\{ h_{pi\partial}(t_{pi\partial}) + x \cdot [h_n(t_n, p) - h_{pi\partial}(t_{pi\partial})] + \frac{w^2}{2} \right\} = 0, \quad (2.14)$$

$$d \left\{ s_{pi\partial}(t_{pi\partial}) + x \cdot [s_n(t_n, p) - s_{pi\partial}(t_{pi\partial})] \right\} > 0, \quad (2.15)$$

і розв'язується спільно з рівнянням пароутворення

$$dx = b_n \cdot f \cdot \frac{v'_0}{v_n(t_{pi\partial}, p)} \cdot \frac{\sqrt{v_{pi\partial}(t_{pi\partial}) \cdot (p_s(t_{pi\partial}) - p)}}{w_f} \cdot d\bar{z}, \quad (2.16)$$

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

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

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

Рівняння стану води для областей рідкої фази, насиченої та перегрітої пари використовується в табличній формі [3].

Як граничні умови прийнято розподіл вихідних параметрів і співвідношень, що характеризують особливості формування та розвитку парокраплинної течії в перерізах інверсії (v) і відриву потоку (a) від стінок каналу (див. рис. 2.2).

Витікання з каналів, що розширюються, закипаючої в область тисків, нижчих за атмосферний, має ряд характерних властивостей:

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

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

3. Реалізація незначних початкових відносних недогрівів 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 знаходиться в області 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.

Таким чином, для уточнення робочого процесу РПЕ необхідне більш конкретне вивчення цих властивостей із метою проектування та розрахунку сопел активного потоку, в яких ефективність процесу витікання робочої рідини максимальна.

2.2.2. Характер зміни параметрів закипаючої рідини при витіканні з каналів, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний

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

Як згадувалося вище, у вхідній ділянці сопла, що звужується, відбуваються зменшення тиску робочої рідини та збільшення його швидкості. У перерізі s_0 місцевий тиск потоку дорівнює тиску насичення за початкової температури t_0 . Потім в області 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 і тиск $p_f < p_{s0}$.

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

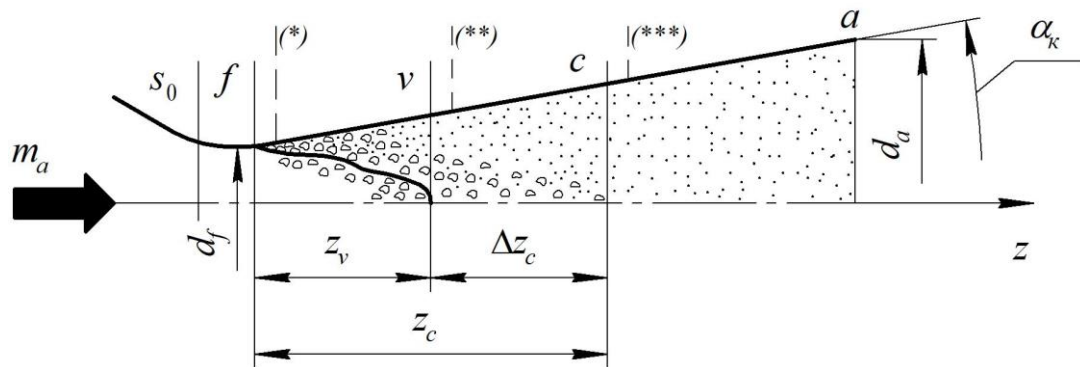


Рисунок 2.2 – Схема течії закипаючої рідин у соплі Лавалю:

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

У зв'язку з тим що в РПЕ витікання із сопла робочої рідини активного потоку відбувається в області 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 c внаслідок інтенсивного пароутворення спостерігається нерівномірний розподіл

паровмісту по перерізу каналу. Поблизу стінки спостерігається 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 перерізами v і c відбувається залишкове подрібнення найбільших краплин рідини і перехід до надзвукової течії.

Переріз a є перерізом відриву потоку від стінок каналу, в 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 і запізнювання пароутворення, течія в частині сопла, що розширюється, супроводжується наявністю трьох критичних перерізів [81]. Перший критичний переріз (*) визначає кінцеву величину початкового метастабільного перегрівання рідини та витратні характеристики каналу. Другий критичний переріз (**) обумовлює завершення інверсії структури потоку і забезпечує перехід до парокраплинної структури. Третій критичний переріз (***) свідчить про залишкове подрібнення в парокраплинному потоці дрібнодисперсної структури і перехід до надзвукової течії.

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

Визначальним фактором 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 $(1 - \varepsilon_{s0})$.

$$(1 - \varepsilon_{s0}) = \frac{P_0 - P_{s0}}{P_0} = 1 - \frac{P_{s0}}{P_0}, \quad (2.18)$$

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

Згідно з рівнянням енергетичного балансу при припущенні, що $Q_{o.c.} = 0$, для коефіцієнта інжекції можна записати [85]:

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

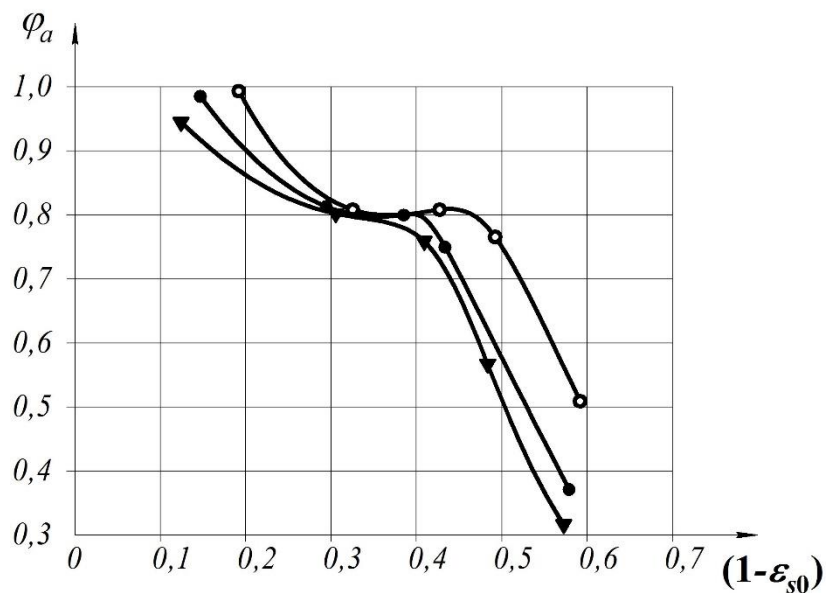
Із результатів числових та експериментальних досліджень РПСК [65–68, 81, 126] бачимо, що для забезпечення необхідного ступеня розширення і, як наслідок, його ефективної роботи тиск робочої рідини активного потоку повинен становити $P_{01} = 1,7\text{--}4 \text{ МПа}$ і температура $t_{01} = 183\text{--}204 \text{ }^\circ\text{C}$ за тиску робочого середовища пасивного потоку на вході до приймальної камери $P_{02} = 0,07\text{--}0,18 \text{ МПа}$ і 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 показаний на рис. 2.3.

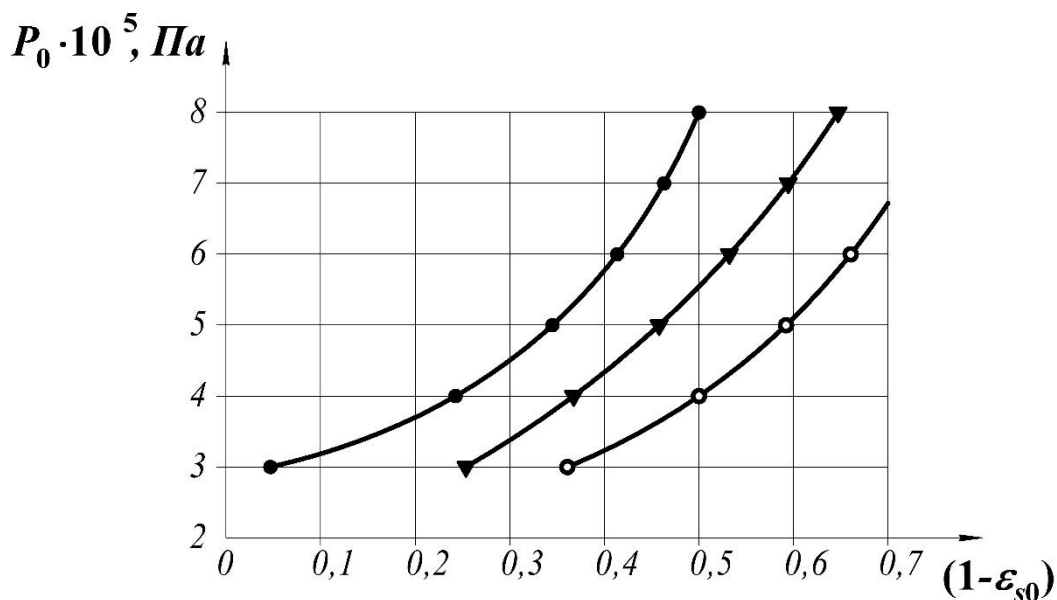
У результаті експериментального дослідження РПСК [8] були отримані показники ефективності витікання робочої рідини активного потоку з каналів, що розширюються, за різних значень початкового тиску (рис. 2.3 *а*). На рисунку 2.3 *б* наведені результати числового дослідження РПЕ, з яких бачимо, що найбільш сприятливою для стійкої роботи є область недогрівань $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2\text{--}0,4$, в якій, як відзначається у праці [68], значення величини метастабільності витрати близьке до одиниці, і, отже, значення коефіцієнтів ефективності сопла Лавалю є максимальним.

При цьому 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 в перерізах, що розглядаються). Тому, як бачимо з рис. 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 і температура $t_{01} = 105-140$ °С.



а)

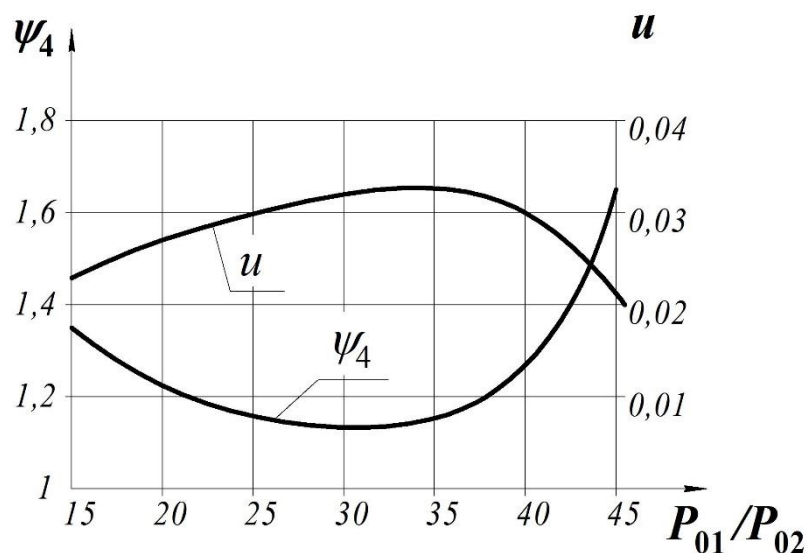


б)

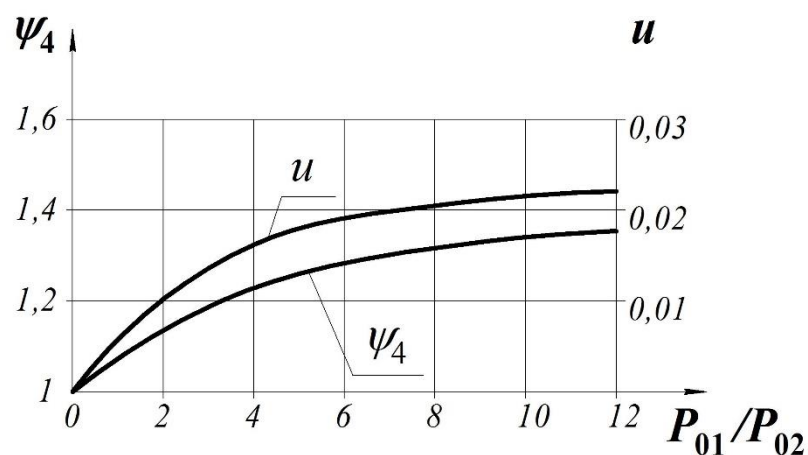
Рисунок 2.3 – Характер впливу початкових параметрів робочої рідини на вході до активного сопла на величину відносного недогрівання:

а) – ● – $P_{01} = 20,4$ бар, –○– $P_{01} = 20,16$ бар, –▼– $P_{01} = 15,55$ бар;

б) – ● – $t_{01} = 150$ °С, –▼– $t_{01} = 140$ °С, –○– $t_{01} = 120$ °С



а)



б)

Рисунок 2.4 – Залежність коефіцієнта інжекції u і ступеня перевиробництва пари ψ_4 від ступені підвищення тиску пасивного потоку P_{01}/P_{02} :

а) дані розрахунку РПСК [81]; б) дані розрахунку РПЕ

Досягнення максимальної ефективності витікання і ступеня завершеності пароутворення в каналі також визначаються 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 додержання цих умов.

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

$$\bar{f}_a = \frac{v_a}{v'_0 \cdot \gamma_a}, \quad (2.20)$$

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

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

де C_κ – ступінь дифузорності ділянки сопла, що розширюється.

$$C_\kappa = 2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_\kappa}{2} \right), \quad (2.23)$$

де α_κ – 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 простежимо залежність середньовитратної швидкості від величини початкового відносного недогрівання:

$$w_f = \mu_0 \cdot v_f \cdot \sqrt{2 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{P_{01} - P_{s0}}{P_{01}} \right) \cdot v'_0 \cdot P_{01}}, \quad (2.25)$$

$$w_f = \mu_0 \cdot \nu_f \cdot \sqrt{2 \cdot 10^5 \cdot (1 - \varepsilon_{s0}) \cdot \nu'_0 \cdot P_{01}} . \quad (2.26)$$

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.

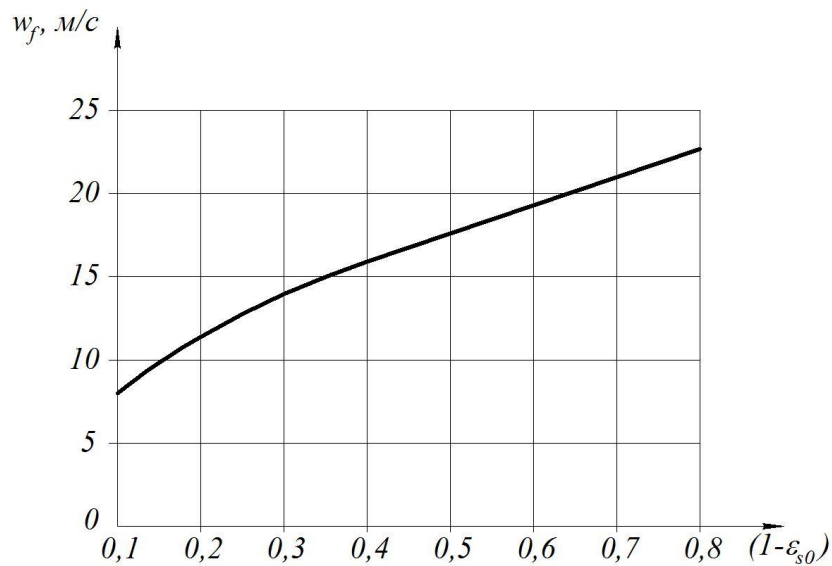
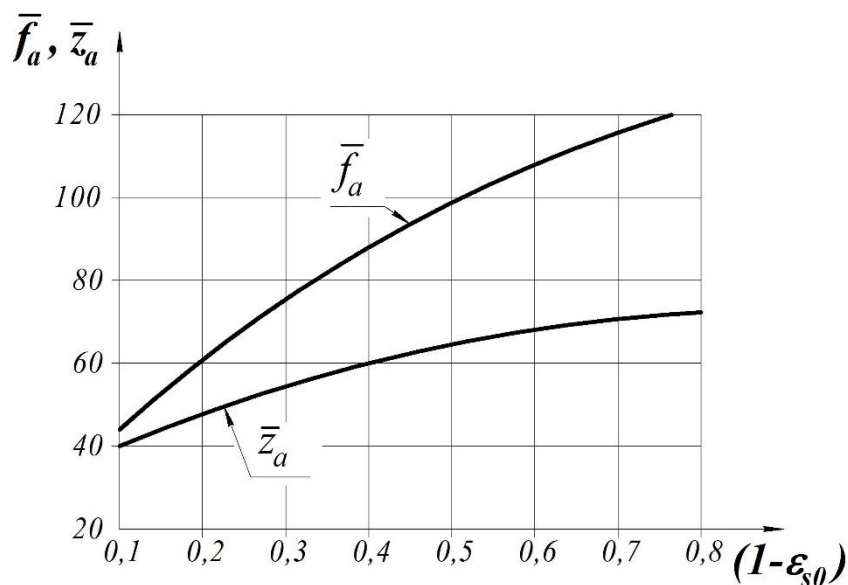


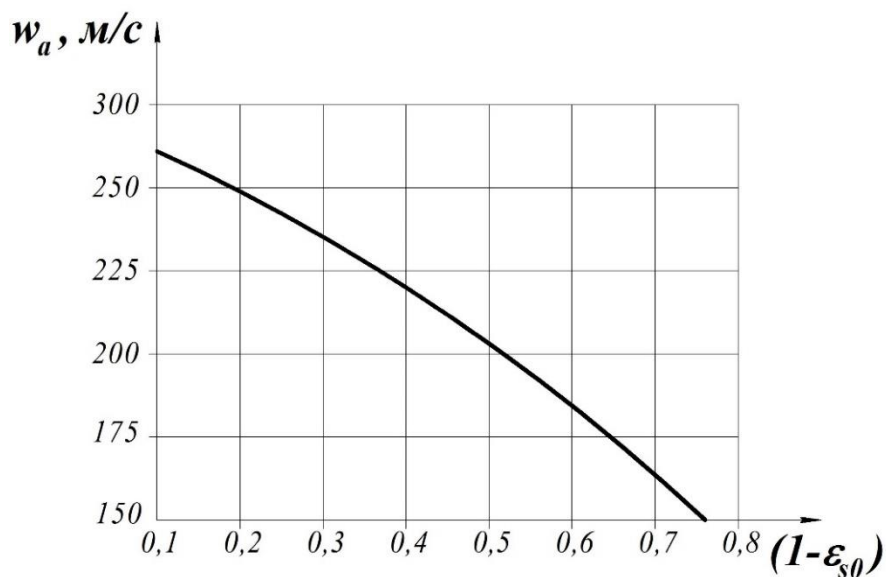
Рисунок 2.5 – Вплив величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку $(1 - \varepsilon_{s0})$ на швидкість потоку у витратному перерізі сопла за $t_{01} = 90\text{--}130\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{01} = 300\text{ кПа}$

Із рисунка 2.5 бачимо, що за однакових тисків робочої рідини активного потоку на вході й на виході із сопла при зростанні початкового відносного недогрівання збільшується середньовитратна швидкість, що, у свою чергу, 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 рис. 2.6 показано цей вплив.



а)



б)

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

Як бачимо з рис. 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, у

свою чергу, 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.

Таким самим чином 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

$$w_a = \varphi_a \cdot \sqrt{2000 \cdot (h_{01} - h'_a - (s_{01} - s'_a) \cdot T_a)}. \quad (2.27)$$

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 їх значення будуть зменшуватися, і, як бачимо з формули (2.27), швидкість на виході із сопла буде збільшуватися.

Таким чином, при постійних початкових параметрах робочої рідини активного потоку на вході до сопла і зменшенні тиску на зрізі сопла, тобто підвищенні 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 (див. рис. 2.7).

При цьому важлива роль масштабних факторів [8], 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 за рахунок нерівноважності протікання процесу, виражається у вигляді залежності

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

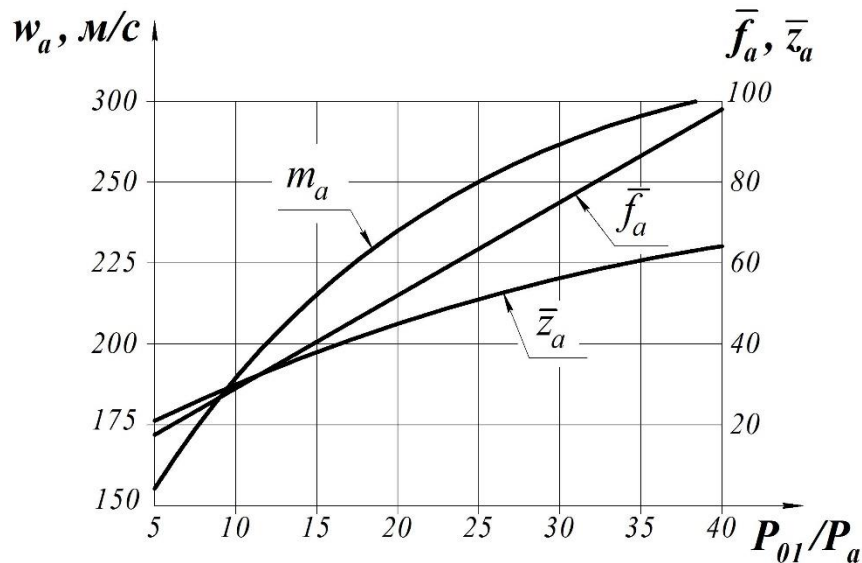


Рисунок 2.7 – Вплив ступеня розширення потоку робочої рідини на геометричні та швидкісні параметри на зрізі сопла активного потоку за $t_{01} = 126 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{01} = 300 \text{ кПа}$

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

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

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

і підвищення досяжних показників ефективності сопла та ежектора в цілому.

У результаті числового та експериментального досліджень було доведено, що при збільшенні діаметра витратного перерізу можлива більш повна релаксація закипаючої рідини, і 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 записуються у вигляді

$$(1 + \alpha_w \cdot u) \cdot \left(\frac{w_2^2}{v_a} \right) + \bar{f}_\kappa \cdot p_1 = \bar{f}_3 \cdot \left(\varphi_3^{-1} \cdot \frac{w_3^2}{v_3} + p_3 \right) + \int_{\bar{f}_3}^{\bar{f}_\kappa} p df, \quad (2.31)$$

де $\alpha_w = \frac{w_2}{w_a}$;

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

$\bar{f}_\kappa = \frac{F_\kappa}{F_a}$ – основний геометричний параметр у вхідному перерізі камери

змішування;

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

змішування;

φ_3 – швидкісний коефіцієнт камери змішування,

$$\varphi_3 = \frac{1}{1 + \zeta_3}, \quad (2.32)$$

$$\text{де } \zeta_3 = \left(\frac{\xi}{2} \right) \cdot \left(\frac{z_3 - z_1}{D_{13}} \right);$$

ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя потоків у камері змішування;

D_{13} – діаметр еквівалентної циліндричної камери змішування.

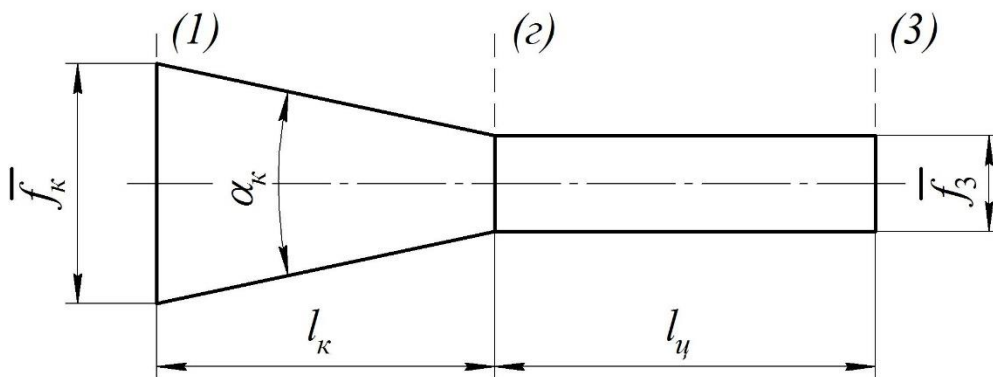


Рисунок 2.8 – Основні параметри камери змішування змінного перерізу

Для визначення імпульсу сили I_F камери змішування, в якій вхідна ділянка конічної форми, що звужується, а за нею йде вихідна циліндрична ділянка, використовуємо методику розрахунку, запропоновану в праці [109]:

$$I_F = \int_{\bar{f}_3}^{\bar{f}_k} p df = \frac{1}{2} (\bar{f}_k - \bar{f}_3) \cdot \left(\frac{p_1}{p_3} + \frac{p_2}{p_3} \right) \cdot p_3, \quad (2.33)$$

де p_2 – статичний тиск на вході до циліндричної ділянки камери змішування.

Рівняння збереження маси для стаціонарного потоку

$$w_3 = \frac{1 + u}{f_3} \cdot \frac{v_3}{v_a} \cdot w_a. \quad (2.34)$$

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 коефіцієнта інжекції перебувають на рівні 0,01–0,1. При цьому необхідно розглянути дві схеми розміщення вихідного перерізу сопла активного потоку ($a-a$) щодо вхідного перерізу камери змішування ($1-1$) (див. рис. 2.9).

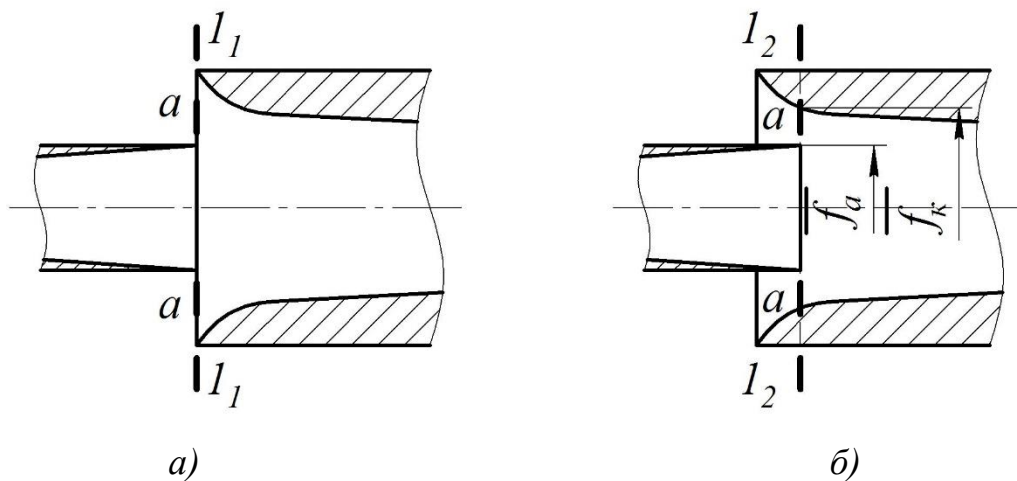


Рисунок 2.9 – Схеми розташування вихідного перерізу сопла активного потоку ($a-a$) щодо вхідного перерізу камери змішування ($1-1$):

$a) p_a = p_{02}, \alpha_w = 0, v_n = v_{02}; б) p_a = p_n < p_{02}, \alpha_w = 1, v_n > v_{02};$

$a-a$ – переріз сопла активного потоку; 1_1-1_1 – вхідний переріз (перша схема);

1_2-1_2 – вхідний переріз (друга схема)

Перша схема має місце, якщо переріз зрізу сопла ($a-a$) збігається з перерізом (1_1-1_1) (рис. 2.9, a). Характеризується рівністю тисків активного потоку на зрізі сопла і пасивного потоку на вході до приймальної камери. При цьому режимі течії приєднання маси пасивного потоку в розвиненому турбулентному шарі струменя відбувається в ізобарних умовах.

Рівняння інжекції для цього випадку записується, як і для турбулентних струменів змінної густини з використанням для замикання системи рівнянь теорії Л. Прандтля. Розв'язання цього рівняння описано в роботі [103]. Коефіцієнт інжекції звідси дорівнює

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

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 $c \approx 0,27$;

$$\chi = \frac{v_a}{v_n};$$

z_1^0 – відносна довжина струменя;

I_1, I_2, I_3 – інтеграли розв'язання при використанні універсальних профілів Г. Шліхтинга.

Друга схема має місце при зміщенні сопла активного потоку всередину камери змішання, тоді переріз зрізу сопла ($a-a$) збігається з перерізом (I_2-I_2) (рис. 2.9 б). Характеризується рівністю швидкостей активного потоку на зрізі сопла та пасивного потоку на вході до приймальної камери. При цьому режимі течії приєднання маси пасивного потоку здійснюється шляхом закінчення через кільцеве сопло, площа якого дорівнює $(\bar{f}_\kappa - \bar{f}_a)$ за рахунок перепаду тисків $(p_{02} - p_a)$.

Рівняння інжекції для цього випадку має вигляд

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

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 $1n$ (рис. 1.2), що відповідає температурі пасивного потоку на вході до приймальної камери, буде змінювати своє положення на h,s -діаграмі.

У загальному випадку 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 $0 \leq x_n \leq 1$) 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 залишається постійною за певного тиску.

У другому випадку, якщо пасивний потік на вході до приймальної камери перебуває в стані перегрітої пари, при одному й тому самому тиску його температура може набувати будь-яких значень, вищих від температури насичення. Такі параметри, як ентальпія, ентропія і питомий об'єм, визначаються за таблицями теплофізичних властивостей [3].

Швидкість пасивного потоку на вході до приймальної камери дорівнює:

$$w_k = \varphi_1 \cdot \sqrt{2000 \cdot (h_{01} - h'_{02} - (s_a - s'_{02}) \cdot T_{02})}. \quad (2.40)$$

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 виконуватися умова

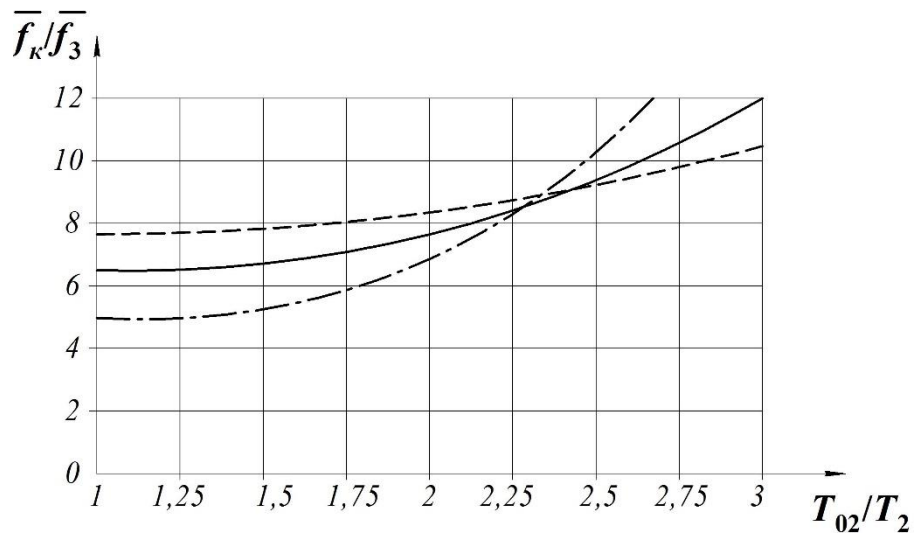
$$M_2 = \frac{w_\kappa}{a_{2*}} < 1, \quad (2.41)$$

$$a_{2*} = \sqrt{10^5 \cdot k_2 \cdot P_2 \cdot \nu_2 \cdot \beta_2^{-1}}. \quad (2.42)$$

Очевидно, що температура T_{02} буде впливати 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 при одному й тому самому тиску воно займає більший питомий об'єм ν'_{02} , відповідно за однакової масової витрати пасивного потоку відносна площа вхідного перерізу приймальної камери \bar{f}_1 повинна бути більшою:

$$\bar{f}_1 = \frac{\nu'_{02} \cdot w_a}{\nu_a \cdot w_\kappa}. \quad (2.43)$$

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



Рисуну 2.10 – Залежність відношення площ \bar{f}_k/\bar{f}_3

від відношення температур T_{02}/T_2 при: $P_a = P_{02} = 0,05$ бар, $T_{02} = 30\text{--}100$ °C;

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

Як бачимо з рис. 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 конічної ділянки камери змішування збільшується довжина конічної 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_e , який устанавлюється при вході потоку в циліндричну частину камери змішування.

У цілому можна зазначити, що геометричні розміри РПЕ, що працює на перегрій парі, більше, ніж РПЕ, який інjektує насичену пару, про що свідчить

зміна основного геометричного параметра камери змішування на вході \bar{f}_k і на виході з неї \bar{f}_3 при збільшенні температури робочого середовища пасивного потоку на вході до приймальної камери T_{02} (див. рис. 2.11–2.12).

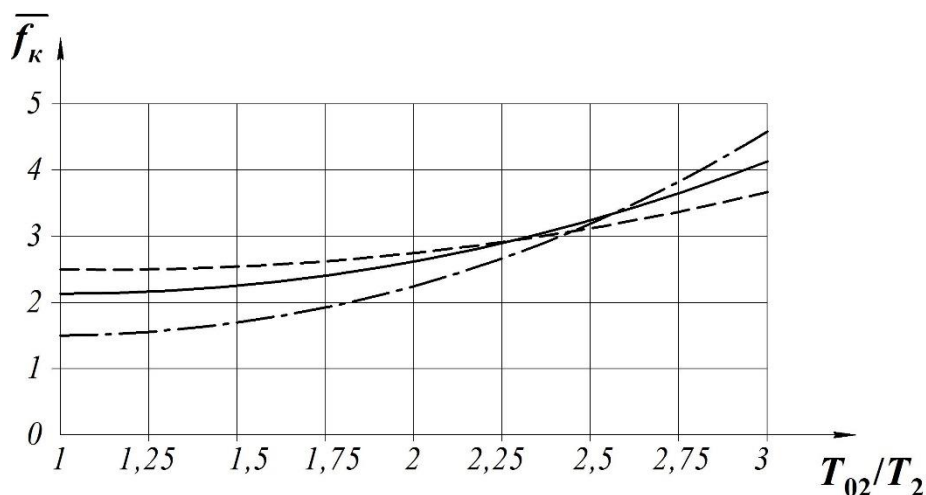


Рисунок 2.11 – Вплив відношення температур T_{02}/T_2 на основний геометричний

параметр камери змішування на вході \bar{f}_k при: $P_a = P_{02} = 0,05$ бар,

$T_{02} = 30\text{--}100$ °C; $\cdots\cdots\cdots$ $P_{01} = 2$ бар, — $P_{01} = 4$ бар, --- $P_{01} = 6$ бар

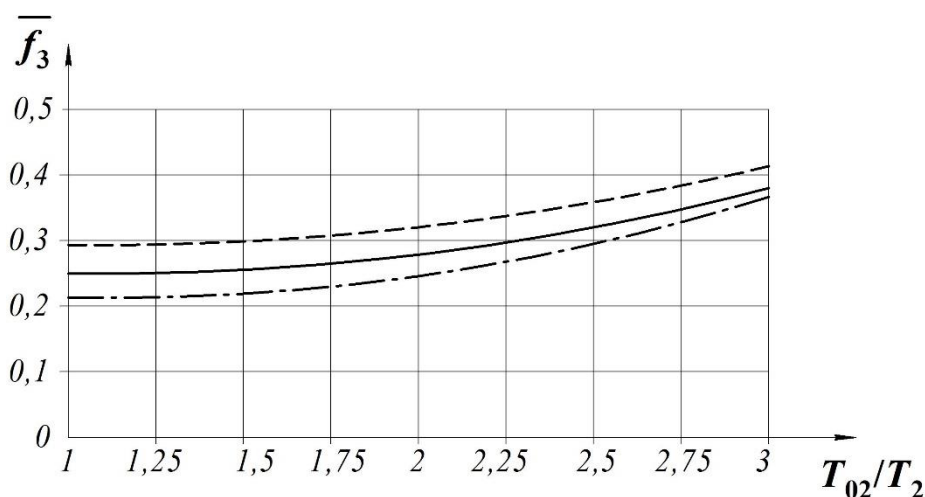


Рисунок 2.12 – Вплив відношення температур T_{02}/T_2 на основний геометричний

параметр камери змішування на виході \bar{f}_3 при:

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

$\cdots\cdots\cdots$ $P_{01} = 2$ 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 самої речовини, внаслідок цього на вході утворюється двофазний потік однорідної гомогенної структури.

Якщо за 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.

При інжектуванні 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:

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

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

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_n – 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}_n – 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 у пароповітряній суміші на вході до приймальної камери.

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

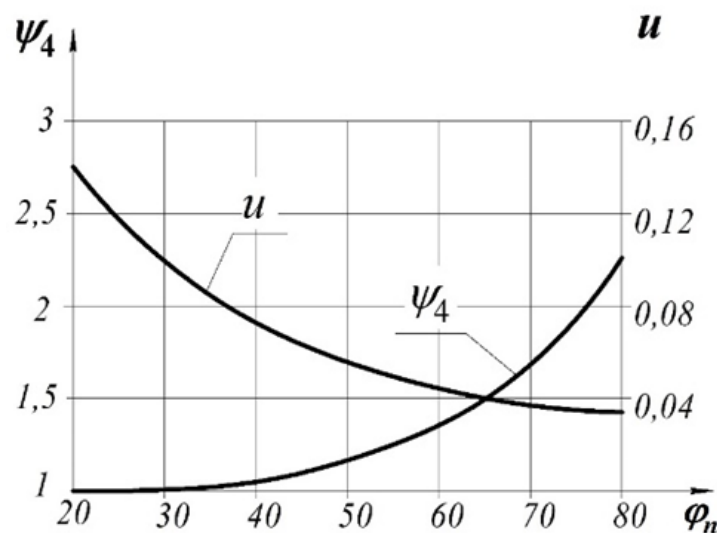


Рисунок 2.13 – Залежність ступеня перевиробництва пари ψ_4 та коефіцієнта інжекції u від відносної вологості φ_n пасивного потоку ($P_a = P_{02} = 0,2$ бар)

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 вона буде мати. З огляду на те, що в кінчній частині камери змішування повинні пройти всі процеси, після яких повітря, що міститься в пароповітряній суміші, переходить у стан вологого повітря, а пара стане насиченою, необхідно оцінити ступінь їх впливу на геометричні параметри камери змішування.

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

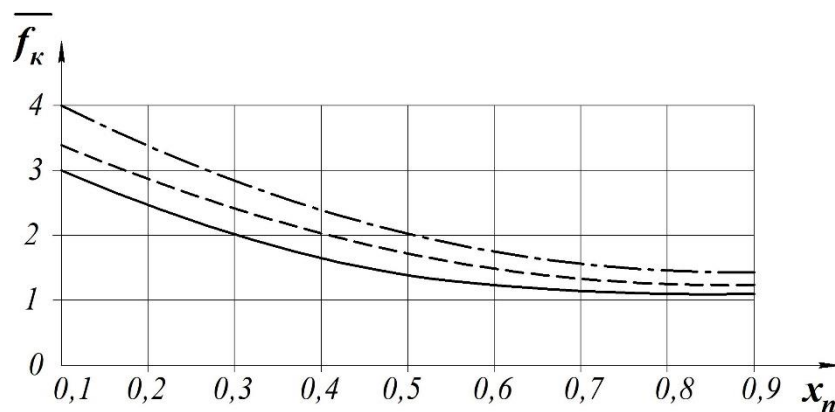


Рисунок 2.14 – Вплив паровмісту пасивного потоку x_n на основний геометричний параметр камери змішування на вході \bar{f}_k при: $P_a = P_{02} = 0,2$ бар;

..... $P_{01} = 1,5$ бар, ——— $P_{01} = 2$ бар, - - - - - $P_{01} = 4$ бар

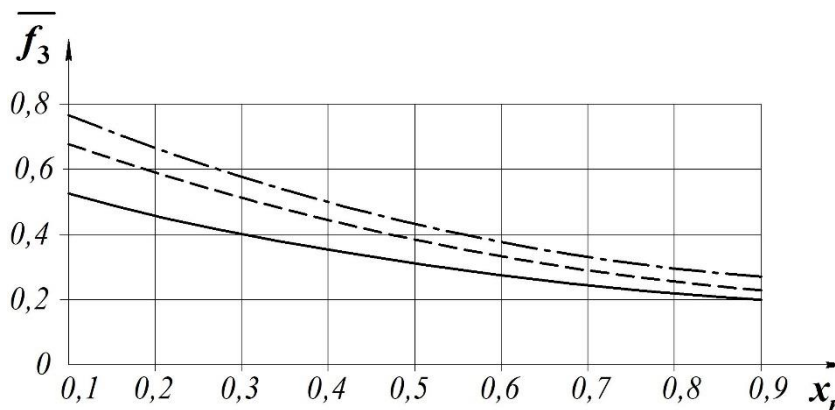


Рисунок 2.15 – Вплив паровмісту пасивного потоку x_n на основний геометричний параметр камери змішування на виході \bar{f}_3 при: $P_a = P_{02} = 0,2$ бар;

..... $P_{01} = 1,5$ бар, ——— $P_{01} = 2$ бар, - - - - - $P_{01} = 4$ бар

Із рисунків 2.14–2.15 бачимо, що при збільшенні вмісту кисню у пароповітряній суміші різко зростають основні геометричні параметри камери змішування РПЕ, що, як і у випадку 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 в цілому (див. рис. 2.16).

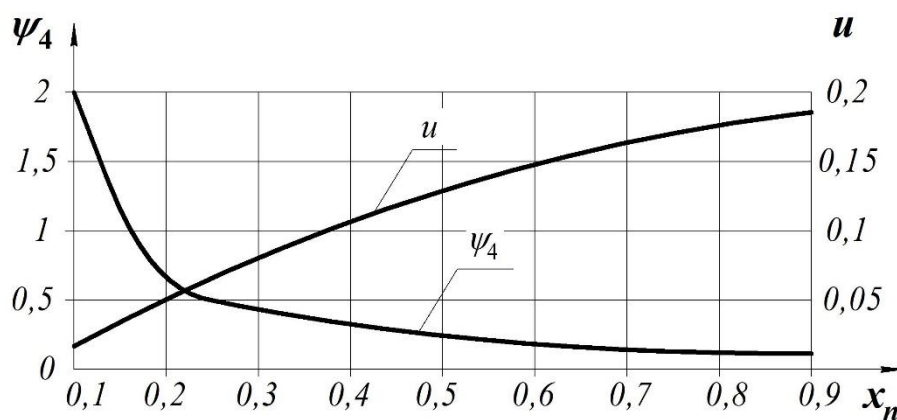


Рисунок 2.16 – Вплив паровмісту пасивного потоку x_n на досяжні показники ефективності РПЕ

2.3.4. Вплив геометричних параметрів камери змішування на характер процесу змішування робочих середовищ активного і 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 і 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):

$$\bar{f}_\kappa = \frac{\frac{10^{-5} \cdot w_a^2}{\nu_a \cdot P_2} + \frac{P_a - P_{02}}{P_2} - f_3 \cdot \left(1 + \frac{M_3^2 \cdot k_3}{\varphi_3 \cdot \beta_3}\right) \cdot \frac{P_3}{P_2} + f_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{1-n}\right]}{\frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{1-n}\right] - \frac{P_{02}}{P_2}}, \quad (2.48)$$

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

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

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

$$B_\kappa = \bar{f}_3 \cdot \left(1 + \frac{M_3^2 \cdot k_3}{\varphi_3 \cdot \beta_3}\right) \cdot \frac{P_3}{P_2}, \quad (2.51)$$

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

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

$$\bar{f}_\kappa = \frac{A_\kappa - B_\kappa + \bar{f}_3 \cdot C_\kappa}{C_\kappa - \frac{P_{02}}{P_2}}. \quad (2.53)$$

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

$$A_{\kappa} = \frac{10^{-5} \cdot w_a^2}{\nu_a \cdot P_2}, \quad (2.54)$$

Для циліндричної камери змішування $f_{\kappa} = f_3$ вираз (2.48) спрощується через зміни геометрії проточної частини і буде мати такий вигляд:

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

Для визначення областей 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 представлена залежність глибини вакууму у входному перерізі камери змішування від величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку.

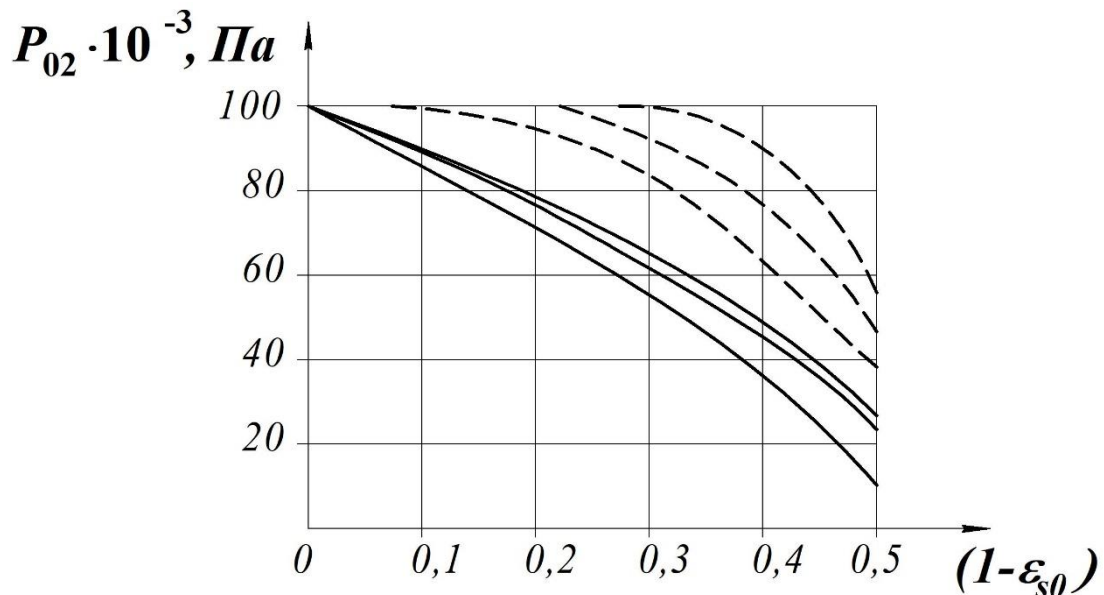


Рисунок 2.17 – Залежність початкового тиску пасивного потоку на вході у приймальну камеру P_{02} від величини відносного початкового недогрівання робочої рідини активного потоку при $P_{01} = 150\text{--}500 \text{ кПа}$:

— — конічна камера; - - - - циліндрична камера

Із 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 (див. рис. 2.18).

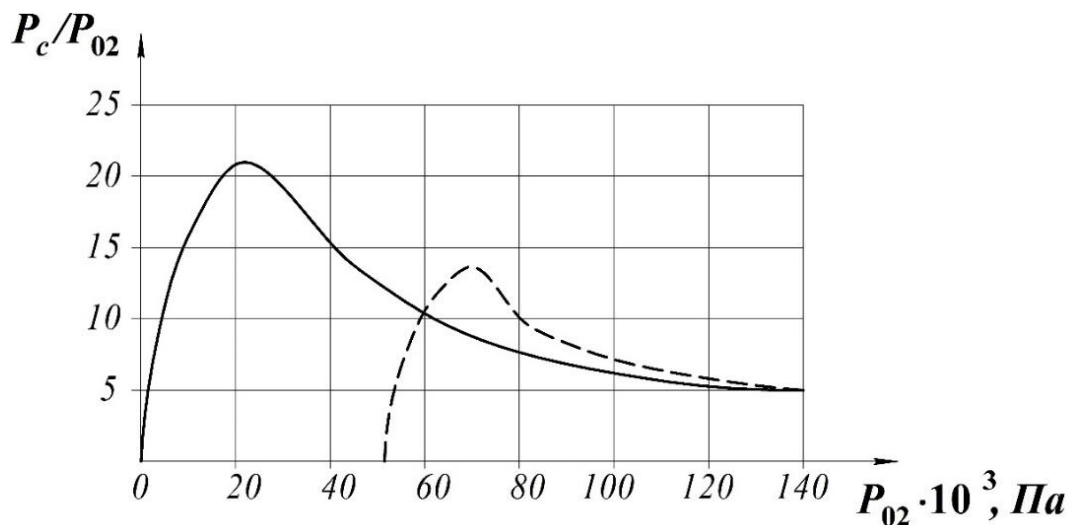
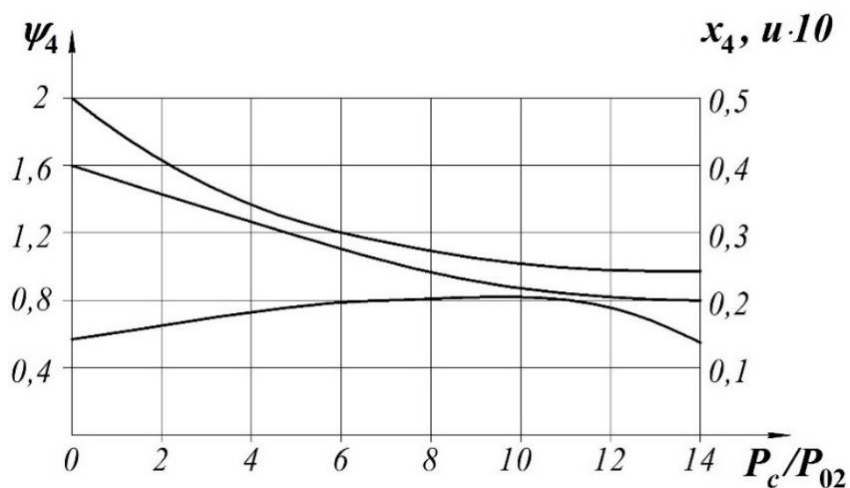


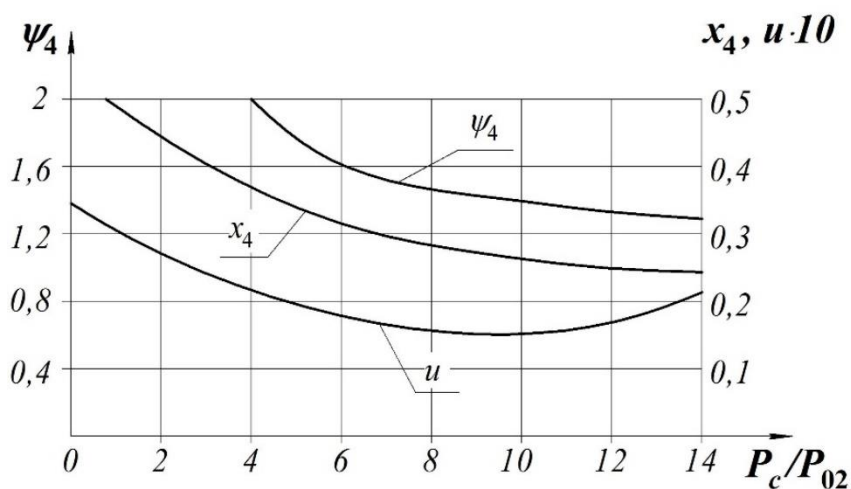
Рисунок 2.18 – Залежність ступеня стиснення пасивного потоку P_c/P_{02} від початкового тиску пасивного потоку на вході до камери змішування P_{02} :

— — 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 показаний на рис. 2.19.



а)



б)

Рисунок 2.19 – Залежність параметрів стисненого потоку від глибини вакууму у камері змішування ($P_{01} = 4\text{--}6$ бар, $t_{01} = 120\text{--}140$ °С, $P_4 = 1$ бар):

а) конічна камера; б) циліндрична камера

Таким чином, 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 $P_c/P_{02} = 15\text{--}20$, 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 різнорідні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [7, 74, 95]. Проведення ексергетичного аналізу виконують з такими покроковими процедурами:

- вибирають межі системи;
- складають формалізовану схему ексергетичних перетворень у цілому 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 напрямки оптимізації системи в цілому 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 даній системі, тобто

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

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

Застосування ексергетичного аналізу даного 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, показані на рис. 2.21.

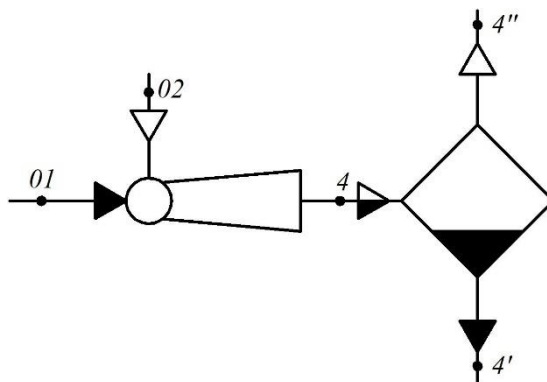


Рисунок 2.20 – Схема для ексергетичного аналізу системи «РПЕ + сепаратор»

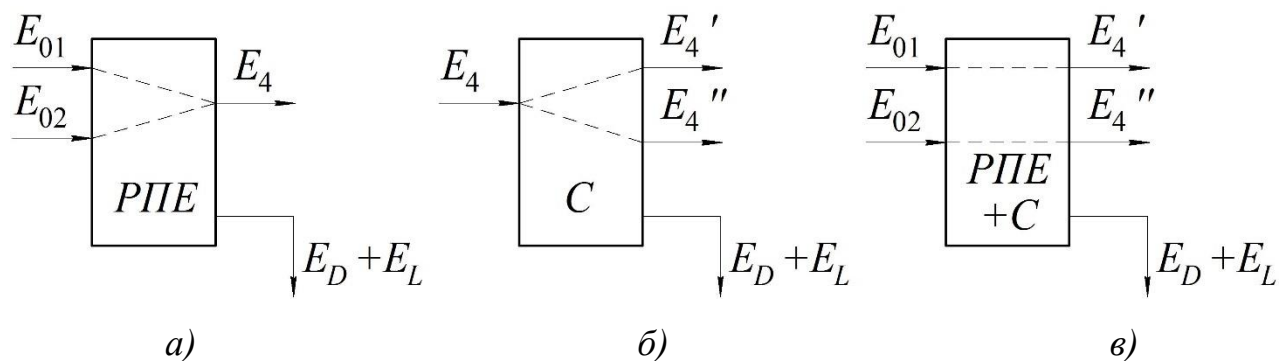


Рисунок 2.21 – Схема ексергетичних перетворень у системі «РПЕ + сепаратор»:

а) система «РПЕ»; б) система «сепаратор»; в) система «РПЕ + сепаратор»

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

$$\mathcal{E}_{ex\ PPE+C} = \frac{E_4'' - E_{02}}{E_{01} - E_4'} , \quad (2.58)$$

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

$$\mathcal{E}_{ex\ PPE+C1} = \frac{\dot{m}_n \cdot \psi_4 \cdot (e_4'' - e_{02})}{\dot{m}_a \cdot (e_{01} - e_4')} , \quad (2.59)$$

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 $u = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_a}$, одержимо

$$\mathcal{E}_{ex\ PPE+C1} = u \cdot \frac{\psi_4 \cdot (e_4'' - e_{02})}{(e_{01} - e_4')} . \quad (2.60)$$

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

$$\mathcal{E}_{ex\ PPE+C2} = u \cdot \frac{(e_4'' - e_{02})}{(e_{01} - e_4')} \quad (2.61)$$

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 оточуючого середовища.

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

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

де \tilde{c}_{pid} – 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

$$\mathcal{E}_{ex\ PPE+C1} = u \cdot \frac{\psi_4 \cdot \left[(h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02}) \right]}{\tilde{c}_{pid} \cdot \left[(T_{01} - T_4') - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{01}}{T_4'} \right] + \frac{p_{01} - p_4'}{\rho_{pid}}}, \quad (2.64)$$

– для другого випадку

$$\varepsilon_{ex\ RPE+C2} = u \cdot \frac{(h_4'' - h_{02}) - T_{o.c.} \cdot (s_4'' - s_{02})}{\tilde{c}_{pi\delta} \cdot \left[(T_{01} - T_4') - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{01}}{T_4'} \right] + \frac{p_{01} - p_4'}{\rho_{pi\delta}}} \quad (2.65)$$

У вакуумному агрегаті на базі РПЕ (рис. 2.22) відбуваються наступні перетворення, які показані на рис. 2.23.

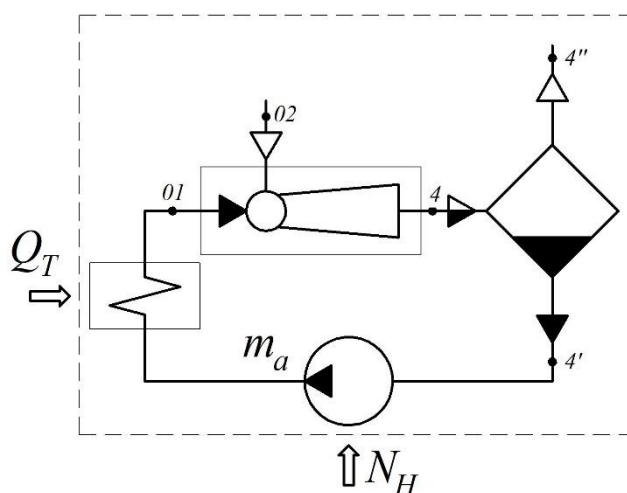


Рисунок 2.22 – Схема для ексергетичного аналізу вакуумного агрегата на базі РПЕ: - - - - - межі вакуумного агрегату

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

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

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

E_{02} – ексергія пасивного потоку на вході до РПЕ,

N_H – потужність насоса циркуляційного контура,

E_{Q_T} – ексергія потоку теплоносія в теплообміннику.

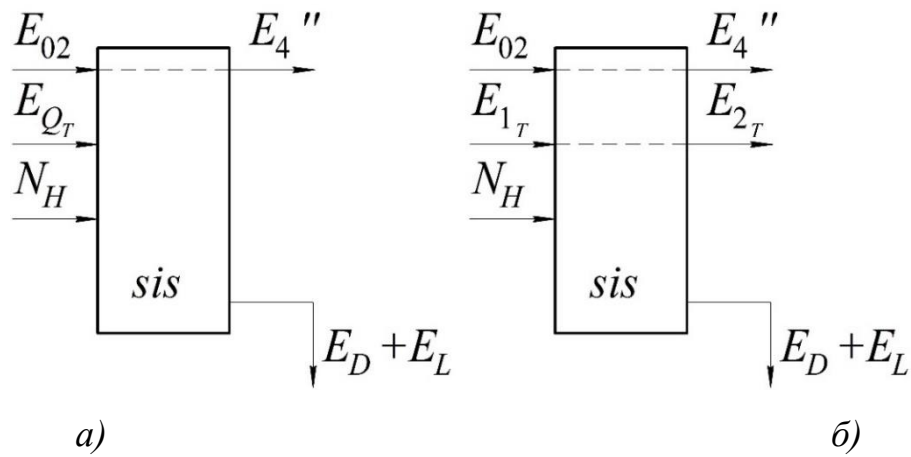


Рисунок 2.23 – Схема ексергетичних перетворень у системі «вакуумний агрегат»: а) без урахування перетворень у теплообміннику;
 б) з урахуванням перетворень у теплообміннику

З урахуванням $E_{Q_T} = (E_{1_T} - E_{2_T})$ одержимо:

$$\varepsilon_{ex\ BA} = \frac{E_4'' - E_{02}}{N_H + (E_{1_T} - E_{2_T})}. \quad (2.67)$$

Різницю ексергій пасивного потоку у процесі ежектування визначимо за формулою:

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

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

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

де c_T – питома теплоємність за середньої температури теплоносія,

T_{1_T} – температура теплоносія на вході до теплообмінника,

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

Після перетворень з урахуванням виразів (2.68) та (2.69), одержимо

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

У разі, якщо відкачуваним середовищем є пароповітряна суміш, різницю ексергій пасивного потоку в процесі ежектування визначимо за формулою:

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

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

$$\varepsilon_{ex\ BA2} = \frac{\dot{m}_n \cdot \left[C_p \cdot (T_4'' - T_{02}) - T_{o.c.} \cdot \left(C_p \cdot \ln \frac{T_4''}{T_{02}} - R \cdot \ln \frac{p_4''}{p_{02}} \right) \right]}{G_T \cdot \left[C_T \cdot \left\{ (T_{1T} - T_{2T}) - T_{o.c.} \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} \right\} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right] + N_H} \cdot (2.72)$$

У результаті ексергетичного аналізу були одержані значення досяжних показників ефективності, наведені на рис. 2.2.4.

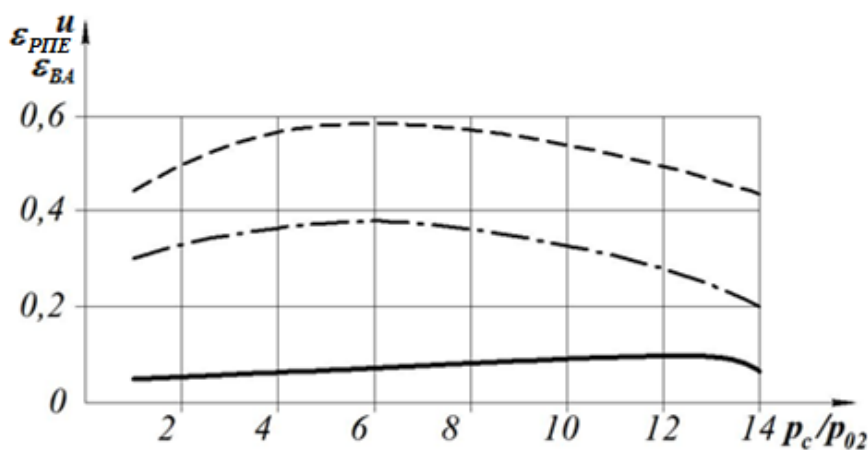


Рисунок 2.24 – Залежність досяжних показників ефективності РПЕ від ступеня підвищення тиску пасивного потоку ($P_{01} = 4$ бар, $P_a = P_{02} = 0,2$ бар):

- — коефіцієнт інжекції; - - - - ексергетична ефективність РПЕ;
- - - - - ексергетична ефективність вакуумного агрегата

Висновки до розділу 2

У результаті числового моделювання робочого процесу РПЕ були виявлені характерні особливості витікання закипаючої недогрітої до насичення рідини з каналів, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний. У зв'язку з цим існуюча математична модель робочого процесу РПСК була вдосконалена 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 закипаючої, недогрітої до насичення рідини з каналів, що розширюються, при тиску, нижчому за атмосферний. Підтверджено, що перехід на більш низькі значення цих параметрів у зв'язку з розширенням робочої рідини на зрізі сопла в області вакууму не знижує показників ефективності сопла активного потоку.

Оцінений 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, приводить до більш швидкісних режимів роботи РПЕ і збільшення його геометричних розмірів. При використанні 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 у випадку насиченої та перегрітої пари. Це пов'язано з тим, що необхідно більше часу для вирівнювання параметрів пасивного потоку в камері змішування.

При використанні РПЕ з камерами змішування різної геометричної форми (циліндричні й конічні) виявлено, що циліндричні камери змішування дають можливість одержати незначний перепад тисків пасивного потоку і застосовуються головним чином 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 і, 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» [8], «Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования» [9], «The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems» [132] та «Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber» [133].

РОЗДІЛ 3
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА, ЩО ПРАЦЮЄ
У РЕЖИМІ ВАКУУМУВАННЯ

3.1. Завдання експериментального дослідження рідинно-парового ежектора

На підставі сформульованих цілей і завдань дисертаційної роботи здійснюється постановлення завдань експериментального дослідження, а саме:

1. Дослідження витікання закипаючої, недогрітої до насичення рідини через канали, що розширюються, в області тисків, нижчих від атмосферного, на прозорій моделі сопла активного потоку щодо підтвердження:

- а) механізму закипання недогрітої до насичення рідини;
- б) положення трьох критичних перерізів відносно поздовжньої координати z ;
- в) перерізу відриву потоку від стінок каналу залежно від ступеня розширення закипаючої недогрітої до насичення рідини.

2. Дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата:

- а) дослідження характеру процесу змішування при використанні 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 [2] 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	$l_{ц}$
Дослідження механізму витікання закипаючої, недогрітої до насичення рідини, через канали, що розширюються, в області тисків, нижчих від атмосферного	3–10	0,15–0,5	–	–
Дослідження камер змішування циліндричної форми	3–10	0,15–0,5	0^0	–
Дослідження камер змішування конічної форми	3–10	0,15–0,5	$2-8^0$	–
Дослідження впливу довжини камери змішування на характер процесу змішування	3–10	0,15–0,5	$2-8^0$	$(3-7) d_{екв}$

У ході експериментальних досліджень проведена серія випробувань рідинно-парового ежектора на прозорій моделі з різними геометричними і режимними параметрами.

Діапазони зміни геометричних параметрів:

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

б) кута конфузності конічної частини камери змішування $\alpha_k = 0-8^0$;

в) циліндричної частини камери змішування $l_{ц} = (3-7) d_{екв}$.

Діапазони зміни режимних параметрів:

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

б) температури робочої рідини активного потоку на вході до сопла $T_{01} = 130\text{--}175$ °C;

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

Програмою випробувань передбачені також одержання характеристик і залежностей показників ефективності РПЕ, візуалізація потоку шляхом 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 СумДУ створено експериментальний стенд для дослідження характеристик РПЕ вакуумної установки, принципова схема та фотографії якого наведені на рис. 3.1 та 3.2.

Експериментальна установка для досліджень РПЕ у вакуумному режимі (рис. 3.1) складається безпосередньо з ежектора 1, двох нагрівальних ємностей 2 та 18 для нагрівання води і подачі її на сопла активного та пасивного потоків РПЕ і 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 знаходиться безпосередньо в приміщенні випробувального боксу і за допомогою насоса 9 подається в нагрівальну ємність 2. Запірні вентиля 4 і 12 служать для припинення подачі робочої рідини в нагрівальну ємність після її наповнення. Рівень рідини в нагрівальній ємності контролюється вентилям 5. Потім робоча рідина нагрівається блоком ТЕНів 7 до необхідного значення температури. Тиск в ємності контролюється зразковим манометром 6.

Запобіжний клапан 3 служить для аварійного скидання тиску в разі перевищення допустимого значення. Скидання в дренаж здійснюється за допомогою вентиля 15.

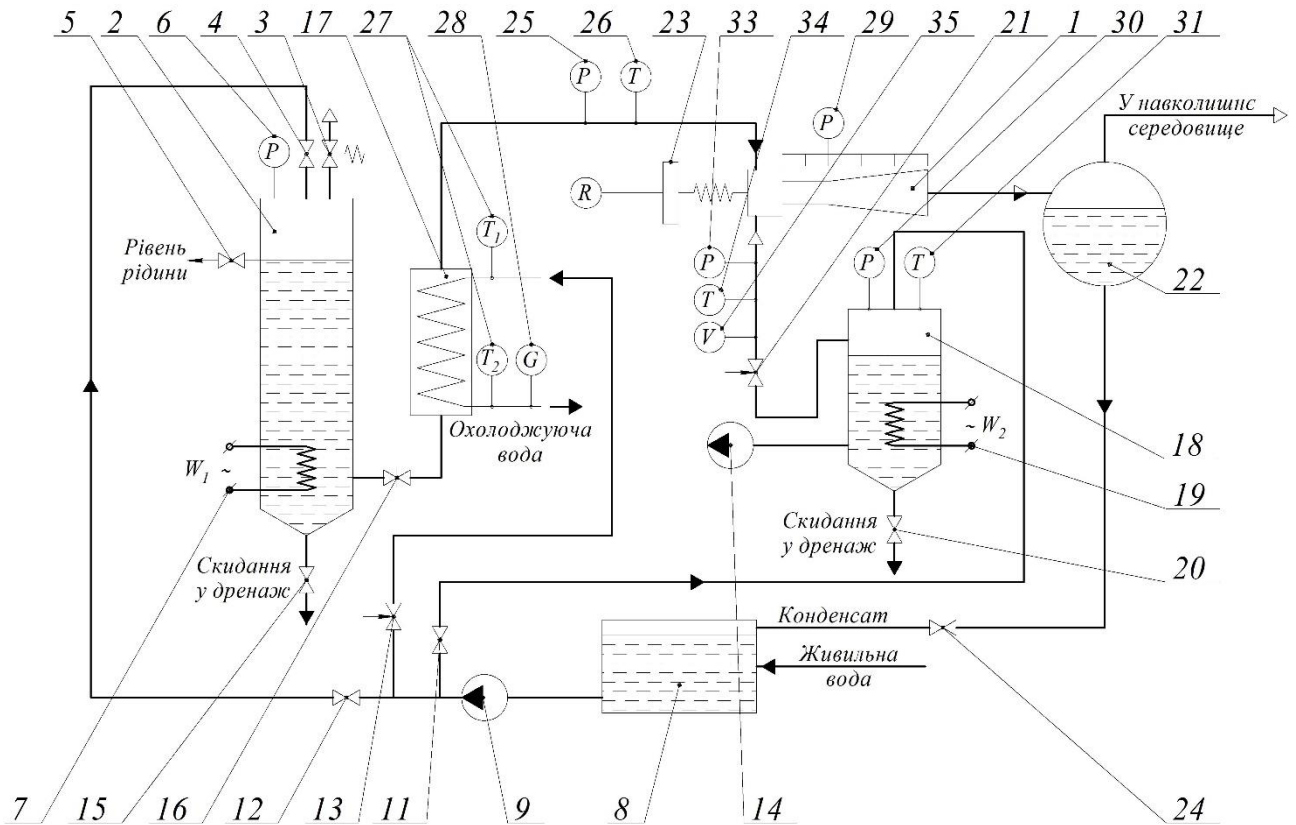


Рисунок 3.1 – Принципова схема експериментального стенда

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 регулюючий; 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

Після нагрівання і 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 здійснюється вентилем 16. Охолоджувальна вода для теплообмінника типу «труба в трубі» подається з емності 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 подачі охолоджувальної води на насоси. Регулювання подачі охолоджувальної води здійснюється за допомогою регулювального вентиля 13.

*а**б*

Рисунок 3.2 – Фотографії експериментального стенда для дослідження характеристик РПЕ вакуумного агрегата:

а – вигляд з боку РПЕ; *б* – вигляд з боку теплообмінника типу «труба в трубі»

Під час проходження робочої рідини через теплообмінник типу «труба в трубі» 17 відбувається її охолодження, забезпечуючи необхідну величину

недогріву. Її тиск при цьому не змінюється. На ділянці від нагрівальної ємності до сопла активного потоку контролюються такі параметри: тиск перед входом до сопла активного потоку манометром зразковим 25, температура перед входом до сопла активного потоку термопарою з цифровим мультиметром 26, температура охолоджувальної води на вході і на виході з теплообмінника двома цифровими мультиметрами 27, масова витрата охолоджувальної води під час проходження її через теплообмінник витратоміром масовим 28.

Робоча рідина пасивного потоку подається з ємності 8, куди наповнюється із загальної мережі, що знаходиться безпосередньо в приміщенні випробувального боксу, а потім за допомогою насоса 9 подається у нагрівальну ємність 18, де нагрівається блоком ТЕНів 19 до необхідного значення температури. Запірний вентиль 11 служить для припинення подання робочої рідини у нагрівальну ємність після її наповнення. Величина вакууму у нагрівальній ємності 18 забезпечується рідинно-кільцевим вакуум-насосом 14 і контролюється вакуумметром зразковим 30. Температура у нагрівальній ємності 18 контролюється термопарою з цифровим мультиметром 31. Скидання в дренаж здійснюється за допомогою вентиля 20.

Потім пара подається до приймальної камери пасивного потоку РПЕ. Регулювання його витрати здійснюється вентилем 21. На ділянці від нагрівальної ємності 18 до штуцера подачі його до приймальної камери пасивного потоку РПЕ контролюються наступні параметри: величина вакууму на вході до приймальної камери пасивного потоку вакуумметром зразковим 33, температура на вході до приймальної камери пасивного потоку термопарою з цифровим мультиметром 34, об'ємна витрата – лічильником 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 у довкілля, а рідка фаза по трубопроводах зливається у ємність 8, з якої насосом 9 відкачується для наповнення нагрівальних ємностей 2 і 18 або охолодження робочої рідини активного потоку у 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 і величини вакууму в п'яти характерних перерізах. Вимірювання тиску і величини вакууму здійснюється манометрами зразковими і вакуумметрами зразковими 29. Під час дослідження параметрів робочого струменя пари для вимірювання імпульсу (сили реакції) використовувалися цифрові ваги 23.

3.2.2. Функціональна схема експериментального стенда

Функціональна схема вимірювальних приладів і автоматики експериментального стенда для дослідження характеристик РПЕ вакуумної установки зображена на рис. 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 охолоджуючої води на вході і на виході з теплообмінника; цифрового мультиметра для вимірювання температури в нагрівальній ємності для нагріву робочої рідини, яка подається

до сопла пасивного потоку і цифрового мультиметра для вимірювання температури робочої рідини на вході до сопла пасивного потоку.

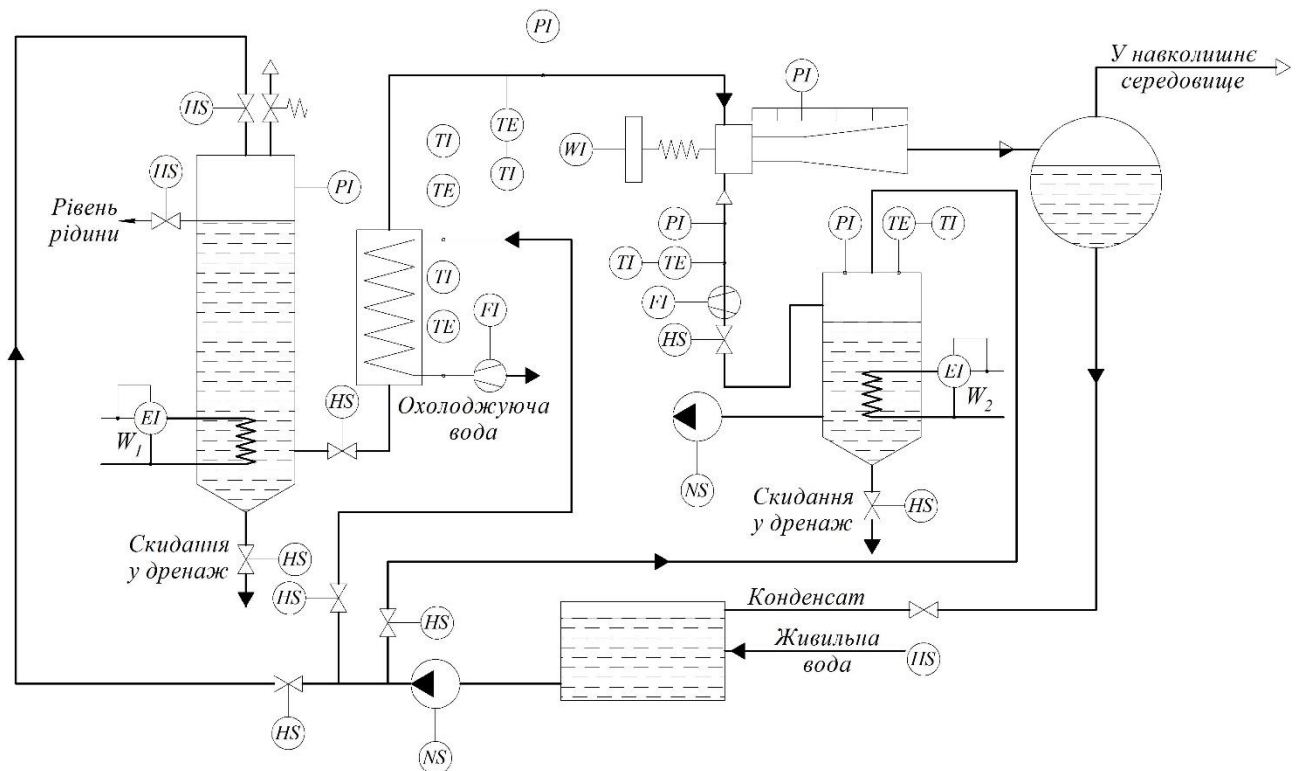


Рисунок 3.3 – Функціональна схема експериментальної установки

У разі аварійних ситуацій передбачена 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, в стенді передбачена можливість зміни геометрії проточної частини. Для цього корпус ежектора виконаний роз'ємним.

3.2.3. Опис конструкції експериментальної моделі рідинно-парового ежектора

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

Експериментальна модель РПЕ виконана у вигляді плоскопаралельного ежектора, що дозволяє досліджувати і з необхідною точністю візуально фіксувати характер процесів, які проходять в його проточній частині.

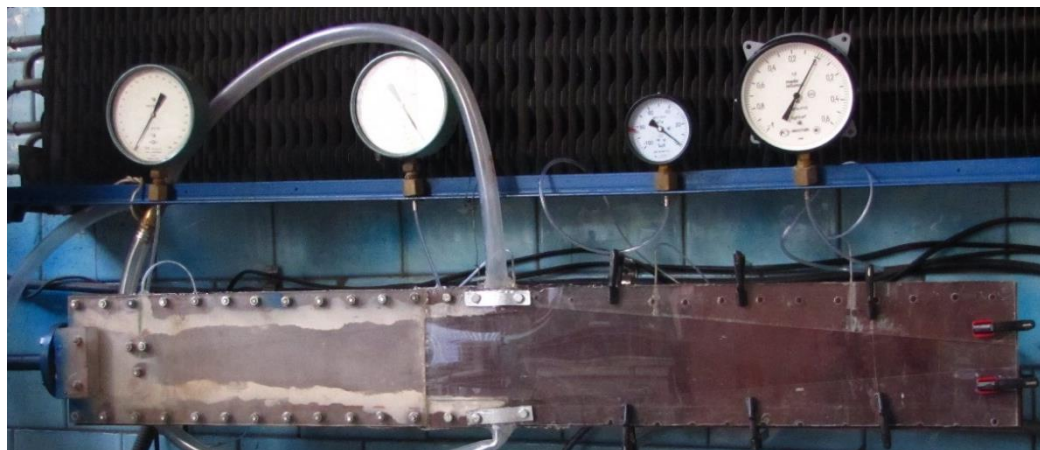


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд прозорої моделі плоскопаралельного РПЕ

За критерій подібності при розрахунку геометричних розмірів плоскопаралельного РПЕ взята величина еквівалентного діаметра витратного перерізу сопла активного потоку, інші осьові, радіальні і кутові розміри розраховані за відомими формулами так само, як і для циліндричного ежектора (рис. 3.5).

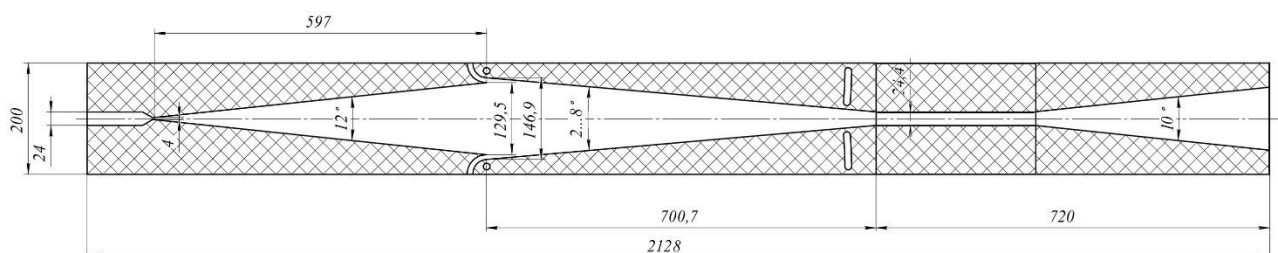


Рисунок 3.5 – Основні розміри плоскопаралельного РПЕ

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

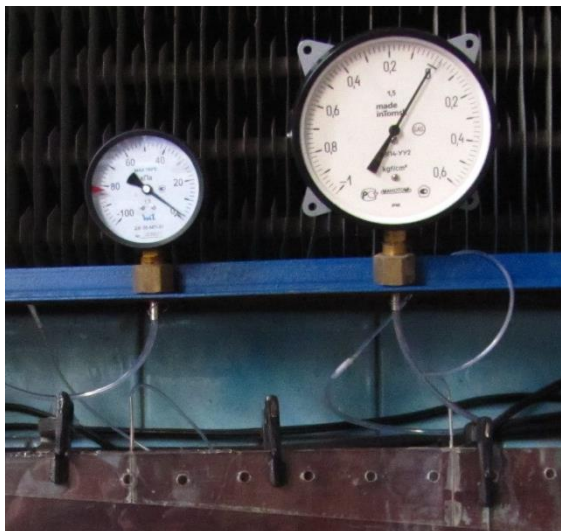


Рисунок 3.6 – Схема вимірювань параметрів робочого процесу РПЕ

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



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

Цифровий мультиметр Mastech M-838 – це універсальний прилад, призначений для вимірювання цілого ряду величин, таких як DC та AC напруги, DC струму, опору, діода, температури, hFE і тривалості видаваного

звуку. Технічні характеристики цифрового мультиметра Mastech M-838 наведені у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики цифрового мультиметра Mastech M-838

Параметри	Значення параметру
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 ⁰ С
Коефіцієнт підсилення транзисторів h21	до 1000
Режим «прозвонювання»	< 1 кОм

Термопара є термоелементом, провідники якого виготовляють із двох різних матеріалів. У цьому разі використовувався хромель-копелевий тип термопари [33]. Під час проведення дослідження термопара чутливим кінцем приєднується до стінки труби в безпосередньому місці вимірювання температури. Нижня межа діапазону вимірюваних температур становить – 200⁰С, верхня межа діапазону вимірюваних температур становить +600⁰С. Похибка вимірювань – 0,75 %±2,5⁰С.

Для оцінювання похибки показань термопари використовувався терморезистор прямого підігрівання з негативним температурним коефіцієнтом опору ММТ-4, зображений на рис. 3.8. Цей тип терморезисторів призначений для роботи в ланцюгах постійного, пульсуючого 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 MBm , температурний коефіцієнт опору – $(2,4 \div 5,0) \% / ^\circ\text{C}$, коефіцієнт температурної чутливості – $2060 - 4300 \text{ K}$.



Рисунок 3.8 – Терморезистор ММТ-4

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

Як робочі засоби вимірювань застосовуються також мідні і 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 і методикою проводили два види експериментальних досліджень РПЕ – витікання із сопла метастабільно перегрітої рідини в області

тисків, нижче атмосферного і визначення коефіцієнта інжекції РПЕ вакуумного агрегата.

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

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

$$p_{01} = p_{атм} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{ман01}, \quad (3.1)$$

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

$p_{ман01}$ – показання манометра, розміщеного на вході до апарата, які враховують гідравлічні втрати під час проходження потоком вхідної ділянки трубопроводу, $Па$;

б) барометричний тиск, $Па$:

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

де B – показання барометра-анероїда, $мм\ рт.\ ст.$;

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

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

$$p_z = p_{атм} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{манz}, \quad (3.3)$$

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

$p_{манz}$ – показання манометра, розміщеного у витратному перерізі сопла активного потоку РПЕ, $Па$;

д) 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 .

е) масова витрата робочої рідини, що проходить через сопло активного потоку, kg/s :

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

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

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

Площа сопла активного потоку у витратному перерізі, m^2 :

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

ж) швидкісний коефіцієнт сопла активного потоку

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

Відносна швидкість витікання на виході з сопла активного потоку:

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

Середня швидкість робочої рідини активного потоку на виході з сопла, m/c :

$$w_a = \frac{9,81 \cdot R_a \cdot \nu_0'}{F_f \cdot w_f}. \quad (3.10)$$

Відносна швидкість ізоентропного витікання на виході з сопла активного потоку:

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

Середня швидкість ізоентропного витікання робочої рідини на виході із сопла, m/c :

$$w_{as} = \sqrt{2000 \cdot \left[h_0 - h_n' - (s_0 - s_n') \cdot T_n \right]}. \quad (3.12)$$

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

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

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

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

г) абсолютний тиск робочої рідини пасивного потоку в приймальній камері, Pa :

$$P_{02} = P_{атм} - P_{вак02}, \quad (3.13)$$

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

$P_{вак02}$ – показання вакуумметра, розташованого на вході до приймальної камери РПЕ, Pa ;

д) масова витрата робочої рідини пасивного потоку, kg/c :

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

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

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

е) густина робочої рідини пасивного потоку, $\text{кг}/\text{м}^3$:

$$\rho_{02} = \frac{P_{02}}{R \cdot T_{02}}; \quad (3.16)$$

ж) температура робочої рідини пасивного потоку визначається аналогічно температурі робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ (див. п.1в).

з) тиск змішаного потоку на виході з камери змішування, Па :

$$P_{03} = P_{\text{атм}} - P_{\text{вак03}} \quad (3.17)$$

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

$P_{\text{вак03}}$ – показання вакуумметра, розміщеного у перерізі на виході з камери змішування РПЕ, Па ;

и) тиск суміші на вході до дифузора, Па

$$P_3 = P_{\text{атм}} - P_{\text{вак3}}, \quad (3.18)$$

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

$P_{\text{вак3}}$ – показання вакуумметра, розміщеного у перерізі на вході до дифузора, Па ;

к) тиск змішаного потоку на виході з РПЕ, Па

$$P_4 = P_{\text{атм}} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot P_{\text{ман4}}, \quad (3.19)$$

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

$P_{\text{ман4}}$ – показання манометра, розміщеного на виході з РПЕ, Па ;

л) ступінь підвищення тиску пасивного потоку

$$\pi_n = \frac{P_4}{P_{02}}, \quad (3.20)$$

м) коефіцієнт інжекції РПЕ

$$u = \frac{\dot{m}_{02}}{\dot{m}_a}. \quad (3.21)$$

У роботі нас цікавлять величини похибок вимірювань тисків і температур робочої рідини, яка подається до сопла активного потоку РПЕ у характерних точках; тисків і температур робочої рідини, яка подається до сопла пасивного потоку РПЕ у 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 і похибки вимірювання сили реакції струменя. Відповідно до [50, 58] більшість величин, що визначаються в роботі, є результатами непрямих вимірювань. Під час визначення похибок непрямих вимірювань необхідно знати функціональні залежності, що зв'язують результати прямих вимірювань із похибками їх визначення. Похибки результатів прямих вимірювань складаються із систематичних і випадкових [50, 119].

Для виключення випадкових похибок виконували не одне, а серію вимірювань. Систематичні похибки прямих вимірювань фізичних величин, у свою чергу, складаються з помилок: розміщення, інструментальних, суб'єктивних і методу вимірювань. Похибки розміщення зводилися до мінімуму за рахунок наперед заданої величини, оскільки під час монтажу вимірювальних приладів виконувалися рекомендації заводу-виробника і правил експлуатації. Інструментальні похибки визначалися класом точності і ціною поділки приладів, оскільки виконувалися правила їх монтажу та експлуатації.

Суб'єктивні похибки вимірювань виключалися виконанням ряду однакових експериментів різними дослідниками.

Похибки табличних величин визначаються як половина одиниці останнього розряду, яка вибрана з 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 приймався нормальним, оскільки ці вимірювання є функціями цілого ряду 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 визначалася середня арифметична величина, наприклад, величина 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 $\sigma S_{P_{01}}^2$ при дуже великій 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 t_α , величина якого залежить від коефіцієнта довірчої ймовірності α і числа вимірювань n [106].

Похибка вимірювання величини температури може бути визначена:

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

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:

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

Абсолютну величину похибки результатів непрямих вимірювань визначали за формулою

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

Відносна похибка результатів непрямого вимірювання

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

або

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

Під час визначення довірчого інтервалу коефіцієнт довірчої ймовірності α згідно з рекомендаціями [50] 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 показали, 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:

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

Розрахунки, які були виконані для визначення величини похибки під час вимірювання навантаження на ваги, показали, що абсолютна похибка знаходиться 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

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

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

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

Таким чином, унаслідок дослідження рідинно-парового вакуумного ежектора були одержані режимні та геометричні характеристики апарата, а також розподіл тисків і температур у робочій порожнині, похибка вимірювання величин яких не перевищує 5 % з довірчою ймовірністю 0,95. Така точність є допустимою при проведенні технічного експерименту [50, 119].

3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень

Унаслідок експериментального дослідження рідинно-парового ежектора були одержані такі результати:

1. Досліджено механізм витікання закипаючої, недогрітої до насичення, рідини через канали, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний, за відомих і постійних параметрів навколишнього середовища (тиск і температура) в лабораторії для діапазону початкових параметрів робочої рідини активного потоку $p_{01} = 3\text{--}10 \text{ бар}$ і величини відносного початкового недогрівання $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,15\text{--}0,5$. Унаслідок прямих вимірювань були одержані 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 і вакууму робочої рідини в 5-ти 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 . У результаті непрямих 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 і визначено положення критичних перерізів відносно 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 скипас, метастабільних перегрітої, рідини через розширюються канали.

Уналідок експериментального дослідження проводилося 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 з сопла активного потоку і коефіцієнт швидкості φ_a сопла активного потоку.

2. Дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегату за відомих і постійних параметрах навколишнього середовища (тиск і температура) в лабораторії для діапазону початкових параметрів робочої рідини активного потоку $p_{01} = 3-10$ бар і величини відносного початкового недогрівання $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,15-0,5$. У ході експерименту вимірювали 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 в 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 визначені досяжні показники ефективності робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата: коефіцієнт інжекції і ексергетичний ККД залежно від величини створюваного вакууму;

б) для камер змішування конічної форми з різними кутами конфузорності вхідної ділянки ($\varphi_k = 2-8^0$) визначено досяжні показники ефективності робочого

процесу РПЕ вакуумного агрегату, такі як коефіцієнт інжекції і ексергетичний ККД в залежності від величини створюваного вакууму.

Унаслідок експериментального дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата були одержані залежності досяжних показників ефективності, таких як коефіцієнта інжекції та ексергетичного ККД від величини створюваного вакууму і виконано порівняння дослідних даних з теоретичними.

3.4.1. Оцінювання впливу початкових параметрів робочої рідини активного потоку на ефективність течії в каналах, що розширюються, в області 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 в цілому.

При експериментальному дослідженні було підтверджено механізм витікання закипаючого потоку робочої рідини з каналів, що розширюються, в області 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 рис. 3.9, початкові параметри $(p_{01}, t_{01}, (1 - \varepsilon_{s0}))$ мають значний вплив на характеристики потоку у вихідному перерізі сопла і досяжні

показники ефективності витікання. Особливий інтерес становить положення першого критичного перерізу, оскільки від цього залежить початок паротворення і час, упродовж якого будуть досягнуті необхідні параметри в перерізі *a-a*, що, в свою чергу, впливає на геометричні розміри частини сопла активного потоку, що розширюється.

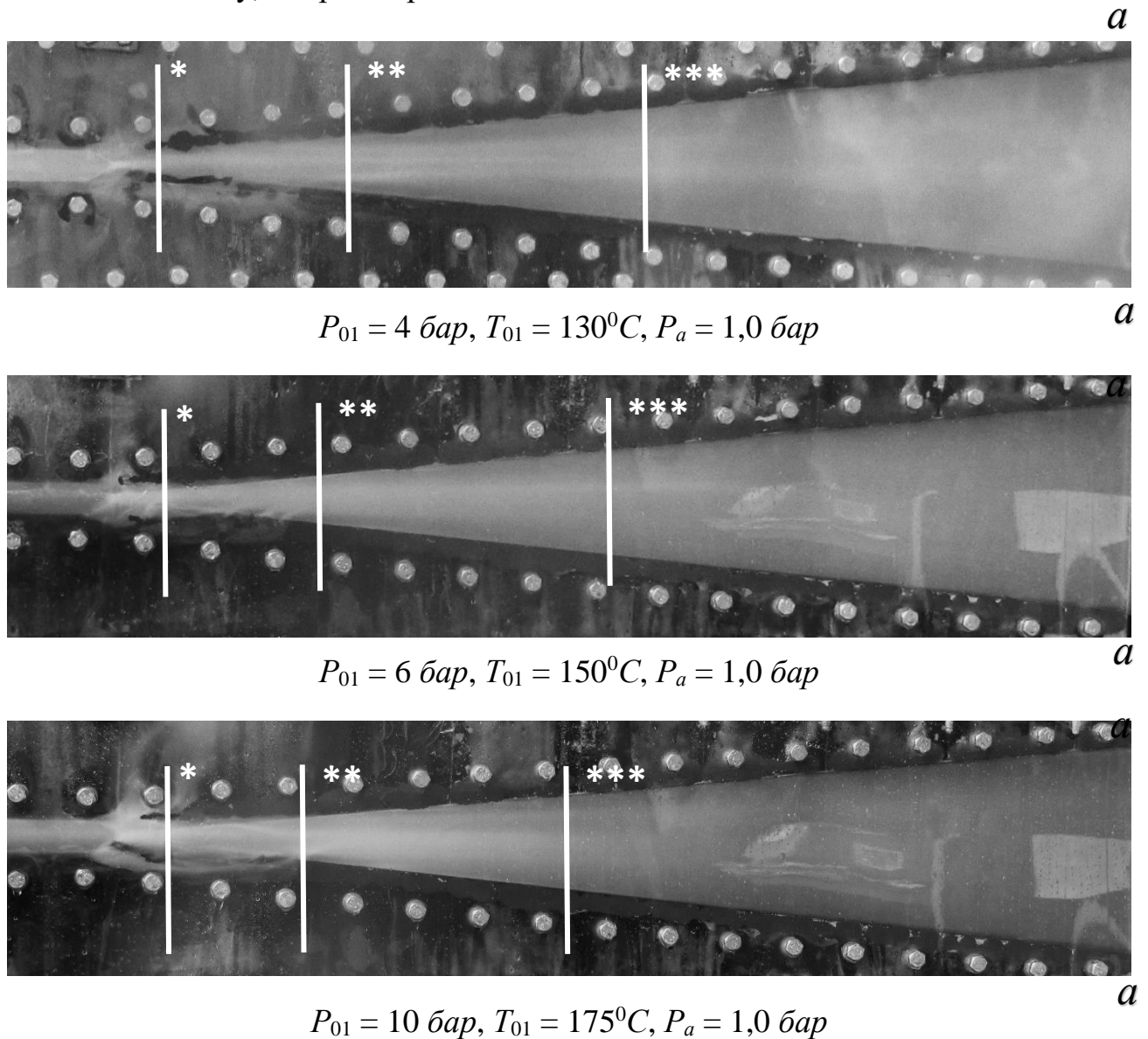


Рисунок 3.9 – Положення критичних перерізів

під час витікання закипаючої рідини з каналів, що розширюються

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

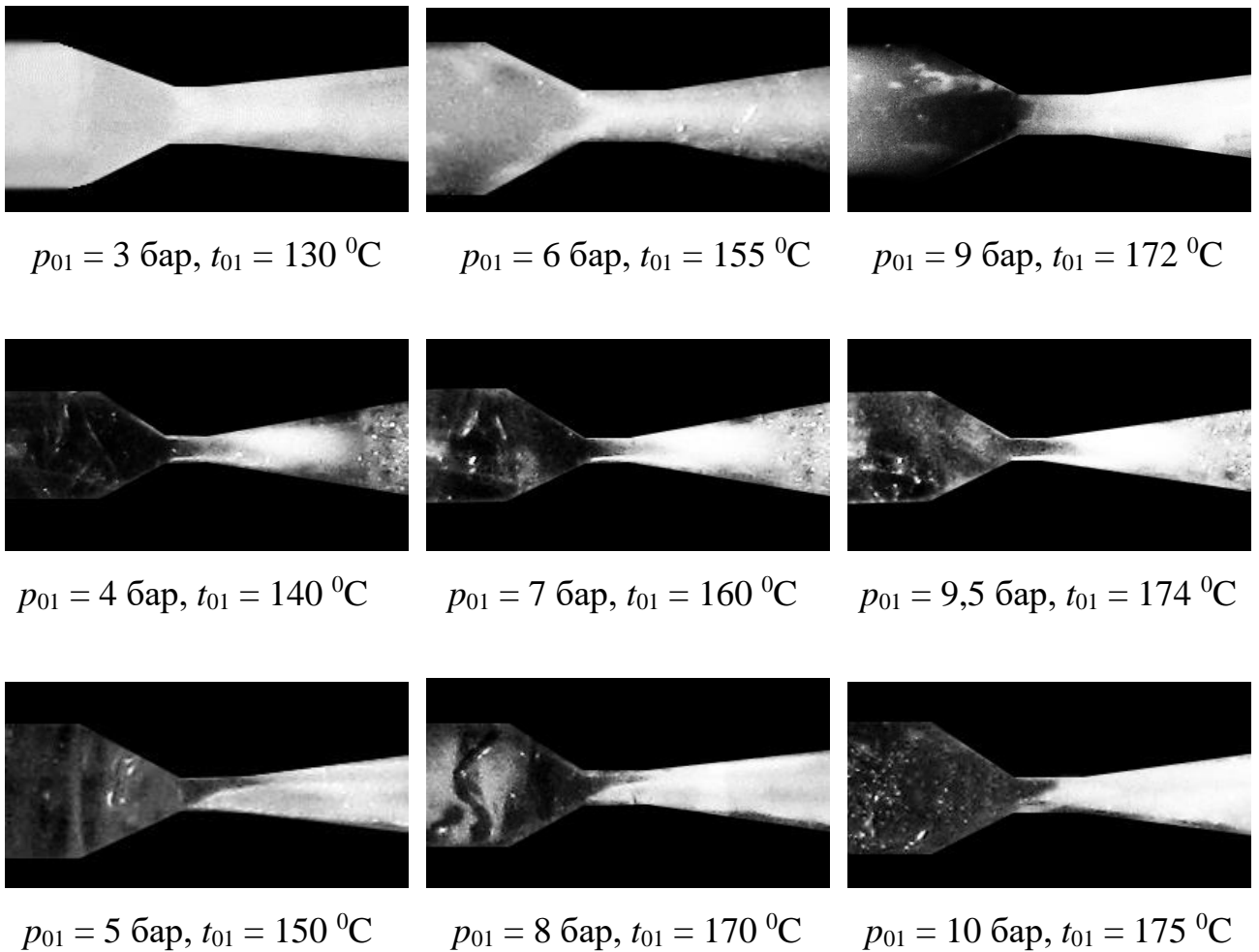


Рисунок 3.10 – Вплив відносного початкового недогрівання робочої рідини на положення першого критичного перерізу

Як бачимо з рисунка 3.11, положення першого критичного перерізу визначається 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 подані на рис. 3.12.

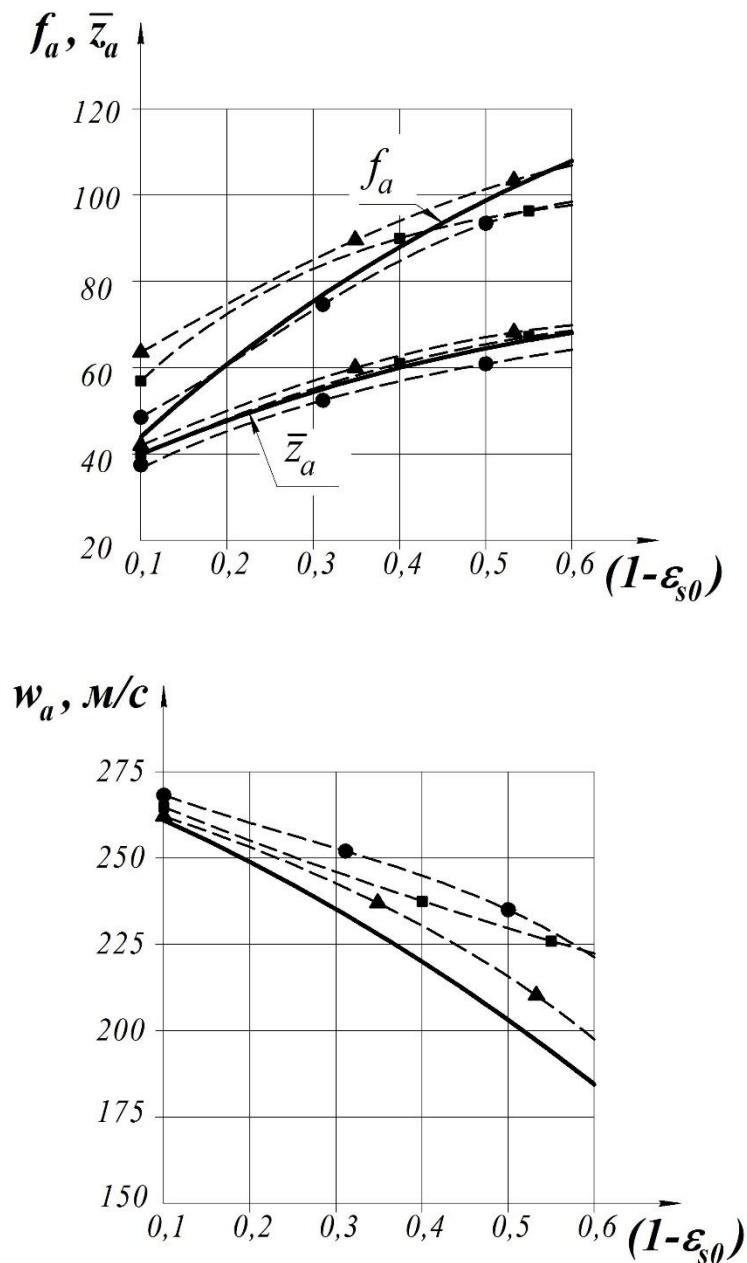


Рисунок 3.11 – Вплив початкових параметрів активного потоку на вході до РПЕ на геометричні параметри і швидкість на зрізі сопла активного потоку

($T_{01} = 130\text{--}175\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_a = 0,5\text{--}1,0$ бар):

————— — результати числового дослідження ($P_{01} = 6$ бар),

результати експериментального дослідження:

● — $P_{01} = 4$ бар; ■ — $P_{01} = 6$ бар; ▲ — $P_{01} = 8$ бар

Результати експериментального дослідження сопла активного потоку, що оцінюють ефективність закінчення метастабільно перегрітої рідини з каналів, що розширюються, наведені в табл. 3.3.

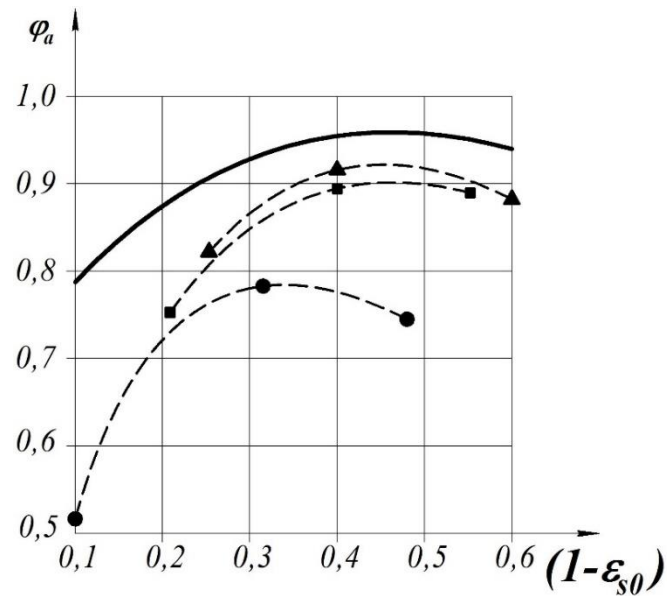


Рисунок 3.12 – Залежність коефіцієнта швидкості φ_a сопла активного потоку від величини відносного початкового недогрівання робочої рідини

($P_{01} = 3\text{--}10$ бар, $T_{01} = 130\text{--}175$ °C, $P_a = 0,5\text{--}1,0$ бар):

————— результати числового дослідження ($P_{01} = 6$ бар),

результати експериментального дослідження:

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

Таблиця 3.3 – Результати експериментального дослідження сопла активного потоку РПЕ

№ п/п	P_{01} , бар	t_{01} , °C	$(1 - \varepsilon_{s0})$	P_z , бар	P_a , бар	R_a , кг	w_f , м/с	w_a , 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 рис. 3.12, можна зробити висновок, що найбільша ефективність процесу витікання робочої рідини із сопла активного потоку ($\varphi_a = 0,768-0,897$) спостерігається при $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2-0,4$.

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 і 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, були проведені дослідження рідинно-парового ежектора при витіканні робочої рідини активного потоку в області тисків, нижчих від атмосферного (рис. 3.13).

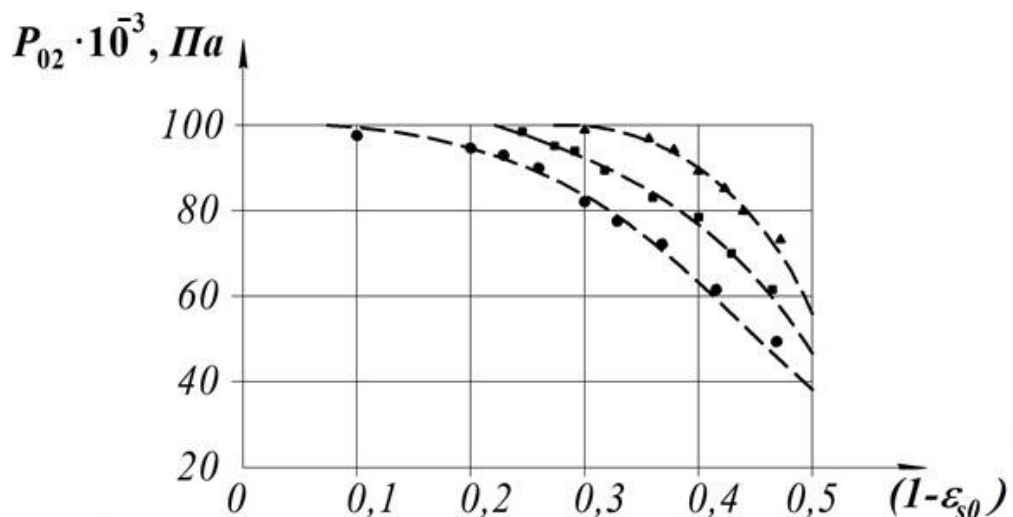


Рис. 3.13. Експериментальна залежність величини створюваного вакууму у вхідному перерізі циліндричної камери змішування P_{02} від відносного початкового недогрівання: \bullet – $P_{01} = 4 \text{ бар}$, \blacksquare – $P_{01} = 6 \text{ бар}$, \blacktriangle – $P_{01} = 8 \text{ бар}$

Як бачимо з рисунка 3.13, чим більше відношення тисків P_{01}/P_a , тим більшу величину вакууму можна одержати. Також була визначена гранична величина вакууму, яку можна створити в камері змішування циліндричної форми. Так, за початкових параметрів робочої рідини активного потоку $P_{01} = 4\text{--}8$ бар та $t_{01} = 120\text{--}160$ °С, тиск пасивного потоку на вході в приймальню камеру склало $P_{02} = 45\text{--}52$ кПа.

У ході подальших експериментальних досліджень були одержані залежності паровмісту і ступеня перевиробництва пари на виході з РПЕ, а також коефіцієнта інжекції, поданих на рис. 3.14.

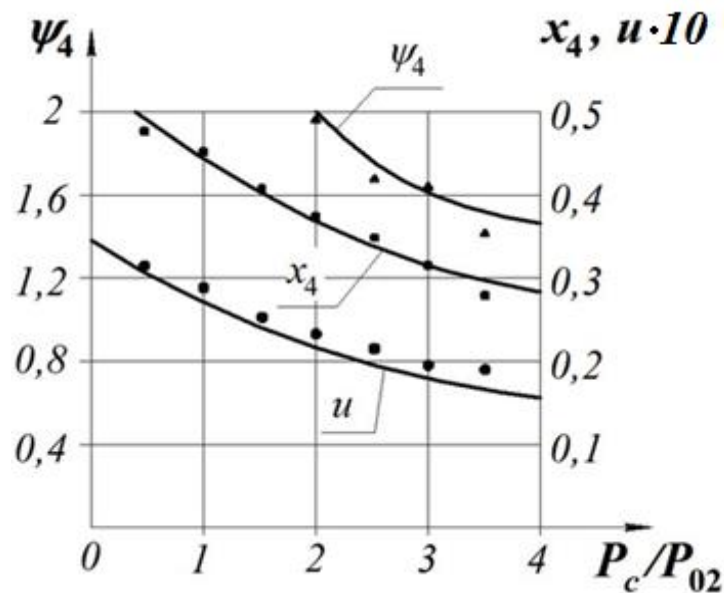


Рисунок 3.14 – Експериментальна залежність паровмісту x_4 , ступеня перевиробництва пари ψ_4 і коефіцієнта інжекції u від ступеня підвищення тиску пасивного потоку у циліндричній камері змішування ($P_{01} = 4\text{--}8$ бар; $t_{01} = 120\text{--}160$ °С; $P_4 = 1$ бар)

Із рисунка 3.14 бачимо, що діапазон ефективної роботи РПЕ із циліндричною камерою змішування при зазначених вище початкових параметрах P_{01} і t_{01} знаходиться в інтервалі $P_c/P_{02} = 2,5\text{--}4$.

Перехід від циліндричних камер змішування до конічних із подальшою циліндричним ділянкою, дає можливість не лише одержати більш глибокий вакуум у вхідному її перерізі, а й поліпшити характеристики одержуваного змішаного потоку. Так, у конічній камері за рахунок конфузорності зменшується швидкість надзвукового потоку, а отже, збільшується час, за який відбувається процес змішування двох робочих середовищ активного і пасивного потоків. У результаті цього за однакових габаритних розмірів камери можна досягти більш рівноважних параметрів змішування фаз, і на виході з РПЕ потік має більш однорідну дрібнодисперсну структуру.

Експериментально були досліджені конічні камери змішування з кутами конфузорності $2-8^{\circ}$. Порівнюючи результати експериментального дослідження конічних (рис. 3.15) і циліндричних (рис. 3.13) камер змішування, можна зробити висновок про те, що першою перевагою конічних камер є велика глибина вакууму, яку можна створити в них, застосовуючи одні й ті самі початкові параметри робочої рідини пасивного потоку (див. рис. 3.15).

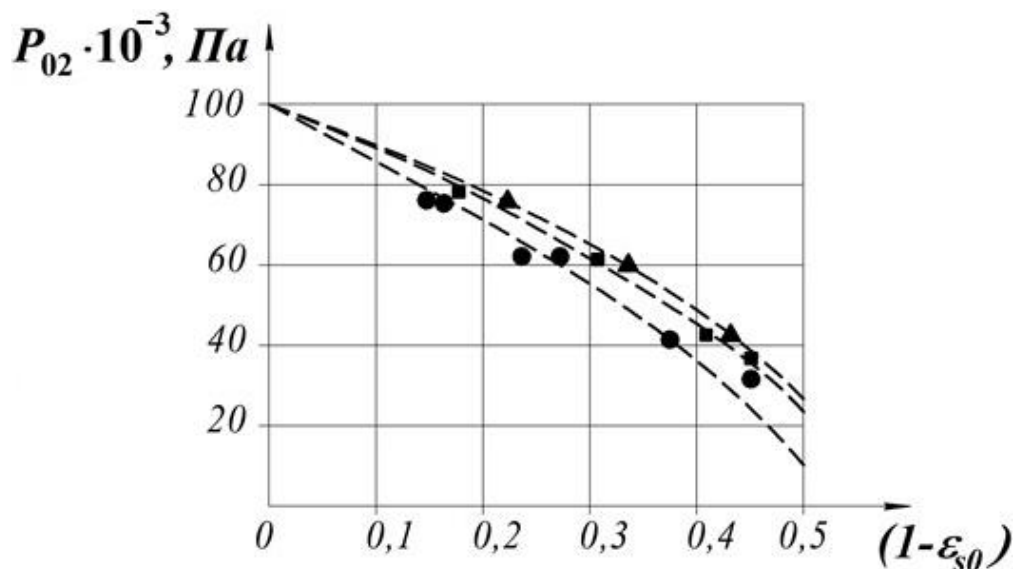


Рисунок 3.15 – Експериментальна залежність величини створюваного вакууму у вхідному перерізі конічної камери змішування P_{02} від відносного початкового недогрівання: ● – $P_{01} = 4 \text{ бар}$; ■ – $P_{01} = 6 \text{ бар}$; ▲ – $P_{01} = 8 \text{ бар}$

Подальші експериментальні дослідження конічних камер змішування проводилися для визначення ефективності їх застосування в РПЕ і виявлення робочого діапазону їх стійкої роботи. Так, на рисунку 3.16 показана експериментальна залежність досяжних показників ефективності конічних камер змішування з різними кутами конфузорності.

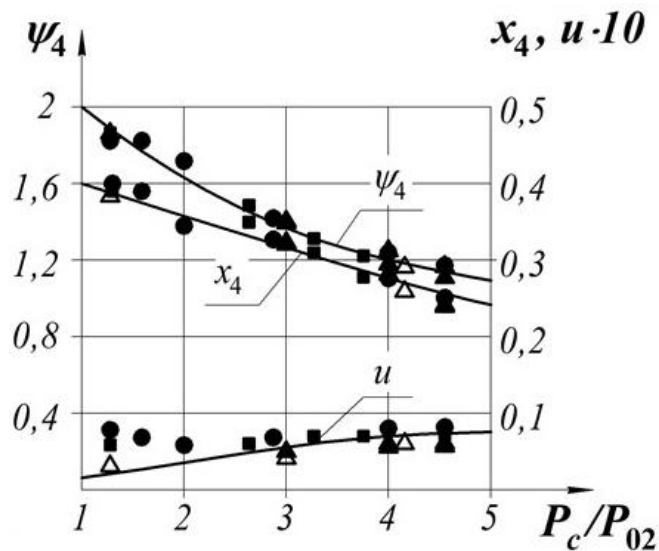


Рисунок 3.16 – Експериментальна залежність паровмісту x_4 , ступеня перевиробництва пари ψ_4 і коефіцієнту інжекції u від ступеня підвищення тиску пасивного потоку у циліндричній камері змішування

($P_{01} = 4-8$ бар, $t_{01} = 120-160$ °С, $P_4 = 1$ бар):

— — результати числового дослідження;

результати експериментального дослідження: ● – 2° ; ■ – 4° ; △ – 6° ; ▲ – 8°

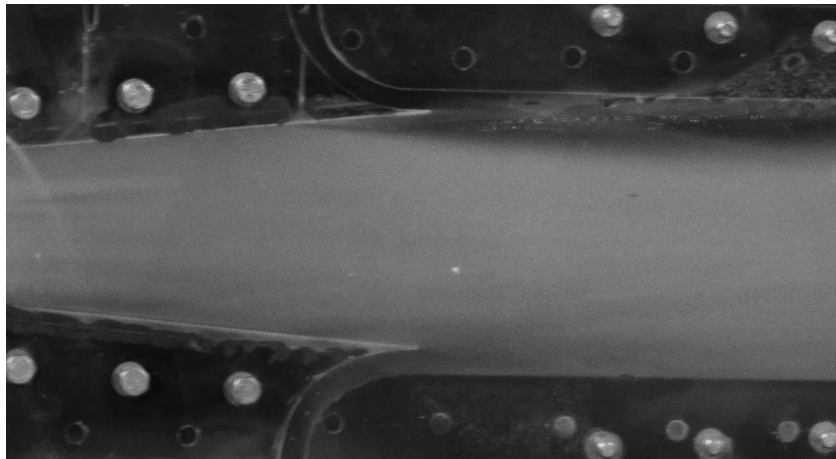
Із рисунка 3.16 бачимо, що найбільш ефективним є використання камер змішування з кутами конфузорності $4-8^\circ$, оскільки в діапазоні $P_c/P_{02} = 4-9$ вони мають задовільні характеристики, такі як ступінь перевиробництва пари ψ_4 на рівні $1,02-1,3$, паровміст потоку x_4 практично знаходиться в межах $0,25-0,35$ і коефіцієнт інжекції близький до максимуму $u = 0,06-0,08$.

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

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

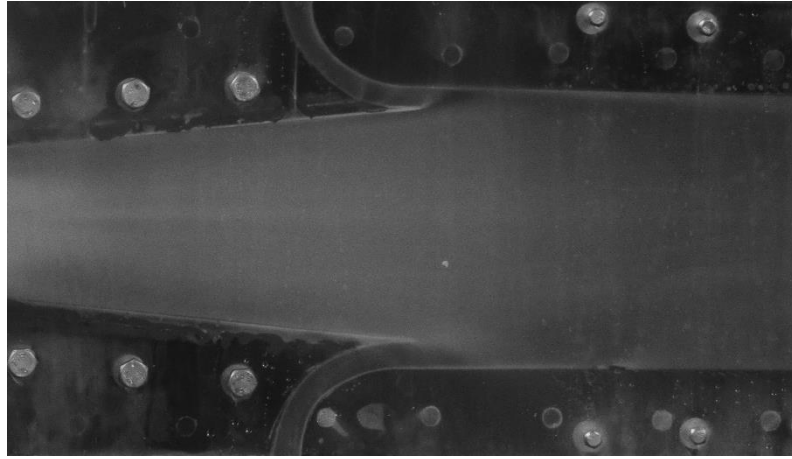
Із цих самих причин зі збільшенням кута конфузорності потрібне підвищення початкових параметрів робочої рідини активного потоку, оскільки зменшувався основний геометричний параметр \bar{f}_3 , і у вхідному перерізі камери змішування створювалося все менше відношення тисків P_c/P_{02} , що бачимо з рис.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

Важливу роль в ефективності використання конічних камер змішування відіграє наступна циліндрична ділянка. Необхідність її наявності в конструкції РПЕ пов'язане з тим, що для утворення двофазного змішаного потоку недостатньо однієї конфузорної частини, в 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 і запобігання утворенню режиму «запирання» в ній необхідно правильно визначити довжину циліндричної ділянки.

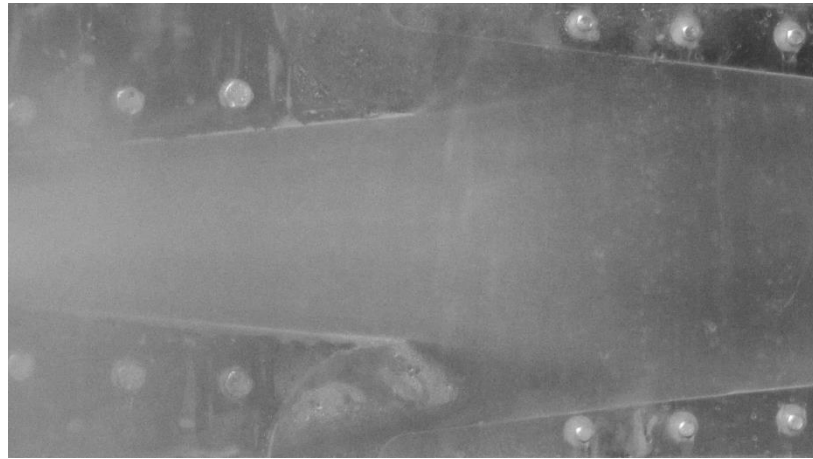


$P_{01} = 4 \text{ бар}$, $T_{01} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_a = 0,8 \text{ бар}$ (циліндрична КС)

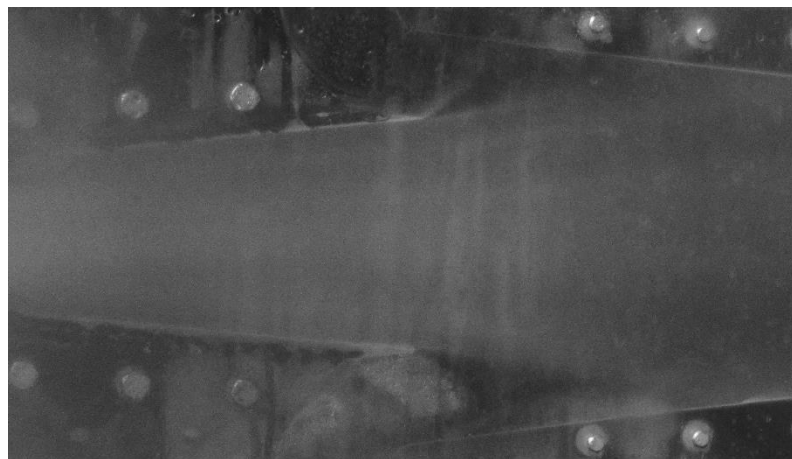
Рисунок 3.17 – Вплив степені конфузорності конічної камери змішування на режим її роботи



$P_{01} = 10$ бар, $T_{01} = 175$ °C, $P_a = 0,52$ бар (циліндрична КС)



$P_{01} = 4$ бар, $T_{01} = 130$ °C, $P_a = 0,8$ бар (конічна КС)



$P_{01} = 10$ бар, $T_{01} = 175$ °C, $P_a = 0,45$ бар (конічна КС)

Рисунок 3.17, аркуш 2

Експериментально були досліджені конічні камери змішування з циліндричною ділянкою довжиною $(4-6) d_3$ і без нього (рис. 3.18).

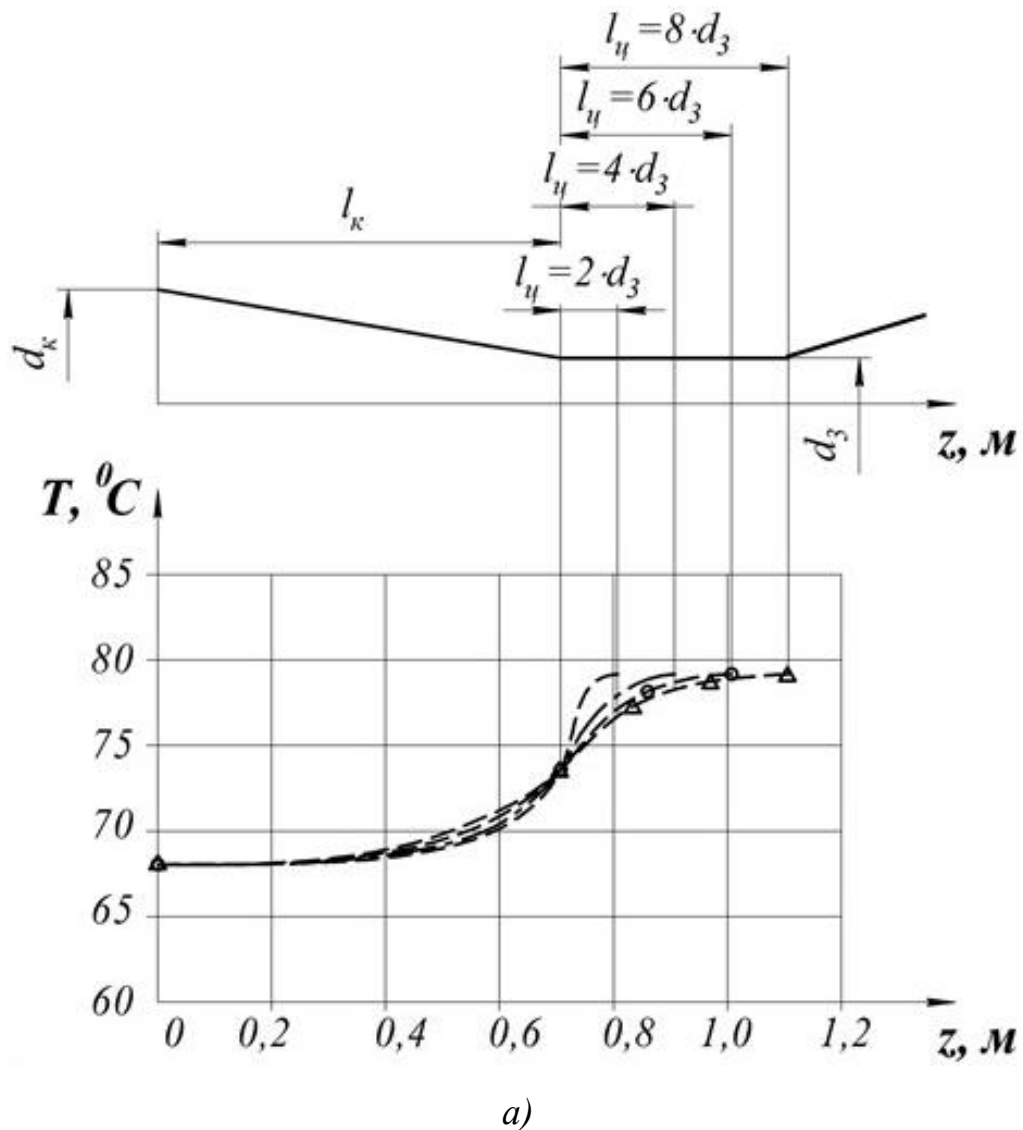


Рисунок 3.18 – Результати експериментального дослідження конічних камер змішування з подальшими циліндричними ділянками різної довжини

$(P_{01} = 4-8 \text{ бар}, t_{01} = 120-160 \text{ }^\circ\text{C}, P_4 = 1 \text{ бар})$

--- $l_{\text{ц}} = 2 d_3$, - · - · - $l_{\text{ц}} = 4 d_3$, -○-○-○- $l_{\text{ц}} = 6 d_3$, -△-△-△- $l_{\text{ц}} = 8 d_3$:

а) – профіль температур в перерізах камери змішування,

б) – профіль повних тисків в перерізах камери змішування

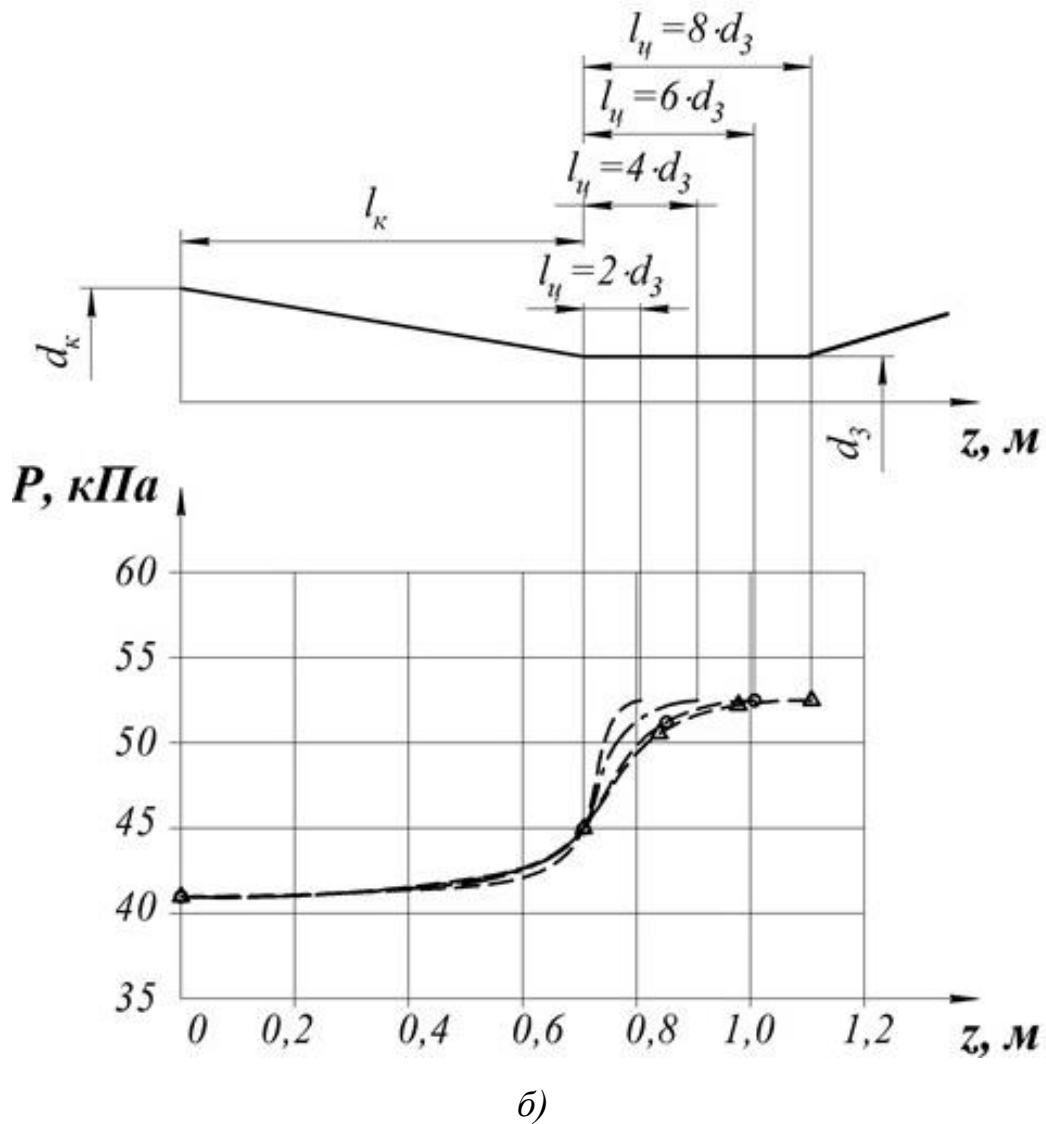


Рисунок 3.18, аркуш 2

Під час використання конічної камери змішування без подальшої циліндричної ділянки на виході з неї має місце неоднорідний двофазний потік в якому ще не встигли встановитися сталі параметри (p_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 $(4-6) d_3$ показали, що їх застосування дозволяє ефективно здійснити процес змішування робочих речовин активного і пасивного потоків у РПЕ (рис. 3.19).

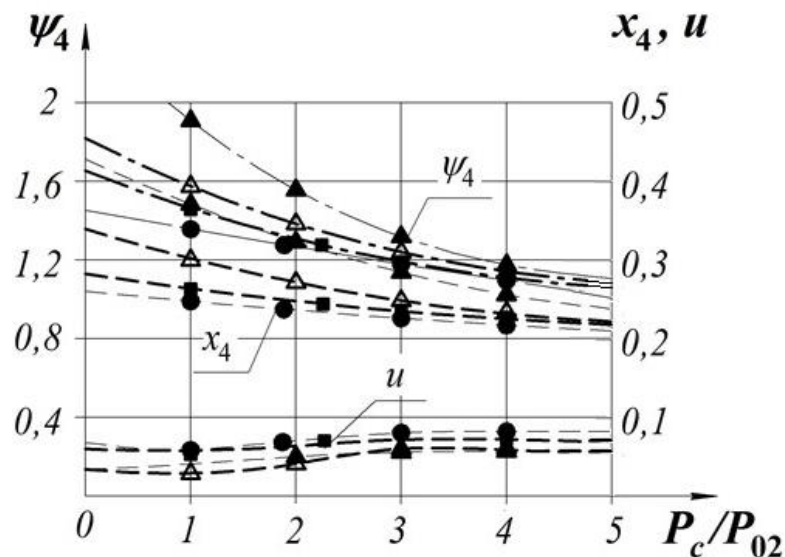


Рисунок 3.19 – Досяжні показники ефективності РПЕ

з кінчною камерою змішування при різній довжині камери змішування

($P_{01} = 8$ бар, $t_{01} = 158$ °C, $P_4 = 1$ бар):

$\bullet - l_u = 2 d_3$, $\blacksquare - l_u = 4 d_3$, $\triangle - l_u = 6 d_3$, $\blacktriangle - l_u = 8 d_3$

Порівнюючи кінчні камери змішування з циліндричними, можна зробити висновок про те, що кінчні мають ряд значних переваг, які є визначальними при виборі конструкції РПЕ. Це, насамперед, велика глибина створюваного вакууму за одних і тих самих початкових параметрів робочої рідини активного потоку, більший діапазон стійкої роботи при збереженні показників ефективності на достатньому рівні і більш ефективний процес змішування двох середовищ активного і 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 і числового дослідження та одержати більш точні параметри РПЕ ще на стадії проектування.

Першими розглянемо коефіцієнти, що враховують геометрію камери змішування, а саме за площею на вході до камери змішування знаходиться з рівняння (2.31), який 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 $k_{\bar{f}_k} = 1,1-1,15$.

Коефіцієнт за площею на виході з камери змішування також знаходять з 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 і циліндричної частин камери змішування визначаються з геометричних співвідношень згідно з рис. 2.8. Так, кореляційний коефіцієнт конічної частини камери змішування визначається з умови оптимального кута конфузорності, одержаного експериментальним шляхом, який знаходиться в межах $\alpha_k = 4-8^\circ$:

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

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

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

$$l_u = k_{l_u} \cdot \sqrt{f_3}$$

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

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

$$u = \frac{m_n}{m_a}$$

Експериментальний коефіцієнт інжекції з урахуванням експериментального уточнення визначається з наступного рівняння:

$$u = k_u \cdot \frac{m_n}{m_a}$$

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

Ексергетична ефективність РПЕ і вакуумного агрегата на його основі визначається його досяжними показниками, такими як ступінь перевиробництва пари ψ_4 , коефіцієнт інжекції u та ексергетичний ККД РПЕ $\varepsilon_{РПЕ}$ і вакуумного агрегата в цілому $\varepsilon_{ВА}$. Ефективність РПЕ за результатами експерименту визначається за формулами (2.63–2.64, 3.21). Дані визначаються за результатами прямих вимірювань і за результатами оброблення експериментальних даних. Експериментальні показники ефективності наведені на рис. 3.20.

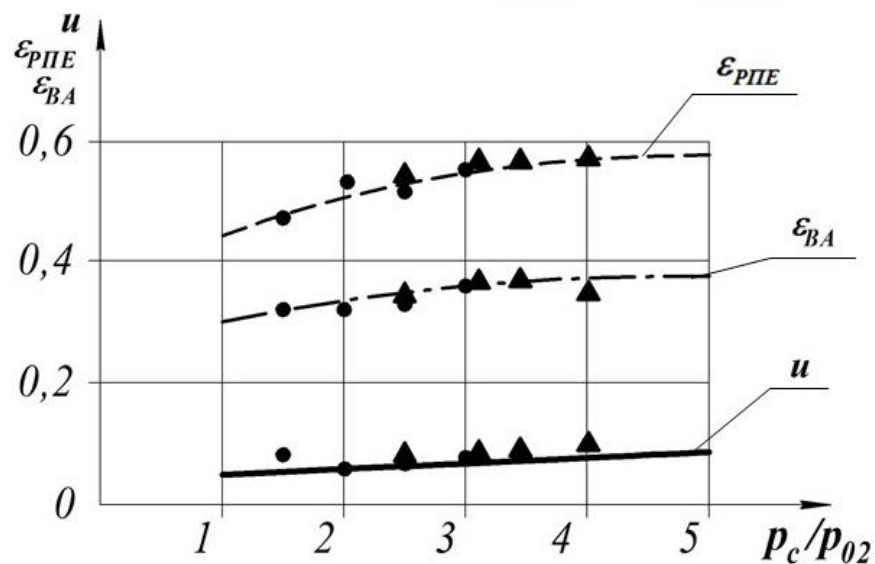


Рисунок 3.20 – Залежність досяжних показників ефективності РПЕ від ступеня підвищення тиску пасивного потоку ($P_{01} = 8$ бар, $P_a = P_{02} = 0,5$ бар):
 результати числового дослідження: — — — u ; - - - - - $\varepsilon_{РПЕ}$; · · · · · $\varepsilon_{ВА}$;
 експериментальні дані: ● – РПЕ з циліндричною камерою змішування;
 ▲ – РПЕ з конічною камерою змішування

Для вакуумного агрегата на базі РПЕ як ексергії потоку продукту, так само, як і для РПЕ, розглядається різниця 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 описується експериментальна установка для дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата і наводиться функціональна схема експериментального стенда, на якій позначені всі вимірювальні прилади та основні елементи установки. Також дається детальний огляд приладів для вимірювання температури робочих рідин активного і пасивного потоків.

Відповідно до поставлених цілей і завдань описується програма і методика експериментальних досліджень дослідного зразка стенда РПЕ вакуумного агрегата, проводиться оброблення результатів експерименту і визначення похибок вимірювання шуканих величин.

Під час аналізу результатів експериментальних досліджень підтверджено вплив початкових параметрів на ефективність витікання з каналів, що розширюються, в області 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 ($\varphi_a = 0,768-0,897$ при $P_{01} = 3-10$ бар, $T_{01} = 130-175$ °C, $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2-0,4$).

Під час дослідження впливу геометричної форми камери змішування встановлено, що максимальна ефективність процесу змішування потоків робочих середовищ активного і пасивного потоків досягається при значеннях кута конфузорності у діапазоні $\alpha_k = 4-8^0$. Під час використання циліндричних камер змішування можливе створення незначного вакууму робочого середовища пасивного потоку, а при збільшенні конфузорності ($\alpha_k > 10^0$)

спостерігається поява зворотних течій і подальше «запирання» камери змішування.

Унаслідок експериментального дослідження робочого процесу РПЕ вакуумного агрегата була одержана 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 спостерігається 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 у таких наукових публікаціях автора: «Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора» [8], «Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание» [116], «Экспериментальное исследование жидкостно-парового эжектора с цилиндрической камерой смешения» [120] и «Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber» [133].

РОЗДІЛ 4

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

4.1. Ежектування 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) шляхом барботажу гарячої водяної пари через шар оброблюваної олії в порожнину дегазатора з тиском $3\text{--}5 \text{ кПа}$. Підтримка зазначеного тиску збільшує леткість одорантів та їх пари дифундують у бульбашки водяної пари. Очищення пари від одорантів відбувається на насадці скрубера, після якого парогазова суміш (водяна пара та нерозчинені гази) інжектується першим паровим ежектором приєднаної вакуумної системи. Така система являє собою триступеневий блок парових ежекторів з проміжною конденсацією потоків змішування.

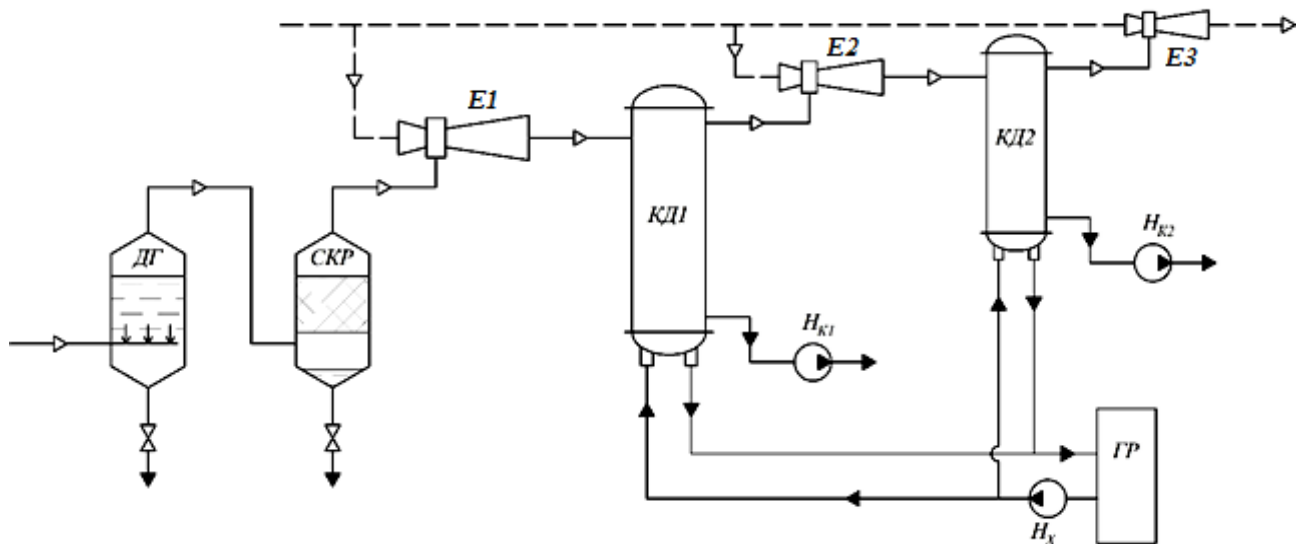


Рисунок 4.1 – Базова схема установки дезодорації рослинних олій:
 ДГ – дегазатор; СКР – скрубер; E1, E2, E3 – пароструминні ежектори;
 КД1, КД2 – конденсатори; H_{K1}, H_{K2} – конденсаційні насоси;
 H_X – насос холодоносія; ГР – градирня

Конденсація барботажної пари та розрахункові значення тисків між ступенями забезпечуються за рахунок подання охолоджувальної води, що циркулює в контурі холодоносія через градирню.

Конденсат робочої пари, що надходить до сопла активного потоку ежекторів, забруднюється компонентами сировини разом із барботажною парою і 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 передбачалося для функціонування базової установки у режимі більш інтенсивної продуктивності приблизно $4,5\text{--}5\text{ т/год}$ з підтримкою тиску у дегазаторі $0,5\text{--}0,6\text{ кПа}$.

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

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

Застосування механічного вакуум-насоса як форвакуумного пристрою у цьому разі доцільно з позицій забезпечення більш високих показників енергоефективності вакуумної системи [12].

Застосування принципу СТК у розглянутій технології дезодорації принципово не виключає одноступеневе стиснення середовища, що вакуумується. Вибір числа ступенів стиснення і виду обладнання вимагає виконання розрахунків 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 обрана величина 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.

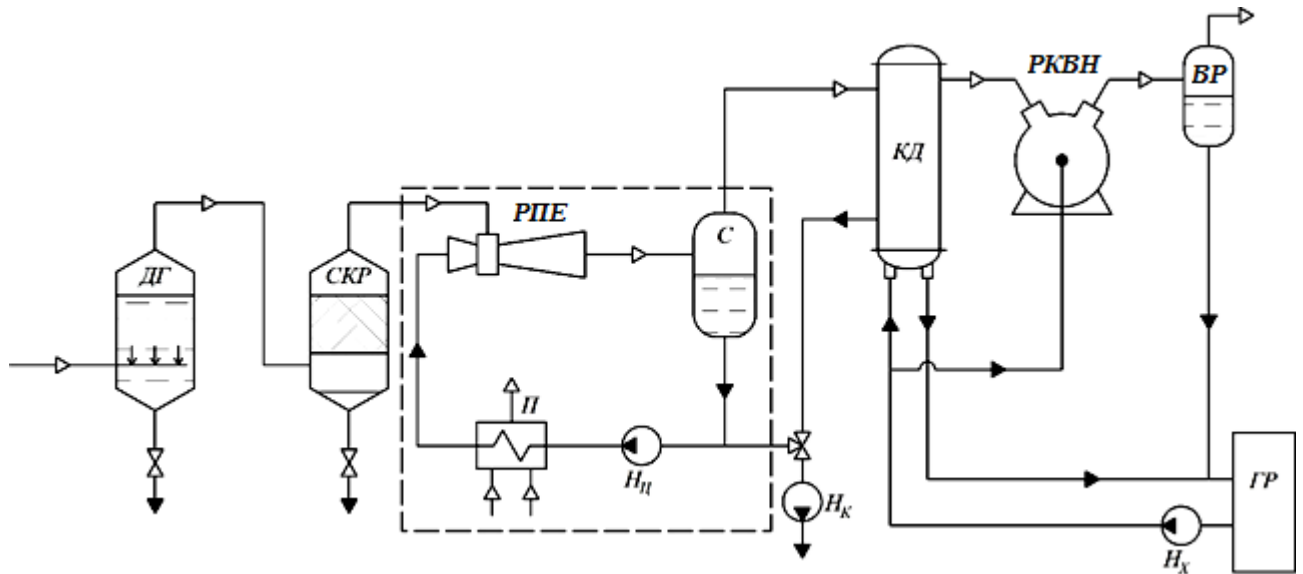


Рисунок 4.2 – Схема установки дезодорації рослинних олій на базі РПЕ:

ДГ – дегазатор; *СКР* – скруббер; *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 агрегату

На базі програмного комплексу розрахунку вакуумного агрегату, розробленого автором, були виконані розрахунки з оцінювання впливу ступеня підвищення тиску пасивного потоку в РПЕ на коефіцієнт інжекції та енергоефективність пристрою. На рисунку 4.3 подана ця 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 були прийняті 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 їх подальшого невикористання як енергетичних джерел віднесені до ексергетичних втрат;

– подібний підхід прийнятий і для потоків парогазової суміші на виході з ежектора E_3 для базової схеми і 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.

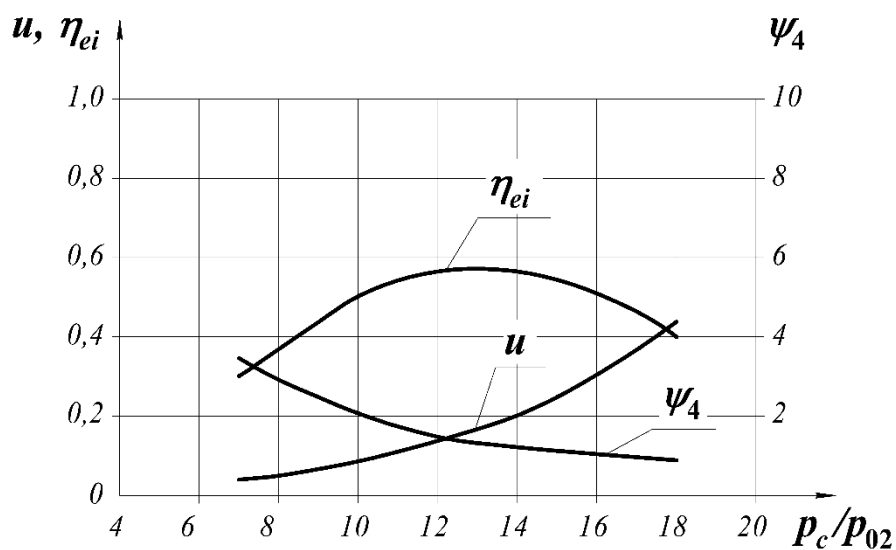


Рисунок 4.3 – Графік залежності ступеня перевиробництва пари ψ_4 ,

коефіцієнта інжекції u та ефективного ККД η_{ei}

від величини підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02}

при $t_{01} = 121\text{--}149\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{01} = 300\text{--}500\text{ кПа}$, $p_{02} = 5\text{ кПа}$

З урахуванням вище перелічених припущень для базової схеми маємо:

$$E_P = \dot{m}_{\delta.n.} (e_{\delta.n.,\text{вих}} - e_{\delta.n.,\text{вх}})$$

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

Для схеми з термокомпресією

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

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

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

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

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

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

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

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

$\sum N_{KH}$ – сумарна потужність конденсаційних насосів для базовоі схеми;

N_{KH} – потужність конденсаційного насоса для схеми з термокомпресією;

N_X – потужність насоса холодоносія;

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

N_{BH} – потужність вакуум-насоса;

N_{BT} – потужність вентилятора градирні.

Після ексергетичних перетворень зазначених величин для базової схеми одержимо:

$$E_F = (\dot{m}_{к.п.})_{П} \cdot (r_{к.п.} - T_{о.с.} \cdot (s''_{к.п.} - s'_{к.п.})) + \sum N_{KH} + N_X + N_{BT}$$

Для схеми з термокомпресією

$$E_F = (\dot{m}_{к.п.})_{э} \cdot (r_{к.п.} - T_{о.с.} \cdot (s''_{к.п.} - s'_{к.п.})) + N_{KH} + N_{BH} + N_X + N_{BT}$$

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 оточуючого 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 і енергетичних параметрів за порівняльними схемами наведені у табл. 4.1, ексергетичні показники – у табл. 4.2.

Таблиця 4.1 – Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	з СТК
1	2	3	4
1.	Початковий тиск у системі вакуумування, <i>кПа</i>	5	5
2.	Тиск всмоктування вакуум-насоса, <i>кПа</i>	-	66
3.	Тиск котельної пари, <i>кПа</i>	1000	1000

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4
4.	Температура котельної пари, $^{\circ}\text{C}$	180	180
5.	Масова витрата котельної пари, кг/год	910	73
6.	Масова витрата барботажноі пари, кг/год	180	180
7.	Масова витрата холодоносія, кг/год	35631	20043
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

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	з 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 точна оптимізація вакуумної системи для установки дезодорації олій може бути виконана 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

У якості базової схеми випарної установки розглянуто двокорпусну випарну систему для виробництва згущеного молока типу Віганд-4000, подану на рис. 4.4 у спрощеному варіанті. До складу установки входить пароструминний ежектор, який реалізує рекомпресію необхідної частини вторинної пари, що утворюється у першому корпусі.

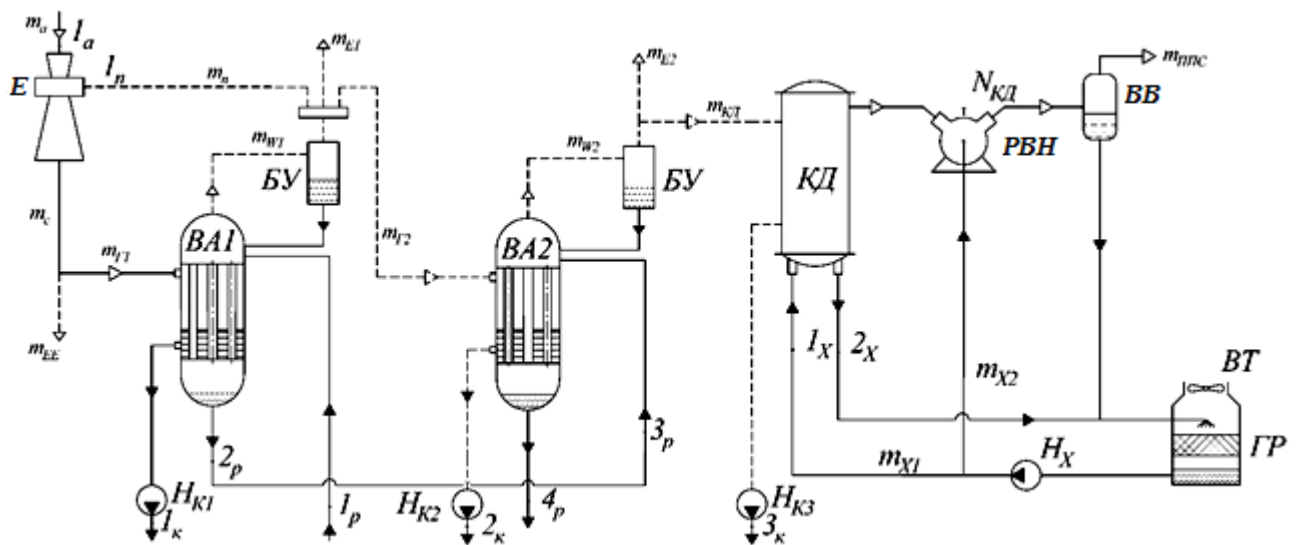


Рисунок 4.4 – Базова схема випарної установки:

E – пароструминний ежектор; PBH – рідинно-кільцевий вакуум-насос;
 $BA1, BA2$ – випарні апарати; $БУ$ – бризковловлювач; $КД$ – конденсатор;

H_{K1}, H_{K2}, H_{K3} – конденсаційні насоси; BB – водовіддільник;

H_X – насос холодоносія; $ГР$ – градирня; BT – вентилятор градирні

Необхідні параметри гріючої пари для випарного апарата $BA1$ досягаються шляхом 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 екстра-пару для третього підігрівача молока з масовою витратою \dot{m}_{EE} і на основний потік для нагрівальної порожнини випарного апарата $BA1$ із масовою витратою $\dot{m}_{Г1}$.

Вторинна пара (випар), що утворюється у випарному апараті $BA1$, після бризковловлювача $БУ$ поділяється на три потоки:

- як пасивний потік ежектора з масовою витратою $\dot{m}_{Г1}$;
- на нагрівальний потік другого корпусу з масовою витратою $\dot{m}_{Г2}$;
- у вигляді екстра-пари першого корпусу, який використовують в другому теплообміннику для підігрівання випарюючого розчину з масовою витратою \dot{m}_{E1} .

Як було зазначено, частина вторинної пари після $BA1$ з температурою $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ надходить, у свою чергу, 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 з масовою витратою $\dot{m}_{КД}$ надходить до конденсатора, а другий – у вигляді екстра-пари з масовою витратою \dot{m}_{E2} і температурою $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ – також використовується для попереднього підігрівання розчину.

Потік змішування після ежектора надходить до нагрівальної порожнини випарного апарату $BA1$ і за рахунок надлишку теплоти від потоку змішування забезпечується в $BA1$ отдержання вторинної пари, необхідної для пасивного потоку ежектора, нагрівального потоку, що йде у випарний апарат $BA2$, екстра-пари першого корпусу, яка використовується у теплообміннику для підігріву упарюваного розчину.

Частина вторинної пари після $BA1$ з температурою $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ надходить, у свою чергу, до нагрівальної порожнини випарного апарату $BA2$, унаслідок чого

розчин упарюють до кінцевої концентрації. Одержувана у *ВА2* вторинна пара розділяється на два потоки. Основний потік надходить до конденсатора *КД*, а другий є екстра-парою з температурою $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ і також використовується для цілей попереднього підігрівання розчину.

Наявність конденсатора *КД* після випарного апарата *ВА2* є необхідним пристроєм для підтримання вакууму у випарній установці. Конденсація вторинної пари після випарного апарата *ВА2* забезпечується за рахунок 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 *ВА2* газів, що насамперед від розчиненого і всмоктуваного повітря, парова порожнина конденсатора *КД* з'єднана з всмоктувальною лінією вакуум-насоса *РВН*. Для вакуум-насоса рідинно-кільцевого типу передбачається циркуляція охолоджувальничого середовища через робочу порожнину вакуум-насоса, водовіддільник і холодильну машину. Таким чином, система оборотного водопостачання забезпечує паралельне розведення холодоносія через конденсатор і вакуум-насос.

Наявність вакууму в обох випарних апаратах вимагає для відкачування конденсатів установки відповідних конденсатних насосів. Необхідно відзначити, що потоки конденсатів у нагрівальних камерах корпусів також використовуються для нагрівальних цілей (на схемі не показано). 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 надходять в ежектор;
- електроенергія на привід гідравлічних насосів, вакуум-насосу і компресора холодильної машини.

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

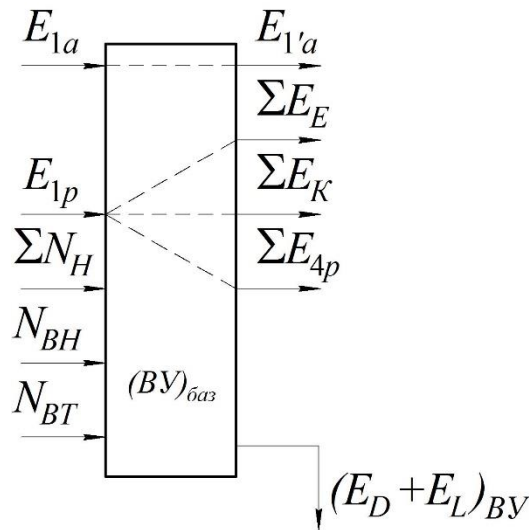


Рисунок 4.5 – Схема ексергетичних перетворень у базовій випарній установці

Згідно з положеннями ексергетичного аналізу за Дж. Тсатсаронісом маємо:

– ексергію потоку палива системи

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

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

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

$\sum E_K = E_{1K} + E_{2K} + E_{3K}$ – сума ексергій потоків конденсатів після випарних апаратів і конденсатора;

E_{1p}, E_{4p} – ексергії потоків розчину на вході та на виході із 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 у цій системі.

Для розрахунку ексергії рідких нестисливих середовищ використовується 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 у інтервалі температур T_f та $T_{o.c.}$;

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

v_f – питомий об'єм рідини за температури T_f .

Визначення питомої роботи насосів відбувається за рівнянням

$$l_n = \frac{\Delta p_n \cdot v_f}{\eta_n},$$

де Δp_n – приріст тиску рідини у насосі;

η_n – ККД насоса.

Потужність, яка підводиться до двигуна насоса:

$$N_n = \frac{\dot{m}_f \cdot l_n}{\eta_{\text{дв}}},$$

де \dot{m}_f – масова витрата рідини через насос;

$\eta_{\text{дв}}$ – ККД приводного двигуна насоса.

Результати розрахунків ексергетичної ефективності базової схеми зведені до табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Режимні параметри компонентів випарної установки

№ п/п	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 умовами всмоктування	\dot{V}_{BH}	м ³ /мин	4,02
5.	Масова витрата холодоносія через вакуум-насос	\dot{m}_{X2}	кг/с	0,2
6.	Споживана потужність вакуум-насоса	N_{BH}	кВт	7,25

Продовження табл. 4.3

1	2	3	4	5
7.	Об'ємна витрата холодоносія через насос	\dot{V}_{HX}	m^3/h	195
8.	Споживана потужність насоса холодоносія	N_{HX}	kW	17,2
9.	Об'ємна продуктивність вентилятора градирні	\dot{V}_{BT}	m^3/c	95
10.	Споживана потужність вентилятора градирні	N_{BT}	kW	41,1

Принципова схема енергозберігаючої установки подана на рис. 4.6. За даною схемою генерація нагрівальної пари для випарного апарата *BA1* забезпечується шляхом рекомпресії вторинної пари вакуумним агрегатом. Пасивний потік для *РПЕ* формується з вторинної пари першого і другого корпусів.

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

Необхідні параметри активного потоку РПЕ забезпечуються за рахунок енергії, що підводиться в циркуляційному насосі і підігрівачі, встановлених 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 екстра-пари, як і в базовій схемі після пароструминного ежектора.

Стаціонарність масової витрати активного потоку забезпечується за рахунок повернення в циркуляційний контур конденсату після випарного апарата *BA1* і конденсату екстра-пари після підігрівача молока (на схемі не

показаний). Частина конденсату після нагрівальної порожнини випарного апарата $BA1$ відводиться за допомогою конденсаційного насоса H_{K1} , який також виконує функцію гідравлічного затвора для підтримки вакууму у нагрівальній порожнині випарного апарату $BA1$.

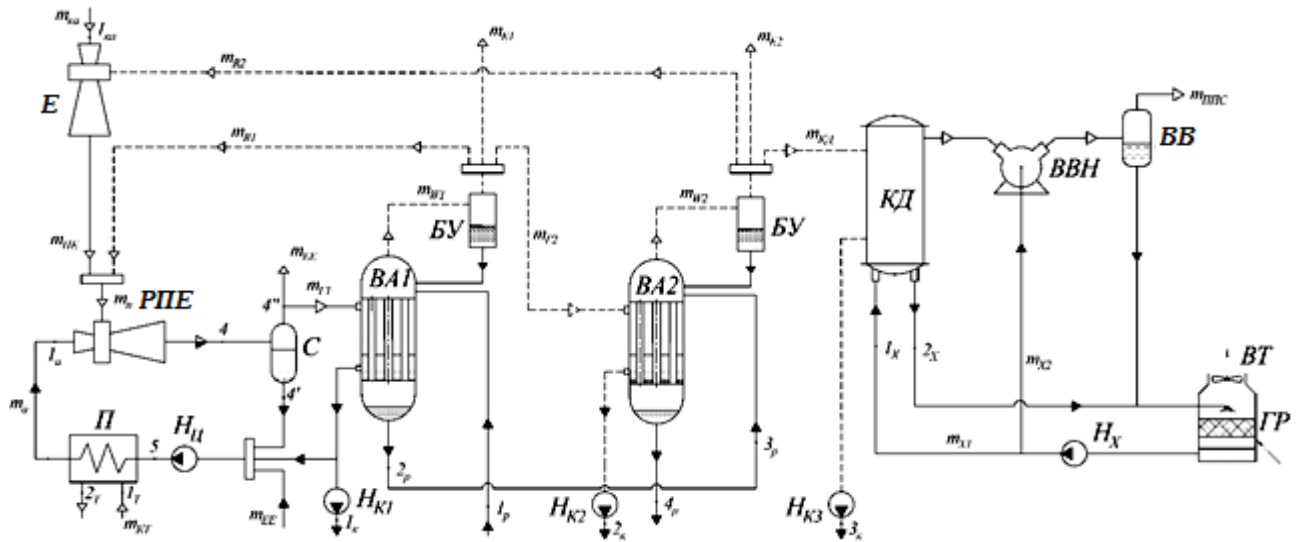


Рисунок 4.6 – Схема двокорпусної випарної установки з рекомпресією вторинної пари РПЕ:

E – парострумний ежектор; BBH – водокільцевий вакуум-насос;
 $BA1, BA2$ – випарні апарати; $БУ$ – бризковловлювач; $КД$ – конденсатор;
 H_{K1}, H_{K2}, H_{K3} – конденсаційні насоси; BB – водовідділювач;
 H_X – насос холодоносія; $ГР$ – градирня; BT – вентилятор градирні;
 $РПЕ$ – рідинно-паровий ежектор; $H_{Ц}$ – 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 була взята котельна пара, передбачена для роботи парострумного ежектора в базовій установці.

Для ежекції вторинної пари після випарного апарату $BA2$ може бути використаний ежектор базової схеми, або спроектовано і встановлено новий.

За рахунок відбору вторинної пари після випарного апарата *BA2* на рекомпресії 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 даного ежектора часто має місце перевиробництво пари за рахунок релаксаційного пароутворення, порівняно з масою ежектованого потоку. Таким чином, 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 у нагрівальній камері першого корпусу;

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

$\psi_4 = \frac{\dot{m}_4''}{\dot{m}_\Pi}$ – коефіцієнт перевиробництва пари;

$\dot{m}_4'' = \dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE}$ – масова витрата парової фази у складі потоку змішування (стан 4'').

На базі математичної моделі робочого процесу *РПЕ*, поданої в цій роботі, були виконані числові дослідження функціональної залежності (4.1) при варіюванні початкових параметрів активного потоку на вході у *РПЕ*. На рисунку 4.7 подано зв'язок режимних параметрів *РПЕ* в інтервалі оптимальних значень для цієї випарної установки.

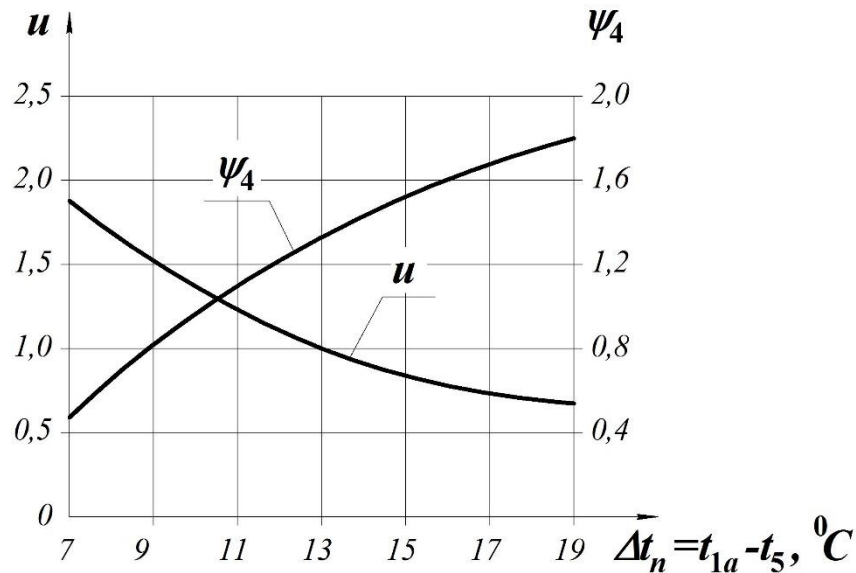


Рисунок 4.7 – Режимні параметри РПЕ для умов $p_{1a} = 1\text{--}1,2$ бар,
 $t_{1a} = 92\text{--}104$ °C, $p_n = 0,311$ бар

Розрахунок режимних параметрів випарної установки 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 приводять до рівності масових витрат потоків вторинної пари після випарного апарата BAI , 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 у РПЕ ψ_4 :

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

У свою чергу, можна записати

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

Звідси

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

або

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

Формалізована схема ексергетичних перетворень для випарної установки з РПЕ подана на рис. 4.8.

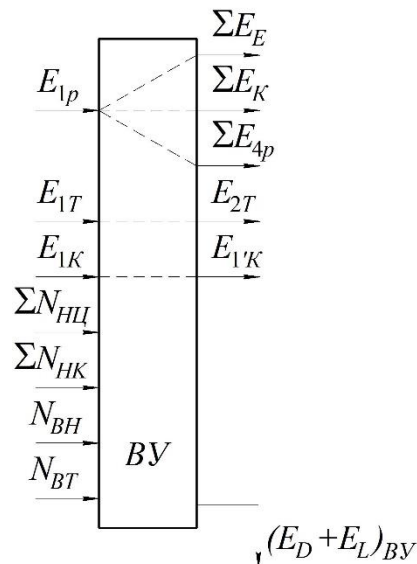


Рисунок 4.8 – Схема ексергетичних перетворень у випарній установці з РПЕ

Для цієї схеми ексергія потоку палива і продукту записується у вигляді таких виразів:

$$E_{f,tot} = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1K} - E_{1'K}) + N_{HЦ} + \sum N_{HK} + N_{BH} + N_{BT},$$

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

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 енергозберігаючого варіантів випарної установки наведені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Показники порівняння

№ п/п	Показник	Позна- чення	Розмір- ність	Базова ВУ	ВУ з РПЕ		
					$\psi_4 = 1,2$	$\psi_4 = 1,4$	$\psi_4 = 1,6$
1.	Масова витрата котельної пари	$\dot{m}_{кот}$	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	COP_{BA}	–	51,25	51,25	34,86	30,81
4.	Ексергетична ефективність випарної установки	$(\varepsilon_{ек})_{ВУ}$	–	0,1286	0,372	0,297	0,238

За результатами ексергетичного аналізу бачимо, що застосування РПЕ, що працює за принципом СТК, у вакуумних випарних установках дозволяє зменшити споживання котельної пари у 2,25–4,1 рази, що дозволяє підвищити ефективність такої установки у 1,85–2,89 рази. Більш високі показники ефективності можна досягти при реконструкції двокорпусної випарної установки на однокорпусні.

4.3. Ежектування пароповітряної суміші

Як базова установка розглянуто автономну електростанцію 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 (див. рис. 4.9). Паротурбінна «надбудова» газотурбінного двигуна реалізована на обмежені параметри генеруючої водяної пари і на застосування осерядіальної 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 знаходиться в межах 17–20 *кПа*.

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

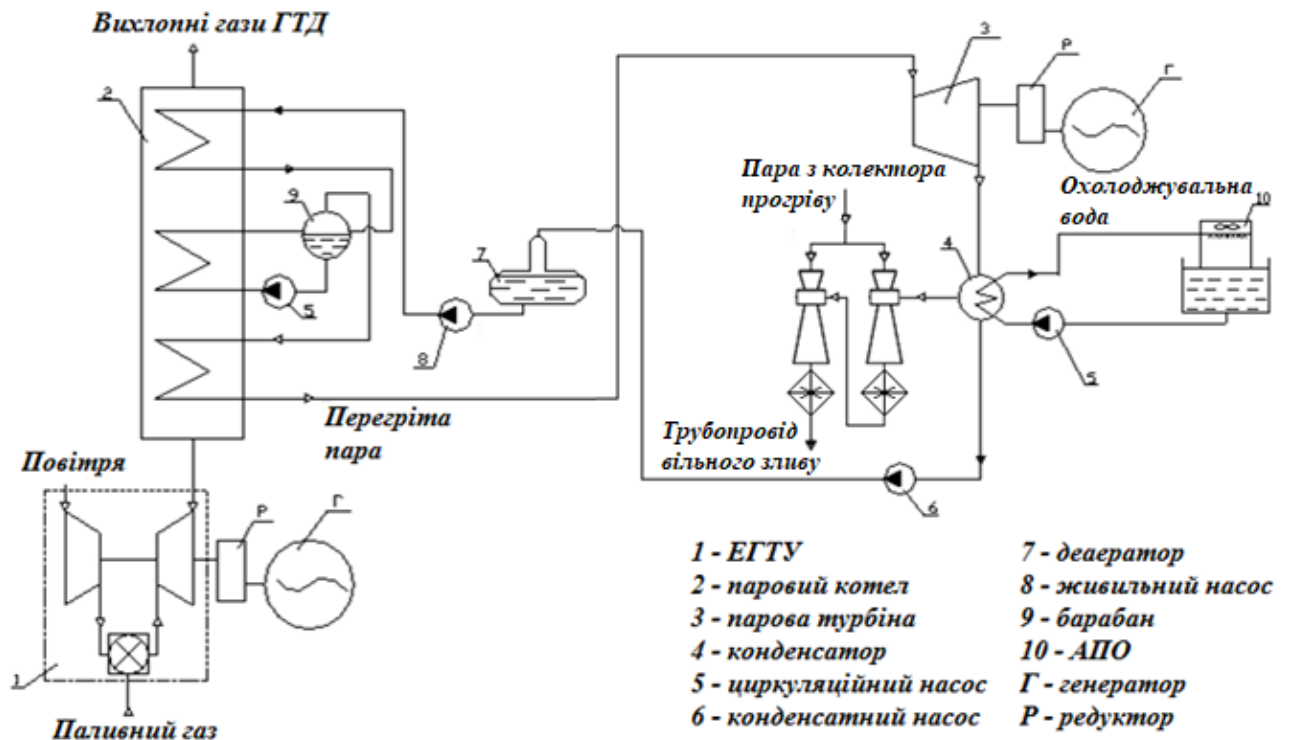


Рисунок 4.9 – Базова схема відкачування пароповітряної суміші з застосуванням пароструминного ежектора

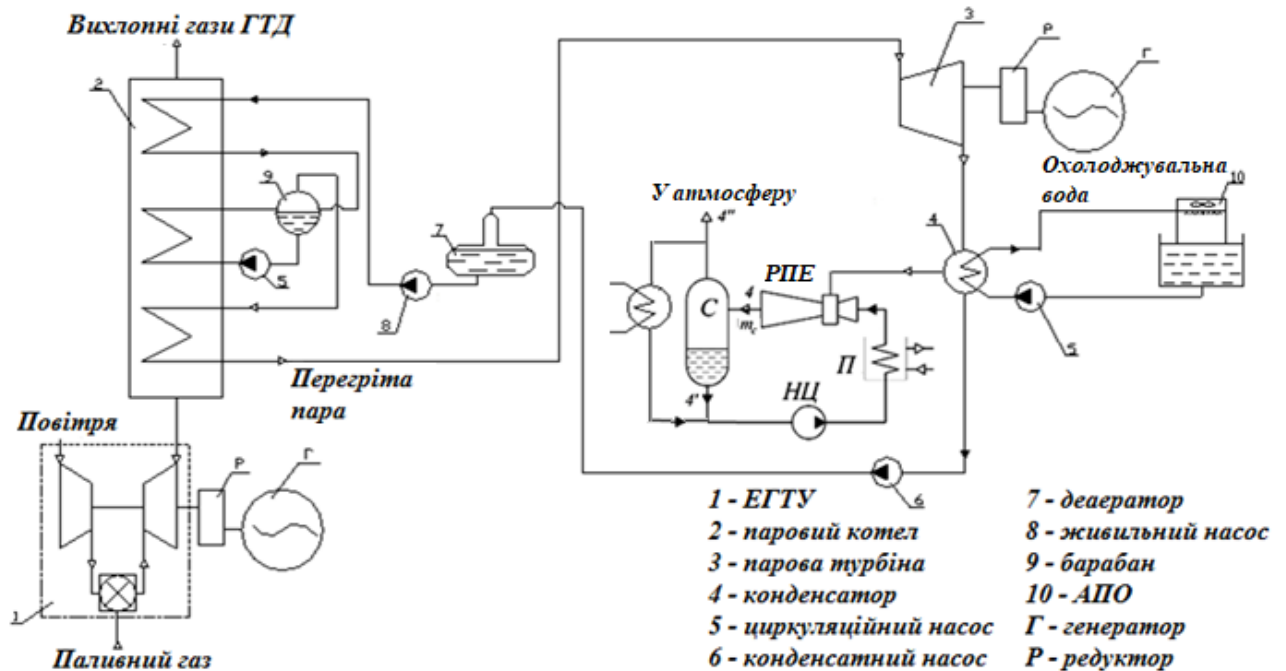


Рисунок 4.10 – Схема відкачування пароповітряної суміші на базі РПЕ:

РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор,

НЦ – циркуляційний насос, П – теплообмінник-підігрівач

Оптимізаційним параметром при ексергетичному аналізі є різниця температур активного потоку на вході до РПЕ і рідкої фази на виході із

сепаратора Δt_n , що визначає навантаження і витрату котельної пари на теплообмінник-підігрівач. На базі математичної моделі робочого процесу РПЕ, поданої цій роботі, були виконані числові дослідження впливу цієї величини на показники ефективності робочого процесу при варіюванні 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.

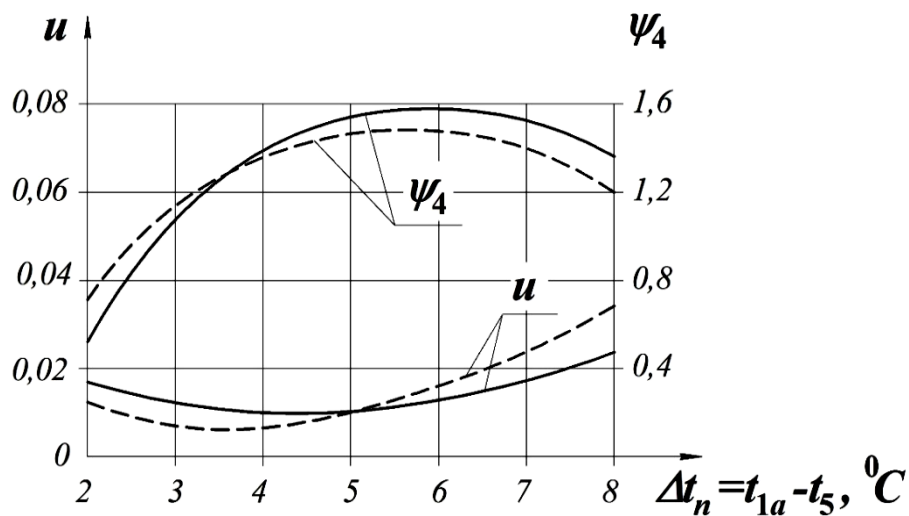


Рисунок 4.11 – Режимні параметри РПЕ для умов: $p_{1a} = 1,5\text{--}2,5$ бар,
 $t_{1a} = 92\text{--}104$ °C: ————— $p_n = 0,17$ кПа, - - - - - $p_n = 0,2$ кПа

Ексергетична ефективність у межах системи, яка не включає котел-утилізатор, турбину і конденсатор, записується у вигляді:

Для базової схеми:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

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

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

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

– 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 (при ежектуванні повітря)

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

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

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

– ексергія потоку палива

$$E_{F_{\text{баз}}} = (E_{1T} - E_{2T}) + N_H = \dot{m}_T \cdot (e_{1T} - e_{2T}) + N_H.$$

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;

$\dot{m}_{ПВС}$ – масова витрата пароповітряної суміші;

$E_{1ПВС}$ ($e_{1ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$E_{4ПВС}$ ($e_{4ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з ежектора;

$E_{5ПВС}$ ($e_{5ПВС}$) – 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_{2T} (e_{2T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з теплообмінника- підігрівача;

N_H – споживана потужність циркуляційного насоса.

Після ексергетичних перетворень для базової схеми маємо:

– при ежектуванні повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_e \cdot \left[\tilde{c}_P \cdot (T_{4B} - T_{1B}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_P \cdot \ln \frac{T_{4B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{P_{4B}}{P_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot \left[(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c.} \cdot (s_{1n} - s_{4n}) \right]},$$

– при ежектуванні пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{ПВС} \cdot \left[\tilde{c}_{ПВС} \cdot (T_{4ПВС} - T_{1ПВС}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_{ПВС} \cdot \ln \frac{T_{4ПВС}}{T_{1ПВС}} - R \cdot \ln \frac{P_{4ПВС}}{P_{1ПВС}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot \left[(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c.} \cdot (s_{1n} - s_{4n}) \right]},$$

де \tilde{c}_P – питома теплоємність повітря 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 оточуючого 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,
 $T_{1ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора,

$T_{4ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора,

$p_{1ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора,

$p_{4ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора.

Для схеми з термокомпресією:

– при ежектуванні повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_e \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5B} - T_{1B}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{p_{5B}}{p_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[\tilde{c}_T \cdot (T_{2T} - T_{1T}) - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

– при ежектуванні пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{ПВС} \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5ПВС} - T_{1ПВС}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5ПВС}}{T_{1ПВС}} - R \cdot \ln \frac{p_{5ПВС}}{p_{1ПВС}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[\tilde{c}_T \cdot (T_{2T} - T_{1T}) - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

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 у теплообміннику-підігрівачі,

$T_{5ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на виході з РПЕ,

$p_{5ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з РПЕ.

Результати розрахунку режимних і енергетичних параметрів по порівняльним схемам наведені у табл. 4.5, ексергетичні показники – у табл. 4.6.

Таблиця 4.5 – Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми					
		базовий			з РПЕ		
1	2	3	4	5	6	7	8
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, °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 насосу, <i>кВт</i>	-	-	-	0,09	0,09	0,09

Таблиця 4.6 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ п/п	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

Проаналізувавши одержані результати порівняння базової схеми відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни і запропонованої 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 і підвищити ефективність у 1,91-2,88 рази.

4.4. Загальні вказівки щодо вибору режимних параметрів вакуумного агрегата на базі рідинно-парового ежектора для використання його у вакуумних установках

При виборі режимних параметрів вакуумного агрегата на базі РПЕ необхідно, насамперед, досягти максимального значення його ексергетичної ефективності. Для цього необхідно мінімізувати навантаження на теплообмінник-підігрівач і знизити потужність циркуляційного насоса зі збереженням високих значень ККД вакуумного агрегата.

Навантаження на теплообмінник-підігрівач з боку холодного теплоносія визначається різницею між температурою рідини на вході до сопла активного потоку РПЕ і температурою рідкої фази на виході із сепаратора Δt_n і масовою витратою робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ, визначальним у подальшому, 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 рис. 4.7, при $\Delta t_n = 10\text{--}16^\circ\text{C}$ спостерігається найбільша ефективність вакуумного агрегата. Ступінь перевиробництва пара знаходиться на рівні $\psi_4 = 1,1\text{--}1,6$, а коефіцієнт інжекції $u = 0,75\text{--}1,3$. Подальше збільшення температури недоцільно, оскільки спричиняє зростання ψ_4 , що призводить до збільшення кількості, що підлягає поверненню в циркуляційний контур рідини, необхідної для збереження величини масової витрати робочої рідини активного потоку.

Як показали чисельні дослідження, застосування вакуумного агрегата на базі РПЕ дозволяє значно знизити споживання котельної пари, що, в свою чергу, дозволяє зменшити ексергію потоку палива і підвищити ефективність процесу нагрівання рідини в теплообміннику-підігрівачі.

Споживана потужність циркуляційного насоса залежить від напору і 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 з сепаратора p_a/p_4 . Подача циркуляційного насоса визначається масовою витратою робочої рідини активного потоку, яка, в свою чергу, визначається коефіцієнтом інжекції РПЕ. Із рисунка 4.7 бачимо, що при ступені перевиробництва пари $\psi_4 = 1,1\text{--}1,6$, коефіцієнт інжекції знаходиться на рівні $u = 0,75\text{--}1,3$. Із цього можна зробити висновок, що масова витрата активного потоку дорівнює $\dot{m}_a = (0,75 \div 1,3) \cdot \dot{m}_n$.

Таким чином, для оптимального режиму роботи вакуумного агрегата на базі РПЕ необхідно здійснити правильний вибір наступних 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 агрегату і 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 натиск, створюваний циркуляційним насосом.

3. Якщо вакуумний агрегат є багатоступеневим, або застосовується в комбінації з іншими вакуумними насосами, то вибір тиску між ступенями необхідно вибирати з обліку максимальної ефективності кожного ступеня, як показано на рис. 4.3.

Висновки до розділу 4

У розділі розрахована прогнозована ексергетична ефективність вакуумних установок на базі РПЕ, робочий процес якого базується на принципі СТК. Розглянуті схеми відрізняються відкачуваними потоками – насичена і 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 розроблюваних установок, оскільки за помірних початкових параметрів робочої пари і значного спрощення конструкції та вартості основного устаткування досягається зниження витрати палива, підвищується рівень енергоефективності установки й екологічної чистоти виробництва.

Зміст розділу викладено у таких наукових публікаціях автора: «Оценка энергетической эффективности жидкостно-парового струйного эжектора,

применяемого для создания вакуума в металлургии» [11], «Оценка энергоэффективности вакуумной установки на базе жидкостно-парового струйного эжектора» [12], «Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок» [9], «Применение жидкостно-парового эжектора для откачивания паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины» [80], «The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems» [131] та «Application of jet thermal compression for increasing the efficiency of vacuum systems» [134].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-технічне завдання, що полягає у визначенні закономірностей впливу термодинамічних і геометричних параметрів на ефективність робочого процесу сопла активного потоку, характеру процесів змішування і РПЕ в цілому, 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 в цілому, 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 ($P_{01} = 3\text{--}10 \text{ бар}$, $T_{01} = 130\text{--}175^\circ\text{C}$) із збереженням високої ефективності витікання недогрітої до насичення рідини з каналів, що розширюються ($\varphi_a = 0,768\text{--}0,917$);

в) більш значущу різницю термодинамічних параметрів змішуваних потоків при зміщенні в область тисків, нижчих за атмосферний (ентальпія, ентропія, ступінь сухості, питомий об'єм);

г) можливість застосування у якості пасивного потоку середовищ із різними термодинамічними властивостями;

д) розрахунок РПЕ з камерами змішування різної геометричної форми і конструктивних виконань (з дифузоровим і без нього).

2. Під час експериментального дослідження сопла активного потоку ($P_{01} = 3\text{--}10 \text{ бар}$, $T_{01} = 130\text{--}175^\circ\text{C}$, $(1 - \varepsilon_{s0}) = 0,2\text{--}0,4$) у діапазоні початкових параметрів робочої рідини активного потоку підтверджено характер зміни параметрів робочої рідини активного потоку, при витіканні її з каналів, що розширюються, в області тисків, нижчих за атмосферний $P_{02} = 0,45\text{--}0,85 \text{ бар}$, з можливістю досягнення максимальної ефективності ($\varphi_a = 0,768\text{--}0,917$).

3. Експериментально досліджено характер впливу конструктивних і режимних параметрів на рівень досяжного вакууму в камерах змішування різної геометричної форми і доведена можливість досягнення максимальних показників ефективності шляхом оптимізації проточної частини ($\alpha_k = 4-8^0$, $P_4/P_{02} = 2-3,5$ – для циліндричної, $P_4/P_{02} = 3-5$ – для конічної).

4. Шляхом кореляції математичної моделі внаслідок експериментальних досліджень і введення відповідних коефіцієнтів, встановлено діапазон параметрів робочих середовищ активного і пасивного потоків ($P_4/P_{02} = 4-9$), що забезпечують максимальну ефективність РПЕ вакуумного агрегату ($u = 0,03-0,1$, $\varepsilon_{РПЕ} = 0,45-0,55$, $\varepsilon_{ВА} = 0,3-0,38$).

5. Виконано ексергетичний аналіз вакуумних установок на базі РПЕ, які ежектують насичену, перегріту водяну пару і пароповітряну суміш, їх порівняння з існуючими установками на базі пароструминних ежекторів з визначенням показників ефективності впровадження нової техніки, яка підвищується в 1,85–3,05 рази та за результатами цього аналізу виконано оптимізацію існуючих вакуумних систем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика : учеб. руководство / Г. Н. Абрамович. – Москва : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. – Ч. 1. – 600 с.
2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, В. П. Маркова, Ю. В. Грановский. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Москва : Наука, 1976. – 279 с.
3. Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара : справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98 / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – Москва : Издательство МЭИ, 1999. – 168 с.
4. Анатолиев Ф. А. Теплообменные аппараты судовых паросильных установок / Ф. А. Анатолиев. – Ленинград : Судпромгиз, 1963. – 495 с.
5. Арбит В. С. Исследование всасывающей способности водоструйных эжекторов / В. С. Арбит, В. И. Брылин, Н. Е. Коваленко // Электрические станции. – 1980. – № 5. – С. 28–30.
6. Аронс Г. А. Струйные аппараты / Г. А. Аронс. – Москва : Госэнергоиздат, 1948. – 139 с.
7. Арсеньев В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження / В. М. Арсеньев. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.
8. Арсеньев В. М. Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. – № 2 (24). – С. 40–43.
9. Арсеньев В. М. Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, В. В. Мірошніченко // Енергосбережение. Енергетика. Енергоаудит. – Харьков, 2013. – № 2. – С. 57–64.
10. Арсеньев В. М. Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования / В. М. Арсеньев,

С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 4 (34). – С. 3–6.

11. Арсеньев В. М. Оценка энергетической эффективности жидкостно-парового эжектора, применяемого для создания вакуума в металлургии / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, М. Г. Прокопов // Холодильна техніка і технологія. – 2011. – № 5 (133). – С. 62–66.

12. Арсеньев В. М. Оценка энергоэффективности вакуумной установки с применением жидкостно-парового струйного эжектора / В. М. Арсеньев, С. О. Шарапов, Н. А. Борисов // Сталій розвиток і штучний холод. – Одеса, 2012. – С. 355–359.

13. Арсеньев В. М. Сравнительный анализ применимости ЖКВН и паровых эжекторов для откачки паровоздушной смеси / В. М. Арсеньев, Д. О. Смоленников, С. С. Мелейчук // Холодильна техніка і технологія. – 2005. – № 6. – С. 55–58.

14. Баженов М. И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов / М. И. Баженов // Электрические станции. – 1967. – № 4. – С. 39–41.

15. Баженов М. И. Экспериментальное исследование водовоздушного струйного аппарата на прозрачной модели / М. И. Баженов // Известия высших учебных заведений. Энергетика. – 1966. – № 3. – С. 82–86.

16. Басаргин Б. Н. Математическое описание процесса совместного переноса тепла и массы в дисперсных системах / Б. Н. Басаргин, Ю. Г. Звездин, В. Г. Соколов // Массообменные и теплообменные процессы химической технологии. – 1975. – С. 3–6.

17. Басаргин Б. Н. Расчет тепло- и массообмена в скруббере Вентури с центральным форсуночным орошением / Б. Н. Басаргин, В. И. Каталов, В. В. Власов // Известия высших учебных заведений. Химия и химическая технология. – 1981. – Т. 24, № 8. – С. 1040–1043.

18. Берман Л. Д. Влияние длины камеры смешения на режимы работы и экономичность водоструйного воздушного эжектора / Л. Д. Берман, Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1978. – № 12. – С. 66–71.

19. Берман Л. Д. Особенности рабочего процесса и режимы работы водоструйного эжектора / Л. Д. Берман, Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1964. – № 2. – С. 31–35.
20. Берман Л. Д. Расчетные зависимости для водоструйных эжекторов / Л. Д. Берман, Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1964. – № 7. – С. 44–48.
21. Берман Л. Д. Характеристика и расчет низконапорных водоструйных эжекторов / Л. Д. Берман, Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1966. – № 10. – С. 89–90.
22. Берман Л. Д. Экспериментальное исследование водоструйного эжектора / Л. Д. Берман, Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1963. – № 9. – С. 9–15.
23. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский – Москва : Энергия, 1973. – 296 с.
24. Вакуумная металлургия / [под науч. ред. А. М. Самарина]. – Москва : Гос. научно-техн. изд-во лит. по черной и цветной металлургии, 1962. – 517 с.
25. Васильев Ю. Н. Газовые эжекторы со сверхзвуковыми соплами / Ю. Н. Васильев // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 134–212.
26. Васильев Ю. Н. К теории газового эжектора / Ю. Н. Васильев // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 48-79.
27. Васильев Ю. Н. Некоторые одномерные задачи течения двухфазной газопарожидкостной смеси / Ю. Н. Васильев // Лопаточные машины и струйные аппараты. – Москва : Машиностроение, 1972. – Вып. 6. – С. 179–201.
28. Васильев Ю. Н. Некоторые свойства газовых эжекторов со сверхзвуковым диффузором, имеющим горловину / Ю. Н. Васильев // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 235–260.
29. Васильев Ю. Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с

цилиндрической камерой смешения / Ю. Н. Васильев // Лопаточные машины и струйные аппараты. – Москва : Машиностроение, 1971. – Вып. 5. – С. 175–261.

30. Васильев Ю. Н. Экспериментальное исследование вакуумного водовоздушного эжектора с многоствольным соплом / Ю. Н. Васильев, Е. П. Гладков // Лопаточные машины и струйные аппараты. – Москва : Машиностроение, 1971. – Вып. 5. – С. 262–306.

31. Васильев Ю. Н. Экспериментальное исследование газовых эжекторов с коническими камерами смешения / Ю. Н. Васильев, Ю. А. Лашков // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 224–234.

32. Возобновляемая энергетика Украины-2010 : справочник. – Киев : Fuel Alternative, 2009. – 256 с.

33. Гельперин Н. И. К теории жидкостно-газовой инжекции. Математическая модель процесса / Н. И. Гельперин, Б. Н. Басаргин, Б. Г. Оссовский // Теоретические основы химической технологии. – 1969. – Т. 3, № 3. – С. 429–440.

34. ГОСТ 6616-94. Преобразователи термоэлектрические. Общие технические условия.

35. ГОСТ Р 8.625-2006. Термометры сопротивления из платины, меди и никеля. Общие технические требования и методы испытаний.

36. Гродзовский В. Л. Исследование серии осесимметричных звуковых эжекторов при больших перепадах давления / В. Л. Гродзовский, А. Ф. Равдин // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 106–110.

37. Гуцин Ю. И. Коэффициент полезного действия струйного аппарата / Ю. И. Гуцин, И. В. Галицкий, Б. Н. Басаргин // Массообменные и теплообменные процессы химической технологии. – 1975. – С. 20–24.

38. Данилин Б. С. Вакуумные насосы и агрегаты / Б. С. Данилин. – М. - Ленинград : Госэнергоиздат, 1957. – 113 с.

39. Дейч М. Е. Влияние некоторых геометрических и

газодинамических параметров ступени эжектора с изобарным начальным участком смешения на эффективность ее работы / М. Е. Дейч, А. В. Робожев, А. А. Кох // Труды МЭИ. – 1955. – Вып. 23. – С. 103–120.

40. Демьянова Л. А. Исследование работы струйного аппарата для различных конфигураций его проточной части при эжектировании струей жидкости газожидкостной смеси / Л. А. Демьянова // Нефтепромысловое дело. – 1999. – № 1. – С. 16–22.

41. Демьянова Л. А. Аналитический расчет характеристик струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей / Л. А. Демьянова // Нефтепромысловое дело. – 1999. – № 5. – С. 39–44.

42. Донец К. Г. Гидроприводные струйные компрессорные установки / К. Г. Донец. – Москва : Недра, 1990. – 174 с.

43. Донец К. Г. Применение насосного эжектора для перекачки нефтяного газа / К. Г. Донец, И. И. Рошак, Л. Н. Еремина // Нефтепромысловое дело. – 1978. – № 5. – С. 58–60.

44. Дорофеев А. А. Расчет динамического коэффициента связи жидкости в выходном сечении камеры смешения / А. А. Дорофеев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1978. – № 11. – С. 82–85.

45. Дэшман С. Научные основы вакуумной техники / С. Дэшман ; [пер. с англ. А. М. Григорьева и А. Б. Дравина]. – Москва : Издательство иностранной литературы, 1950. – 696 с.

46. Ефимочкин Г. И. Влияние конструкции сопла на работу водоструйного эжектора / Г. И. Ефимочкин // Электрические станции. – 1964. – № 5. – С. 7–11.

47. Ефимочкин Г. И. Конструкция и расчет водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения / Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1982. – № 12. – С. 48–51.

48. Ефимочкин Г. И. Результаты испытаний низконапорного водоструйного эжектора / Г. И. Ефимочкин // Электрические станции. – 1967. – № 3. – С. 39–43.

49. Ефимочкин Г. И. Исследование и выбор водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения / Г. И. Ефимочкин, Б. Е. Кореннов // Электрические станции. – 1976. – № 4. – С. 46–49.
50. Ефимочкин Г. И. Методика расчета водовоздушного эжектора с удлиненной цилиндрической камерой смешения / Г. И. Ефимочкин, Б. Е. Кореннов // Теплоэнергетика. – 1976. – № 1. – С. 84–86.
51. Зайдель А. Н. Ошибки измерений физических величин / А. Н. Зайдель // Элементарные оценки ошибок измерений, перераб. и доп. изд. кн. – Москва : Наука, 1974. – 106 с.
52. Захариков Г. М. Основы теории водоструйных аппаратов для сжатия воздуха / Г. М. Захариков. – Москва : Ин-т горного дела, 1965. – 44 с.
53. Зингер Н. М. Исследование водовоздушного эжектора / Н. М. Зингер // Теплоэнергетика. – 1958. – № 8. – С. 26–31.
54. Искра А. Л. Эжектор с разными эжектирующим и эжектируемым газами / А. Л. Искра // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 303–321.
55. Казанский А. М. Конденсационные устройства. Теория, расчет и конструкции / А. М. Казанский. – Москва; Ленинград : Гос. объединенное научно-техн. изд-во, 1939. – 316 с.
56. Калачев В. В. Расчет оптимальных параметров струйных насосов с комбинированными камерами смешения / В. В. Калачев, Л. Г. Подвидз // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1989. – № 2. – С. 47–52.
57. Каннингэм Р. Г. Сжатие газа с помощью жидкостноструйного насоса / Р. Г. Каннингэм // Теоретические основы инженерных расчетов. – Москва : Мир, 1974. – № 3. – С. 112–127.
58. Каннингэм Р. Г. Длины участка разрушения струи и смешиваемой горловины жидкостноструйного насоса для перекачки газа / Р. Г. Каннингэм, Р. И. Допкин // Теоретические основы инженерных расчетов. – Москва : Мир, 1974. – № 3. – С. 128–141.

59. Кассандрова О. Н. Обработка результатов измерений / О. Н. Кассандрова, В. В. Лебедев. – Москва : Наука, 1970. – 104 с.
60. Каула Р. Д. Конденсационные установки / Р. Д. Каула, И. В. Робинсон, М. О. Яновский. – Ленинград : ГТИ, 1930. – 284 с.
61. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки / И. Н. Кирсанов. – Москва : Энергия, 1965. – 376 с.
62. Копьев С. Ф. Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций / С. Ф. Копьев. – Москва; Ленинград: Госэнергоиздат, 1954. – 296 с.
63. Кореннов Б. Е. Рабочий процесс в газожидкостном эжекторе / Б. Е. Кореннов // Теплоэнергетика. – 1977. – № 1. – С. 59–65.
64. Куканов Ф. А. Экспериментальное исследование эжекторов со сверхзвуковыми соплами эжектирующего газа / Ф. А. Куканов, И. И. Межиров, В. Т. Харитонов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 213–223.
65. Марченко В. Н. Оценка энергетической эффективности струйной термокомпрессорной установки на основе физического и математического моделирования / В. Н. Марченко, Н. А. Жиленко, С. Н. Куценко // Технологія і техніка друкарства. – 2006. – № 3 – С. 59–68.
66. Марченко В. Н. Перспективы применения и результаты численного моделирования струйной термокомпрессорной установки / В. Н. Марченко, Н. А. Жиленко, С. Н. Куценко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2005. – № 1. – С. 36–40.
67. Марченко В. Н. Струйная термокомпрессорная установка (СТК): назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований параметров рабочего процесса / В. Н. Марченко, Н. А. Жиленко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2004. – № 13 (72). – С. 50–60.
68. Марченко В. Н. Экспериментальное исследование процесса формирования рабочей струи пара в термокомпрессоре / В. Н. Марченко,

С. Н. Куценко, Н. А. Жиленко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2005. – № 12 (84). – С. 48–57.

69. Марченко В. Н. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора / В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 5 (109) – С. 45–51.

70. Межиров И. И. Расчет предельных режимов газового эжектора / И. И. Межиров // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 284–292.

71. Межиров И. И. Работа газового эжектора при неодинаковых физических параметрах эжектирующего и эжектируемого газов / И. И. Межиров, Ф. А. Куканов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 293–302.

72. Межиров И. И. Расчет критических режимов плоского сверхзвукового эжектора / И. И. Межиров, Л. И. Северинов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 261–283.

73. Миллионщиков М. Д. Газовые эжекторы больших скоростей / М. Д. Миллионщиков, Г. М. Рябинков // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 5–32.

74. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

75. Никольский А. А. Критические режимы газового эжектора больших перепадов давления / А. А. Никольский, В. И. Шустов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 41–47.

76. Павлов П. А. Барокапиллярная неустойчивость поверхности свободной струи перегретой жидкости / П. А. Павлов, О. А. Исаев // Теплофизика высоких температур. – 1984. – Т. 22, № 4. – С. 745–752.

77. Павлов П. А. Изучение парообразования в насадке при истечении перегретой жидкости из камеры высокого давления / П. А. Павлов, О. А. Исаев // Теплофизика высоких температур. – 1985. – Т. 23, № 4. – С. 714–720.

78. Пат. 59207А Україна, МПК (2002) 7F04F5/24. Спосіб стиснення парорідинного середовища і пароструминна компресорна установка для його здійснення / Марченко В. М. ; Опубл. 15.08.2003, Бюл. № 8.

79. Пикков Л. М. Моделирование тепло- и массообмена в двухфазной системе газ – распыленная жидкость / Л. М. Пикков, Э. К. Рейтер, Э. К. Сийрде // Теоретические основы химической технологии. – 1976. – Т. 10, № 5. –

С. 691–695.

80. Применение жидкостно-парового эжектора для откачивания паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины : матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції [«Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»] (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.

81. Прокопов М. Г. Теплофизическая модель рабочего процесса жидкостно-парового струйного компрессора : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.14 / Прокопов Максим Геннадиевич. – Сумы, 2011. – 188 с.

82. Радциг А. А. Теория и расчет конденсационных установок / А. А. Радциг. – Москва : Энергоиздат, 1934. – 218 с.

83. Рамм В. М. Пароструйные вакуум-эжекционные установки / В. М. Рамм. – Москва : Госхимиздат, 1949. – 85 с.

84. Смирнов В. И. О влиянии степени дисперсности в струйных аппаратах на удельную производительность гетерогенной реакции / В. И. Смирнов, В. Н. Бахтюков, А. Г. Горст // Известия высших учебных заведений. Химия и химическая технология. – 1967. – Т. 10, № 7. – С. 830–832.

85. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. –

Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

86. Спиридонов Е. К. Исследование характеристик водовоздушного эжектора / Е. К. Спиридонов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1989. – № 3. – С. 56–61.

87. Спиридонов Е. К. О рациональной длине смесительной камеры вакуумного водовоздушного эжектора / Е. К. Спиридонов // Теплоэнергетика. – 1982. – № 7. – С. 69–70.

88. Спиридонов Е. К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора / Е. К. Спиридонов, В. К. Темнов // Динамика пневмогидравлических систем : тематический сб. научн. тр. – Челябинск : ЧПИ, 1983. – С. 62–75.

89. Сравнительные испытания пароструйных и водоструйных эжекторов на турбине Т-250/300-240 ТМЗ / Г. И. Ефимочкин, В. В. Иванов, Л. И. Альбертинский [и др]. // Электрические станции. – 1982. – № 8. – С. 20–23.

90. Таганов Г. И. К теории критического режима газового эжектора / Г. И. Таганов, И. И. Межиров // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 33–40.

91. Таганов Г. И. Экспериментальное исследование газового эжектора при больших перепадах давления / Г. И. Таганов, И. И. Межиров, В. Т. Харитонов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 80–105.

92. Термометры сопротивления промышленные платиновые и платиновые температурные датчики : ИЕС 60751 (2008). – [Введён в действие с 24.07.2008]. – (Стандарт Международной электротехнической комиссии).

93. Течение и массоперенос в гравитационном газожидкостном эжекторе / А. А. Абкарян, Р. З. Алимов, А. К. Алимова [и др]. // Тепло- и массообмен в химической технологии. – 1981. – С. 14–16.

94. Тонконог В. Г. Фазовые переходы в потоке жидкости / В. Г. Тонконог, Ю. Ф. Гортышов // Труды Казанского гос. техн. университета

им. А. Н. Туполева. – 2004.

95. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса : ООО «Студия Негоциант», 2002. – 152 с.

96. Успенский В. А. Струйные вакуумные насосы / В. А. Успенский, Ю. М. Кузнецов. – Москва : Машиностроение, 1973. – 144 с.

97. Фисенко В. В. Критические двухфазные потоки / В. В. Фисенко. – Москва : Атомиздат, 1978. – 158 с.

98. Формалев В. Ф. Численные методы / В. Ф. Формалев. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 400 с.

99. Харитонов В. Т. Исследование эффективности газового эжектора с цилиндрической камерой смешения / В. Т. Харитонов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 322–327.

100. Харитонов В. Т. Характеристики эжектора с цилиндрической камерой смешения и сверхзвуковым соплом эжектирующего газа / В. Т. Харитонов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 111–116.

101. Харитонов В. Т. Экспериментальное исследование щелевого двухступенчатого звукового эжектора с общей форкамерой / В. Т. Харитонов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов – ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского, 1961. – С. 117–133.

102. Цегельский В. Г. Выбор оптимальной длины камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата / В. Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1988. – № 9. – С. 69–73.

103. Цегельский В. Г. Двухфазные струйные аппараты / В. Г. Цегельский. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 408 с.

104. Цегельский В. Г. К расчету оптимальной длины камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата / В. Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1988. – № 7. – С. 61–67.

105. Цегельский В. Г. К расчету характеристик жидкостно-газового струйного аппарата / В. Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1984. – № 3. – С. 63–68.

106. Цегельский В. Г. К теории двухфазного струйного аппарата / В. Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1977. – № 6. – С. 79–85.

107. Цегельский В. Г. Определение режимов работы жидкостно-газового струйного аппарата / В. Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1977. – № 5. – С. 60–65.

108. Цегельский В. Г. Применение теорем термодинамики необратимых процессов в определении режима работы двухфазного струйного аппарата / В. Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1976. – № 5. – С. 79–85.

109. Циклаури Г. В. Адиабатные двухфазные течения / Г. В. Циклаури, В. С. Данилин, Л. И. Селезнев. – Москва : Атомиздат, 1973. – 448 с.

110. Циклаури Г. В. Экспериментальное исследование скачка уплотнения в диффузоре парожидкостного инжектора / Г. В. Циклаури, Б. К. Кудрявцев, Б. А. Ворохоб // Теплофизика высоких температур. – 1976. – Т. 14, № 4. – С. 881–886.

111. Чернухин В. А. Анализ работы жидкостно-газового струйного аппарата с конической камерой смешения. / В. А. Чернухин, В. Г. Цегельский, С. И. Глубоковский // Вопросы двигателестроения : тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана. – Москва, 1979. – Вып. 2. – С. 49–58.

112. Чернухин В. А. Влияние геометрических параметров жидкостно-газового струйного аппарата на динамический коэффициент связи. / В. А. Чернухин, В. Г. Цегельский, С. И. Глубоковский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1977. – № 10. – С. 82–86.

113. Чернухин В. А. О расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов. / В. А. Чернухин, В. Г. Цегельский, С. И. Глубоковский // Известия высших

учебных заведений. Машиностроение. – 1977. – № 8. – С. 81–86.

114. Чернухин В. А. О режимах работы жидкостно-газового струйного аппарата. / В. А. Чернухин, В. Г. Цегельский, А. А. Дорофеев // Вопросы двигателестроения : тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана. – Москва, 1979. – С. 35–46.

115. Чернухин В. А. Определение динамического коэффициента связи в выходном сечении камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата. / В. А. Чернухин, В. Г. Цегельский, С. И. Глубоковский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1977. – №9. – С. 69–74.

116. Чернухин В. А. Экспериментальное исследование жидкостно-газовых струйных аппаратов / В. А. Чернухин, В. Г. Цегельский, А. А. Дорофеев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1980. – № 3. – С. 48–52.

117. Шаманов Н. П. Двухфазные струйные аппараты / Н. П. Шаманов, А. Н. Дядик, А. Ю. Лабинский. – Ленинград : Судостроение, 1989. – 240 с.

118. Шапиро Я. Г. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора / Я. Г. Шапиро // Присоединение дополнительной массы в струйных аппаратах : тр. МАИ. – Москва : Оборонгиз, 1958. – Вып. 97. – С. 191–236.

119. Шарапов С. О. Задачи экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме и их техническое содержание / С. О. Шарапов // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2011. – № 1. – С. 51–57.

120. Шарапов С. О. Экспериментальное исследование жидкостно-парового эжектора с цилиндрической камерой смешения / С. О. Шарапов, В. М. Арсеньев // Холодильна техніка і технологія. – 2016. – № 52 (2). – С. 87–92.

121. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк ; [пер. с англ. Е. Г. Коваленко; под ред. Н. П. Бусленко]. – Москва : Мир, 1972. – 381 с.

122. Шидловский В. П. К расчету газожидкостного эжектора / В. П. Шидловский // Известия АН СССР. ОТН. – 1954. – № 10. – С. 119–123.

123. Шпитов А. Б. О предельных режимах работы жидкостно-газового эжектора / А. Б. Шпитов, Е. К. Спиридонов // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин : тематический сб. научн. тр. – Челябинск : ЧГТУ, 1991. – С. 129–134.

124. Шурчкова Ю. А. Адиабатное вскипание. Практическое использование / Ю. А. Шурчкова. – Київ : Наукова думка, 1999. – 228 с.

125. Эксергетические расчеты технических систем : справ. пособие / [под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского]. – Київ : Наукова думка, 1991. – 360 с.

126. Экспериментальное исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора вакуумного агрегата // Зб. тез доповідей ІХ Міжнародної науково-технічної конференції [«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології»], (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.

127. Cunningham R. G. The Jet Pump as a Lubrication Oil Scavenge Pump for Aircraft Engines / R. G. Cunningham // W. A. D. C. Report 55-143. – 1954, July. – 130 p.

128. Giffen E. The Atomisation of Liquid Fuels / E. Giffen, A. Muraszew. – London : Chapman & Hall, 1953. – 246 p.

129. Klöne K. G. Untersuchung an Wasserstrahlluftpumpen / K. G. Klöne // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. – 1932. – Bd. 79, № 3. – P. 77–78.

130. 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.

131. Pfleiderer C. Zur Berechnung der Wasserstrahlluftpumpen / C. Pfleiderer // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. – 1919. – Bd. 58, № 24. – P. 965-973.

132. Sharapov S. The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems

[Электронный ресурс] / S. Sharapov, V. Arsenyev, M. Protsenko // Science et technique du froid – Refrigeration science and technology. – France ; Slovakia, 2013. – Vol. 4. – режим доступа : http://www.iifir.org/clientBookline/service/reference.asp?INSTANCE=EXPLOITATION&OUTPUT=PORTAL&DOCID=IFD_REFDOC_0009065&DOCBASE=IFD_REFDOC_EN&SETLANGUAGE=EN

133. Sharapov S. Experimental investigation of liquid-vapor ejector with conical mixing chamber / S. Sharapov, V. Arsenyev, V. Kozin // Technology audit and production reserves. – 2016. - № 4/1 (30). – P. 50–55.

134. Sharapov S. O. Application of jet thermal compression for increasing the efficiency of vacuum systems [Электронный ресурс] / S. O. Sharapov, V. M. Arsenyev, V. M. Kozin // IOP Conference Series: “Materials Science and Engineering”. – 2017. – Vol. 233. – режим доступа : doi.org/10.1088/1757-899X/233/1/012028

135. Ti9, Ti10, Ti25, TiRx, TiR and TiR1 Thermal Images. User’s manual. – USA : Fluke Corporation, – 2007. – 26 p.

136. Witte J. H. Mixing Shocks in Two-Phase Flow / J. H. Witte // The Journal of Fluid Mechanics. – 1969. – Vol. 36, part 4. – P. 639-655.



ДОДАТОК А

(обов'язковий)

University of Bielsko-Biala

CERTIFICATE

This is to acknowledge that

Sergii Sharapov

(from February 4 to February 11, 2015)

has successfully completed the academic training:

“The European experience of organization the scientific, pedagogical
and social work in Universities”

at the University of Bielsko-Biala

KIEROWNIK
ZAKŁADU MARKETINGU I PRZEDSIĘWZIEMCZOŚCI
J. KLISIŃSKI
prof. ATH dr hab. Jaruse Klisiński

(signature)

Продовження додатка А

Університет Бельсько-Бяли

СЕРТИФІКАТ

який засвідчує те, що

Сергій Шарапов

(з 4 по 11 лютого 2015 р.)

успішно пройшов академічне стажування:

**«Європейський досвід організації наукової, педагогічної
та соціальної роботи в університетах»**

в Університеті Бельсько-Бяли

Завідувач кафедри маркетингу
та економічної теорії
проф., доктор наук

/підпис/

Януш Клісінскі

ДОДАТОК Б
(обов'язковий)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
Сумського державного університету

Чорноус А. М.

« 12 » 05 2017 р.

А К Т

впровадження результатів дисертаційної роботи
інженера I категорії кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету Шарапова Сергія Олеговича
у навчальний процес

11.04.2017 р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Шарапова С. О. на тему «Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів» впроваджені у навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ у курсі «Пневмоагрегати та вакуумна техніка» та «Спеціальні типи компресорів», що викладаються для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування».

Декан факультету ТеСЕТ

Зав. кафедри ТТФ



О. Г. Гусак

С. М. Ванєєв

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«СУМСЬКЕ
МАШИНОБУДІВНЕ
НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ
ОБ'ЄДНАННЯ»



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«СУМСКОЕ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЕ
НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ
ОБЪЕДИНЕНИЕ»

У К Р А І Н А
40004, м. Суми, вул. Горького, 58
Телефон +38(0542) 24-37-75, 24-55-32
Факс +38(0542) 77-32-28
E-mail: tkm@frunze.com.ua

Сумське НВО

У К Р А И Н А
40004, г. Сумы, ул. Горького, 58
Телефон +38(0542) 24-37-75, 24-55-32
Факс +38(0542) 77-32-28
E-mail: tkm@frunze.com.ua

ДОДАТОК В
(обов'язковий)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник генерального директора
зі стратегічного розвитку –
технічний директор

ПАТ «Сумське НВО»

Смірнов А. В.

«17» 08 2017 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

Даним актом засвідчується, що наукові результати дисертаційної роботи здобувача Шарапова Сергія Олеговича на тему «Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів» впроваджені у ПАТ «Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання» і використовуються для розрахунку вакуумних агрегатів на базі двофазних ежекторів, що можуть застосовуватися для відкачування пароповітряних сумішей з конденсаторів парових турбін.

Заступник начальника СКБ
з науково-дослідних робіт

Виконавець

І. І. Сидорець

С. О. Шарапов