

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ПРОКОПОВ Максим Геннадійович



УДК 621.517

**ТЕПЛОФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО
ПРОЦЕСУ РІДИННО-ПАРОВОГО СТРУМИННОГО
КОМПРЕСОРА**

05.05.14 - холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціонування

Автореферат
дисертації на присвоєння наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми - 2011

Дисертація на правах рукопису.
Робота виконана у Сумському державному університеті.
Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник

кандидат технічних наук, доцент
МАРЧЕНКО Валерій Миколайович,
Сумський державний університет,
доцент кафедри технічної теплофізики.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
**ПАВЛЮЧЕНКО Анатолій
Михайлович,**
Сумський національний аграрний
університет,
професор кафедри фізики та прикладної
механіки;

кандидат технічних наук
СМІРНОВ Андрій Віталійович,
ПАТ «Сумське машинобудівне
НВО ім. М.В.Фрунзе»,
головний конструктор ПАТ-начальник СКБ.

Захист відбудеться 16 грудня 2011 р. о 13³⁰ на засіданні
спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному
університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Сумського
державного університету (м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.).

Автореферат розіслано “15” листопада 2011 р.

**Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради**



Савченко Є. М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В умовах безперервного зростання цін на енергоносії, граничного стану зносу устаткування теплових електростанцій і комунального теплопостачання, введеного в експлуатацію у 1950-1970 р.р., та високого рівня енерговитратності економіки України, яка у значній мірі залежить від умов імпорту нафти та природного газу, все більш актуальним стає застосування малих енергогенеруючих систем, які знаходяться безпосередньо у споживачів. Світовою спільнотою визнана визначальна роль децентралізації енергетики як шляху виходу зі зростаючої енергетичної кризи.

Слід зазначити, що розширення децентралізації енергетики вимагає вирішення, принаймні, двох основних проблем:

- істотного підвищення ефективності (коефіцієнта використання енергії палива) малих енергоустановок потужністю до 1 МВт за рахунок реалізації нових схем (технологій) перетворення енергії та принципів когенерації;

- раціонального використання у малих енергоустановках різних місцевих дешевших палив і теплоносіїв, у тому числі й нетрадиційних.

Газотурбінні та газопоршневі двигуни малої потужності, які постачаються у даний час на ринок енергії, не можуть повною мірою задовольнити запити споживачів за багатьма експлуатаційними показниками та, тим більше, за рівнем багатопаливності. У зв'язку з цим, особливо актуальним напрямом є розробка автономних малих паротурбінних блоків нового покоління як ресурсозберігаючих джерел електро- і теплопостачання промислових і комунальних підприємств. Створення і застосування для цих цілей паротурбінних установок малої потужності у спрощеному традиційному виконанні обмежене низьким коефіцієнтом корисної дії (на рівні $0,1 \div 0,2$) і високою конструктивною складністю устаткування.

Досить привабливою в енергозберігаючих системах теплоенергетики і промислової тепло- та холодохімії стає реалізація інжектування і стиснення перекачаної пари робочим паровим струменем, який формується за рахунок закипання недогрітої до насичення рідини, яка подається в активне сопло струминного компресора. Цей робочий процес реалізується у рідинно-паровому струминному компресорі (РПСК).

Ефективність рідинно-парового струминного компресора у значній мірі визначається досконалістю процесів витікання і

формування робочого струменя пари, а значить, – мірою завершеності пароутворення у каналі активного сопла при мінімальній дисипації механічної енергії. З метою якнайповнішого перетворення енергії насиченої або недогрітої до насичення рідини і використання закипаючих потоків, як енергетичного робочого тіла давно вже робляться спроби застосування каналів, що розширюються (сопел Лавалю). Проте ці спроби не призвели до створення надійних розрахункових методів, необхідних для проектування, у зв'язку з надзвичайною складністю обмінних процесів, фазових перетворень і кризових явищ при течії рідини в області фазового переходу, а також через обмеженість діапазону параметрів варійованих в відомих експериментальних дослідженнях.

Для проектування рідинно-парового струминного компресора необхідна методика розрахунку.

Таким чином, дослідження робочого процесу рідинно-парового компресора і створення теплофізичного методу розрахунку є актуальним і має практичне значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Наукові розробки реалізовані при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт «Розробка малої бінарної паротурбінної установки для децентралізованого електро- і теплопостачання підприємств України» (замовник – Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, номер державної реєстрації 0106U001938), «Розробка бінарної паротурбінної установки (міні-ТЕЦ) для ресурсозберігаючого електро- і теплопостачання підприємств України» (замовник – Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, номер державної реєстрації 0108U000672), а також НДР на тему «Дослідження робочих процесів енергетичних машин», №0110U004210.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка теплофізичної моделі і методики розрахунку рідинно-парового струминного компресора, а також експериментальне і теоретичне визначення закономірностей впливу початкових параметрів на ефективність активного сопла і компресора.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі **задачі**:

- уточнити фізичний опис процесів у потоці закипаючої рідини, що прискорюється;

- встановити характер і особливості процесів, які відбуваються у проточній частині рідинно-парового струминного компресора, для чого розробити його теплофізичну і математичну модель;

- провести експериментальні і теоретичні дослідження і встановити закономірності впливу початкових термодинамічних

параметрів на ефективність процесу пароутворення, яка визначається коефіцієнтом швидкості активного сопла;

- розробити методику розрахунку параметрів витікання закипаючої рідини з активного сопла, а також параметрів та характеристик рідинно-парового струминного компресора;

- отримати характеристики рідинно-парового струминного компресора і виконати їх аналіз.

Об'єкт дослідження – робочий процес рідинно-парового струминного компресора.

Предмет дослідження – взаємозв'язок початкових термодинамічних та геометричних параметрів рідинно-парового струминного компресора з характеристиками активного сопла і компресора в цілому.

Методи дослідження. При вирішенні поставлених задач використовувалися такі методи, 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 течії закипаючої рідини в каналах, що розширюються.

Математична модель процесу пароутворення в активній частині сопла і робочого процесу проточної частини рідинно-парового струминного компресора реалізовані на алгоритмічній мові Pascal у середовищі Object Pascal.

Фізичний експеримент передбачав як випробування активного сопла з метою виявлення розподілу тиску і закономірностей процесу витікання закипаючої рідини, так і випробування рідинно-парового компресора.

Достовірність отриманих експериментальних результатів забезпечується використанням загальноприйнятої у практиці компресоробудування методики проведення випробувань, а також допустимою похибкою вимірювань фізичних параметрів.

Достовірність отриманих у роботі теоретичних результатів оцінювалася шляхом їх порівняння з експериментальними даними, що були отримані для окремих випадків.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше для сопел Лавалю, що працюють на закипаючій рідині, сформульована і експериментально підтверджена теплофізична модель кипіння і кінетики пароутворення на ділянці інверсії потоку,

що заснована на динамічній інерційній схемі зростання парових бульбашок, а також теплофізична модель формування парокропельного потоку дрібнодисперсної структури і процесу релаксаційного пароутворення в основній ділянці течії (за перетином інверсії), що дозволило уточнити фізичну картину процесів і створити адекватну математичну модель руху потоку на ділянці активного сопла, що розширюється, рідинно-парового струминного компресора;

- вперше експериментально підтверджена і теоретично обґрунтована можливість досягнення високих значень коефіцієнта швидкості ($\varphi_a = 0,97 - 0,98$) при витіканні закипаючої рідини з сопел, що розширюються, які мають оптимальну геометричну форму, що дозволяє отримати високі значення ефективності рідинно-парового струминного компресора;

- доведено, що ступінь завершеності паротворення у частині сопла Лавалю, що розширюється, а значить, і ефективність витікання, залежить від ряду взаємопов'язаних режимних і геометричних параметрів, а також масштабного чинника, які визначають зрештою, необхідну тривалість процесу, що дозволило розробити сопло з максимальним коефіцієнтом швидкості;

- вперше створена теплофізична модель рідинно-парового струминного компресора, що дозволило створити математичну модель робочого процесу, визначити його параметри і характеристики;

- встановлені закономірності впливу початкових термодинамічних параметрів на ефективність процесу пароутворення, що дозволило визначити область вихідних режимних параметрів, яка відповідає максимальним значенням коефіцієнта інжекції і показників ефективності рідинно-парового струминного компресора;

- вперше отримані характеристики рідинно-парового струминного компресора.

Практичне значення отриманих результатів:

- створені алгоритм розрахунку і програмна реалізація процесу витікання закипаючої рідини з активного сопла і робочого процесу в проточній частині рідинно-парового струминного компресора, що дозволяє на стадії проектування визначити його параметри і характеристики і зменшує час на проектування;

- створена методика інженерного розрахунку параметрів і характеристик рідинно-парового струминного компресора, яка дозволяє створити компресор з високими показниками ефективності;

- розроблені практичні рекомендації по вибору початкових термодинамічних, а також геометричних параметрів проточної частини рідинно-парового струминного компресора, які забезпечують його максимальну ефективність;

- створений експериментальний стенд, що дозволяє досліджувати рух потоків закипаючої рідини у каналах різної форми, а також у проточній частині рідинно-парових струминних компресорів;

- результати дисертаційної роботи впроваджені на ПАТ «Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе» (Україна), а також використовуються в учбовому процесі у Сумському державному університеті для студентів спеціальності «Компресори, пневмоагрегати і вакуумна техніка», що підтверджується відповідними актами.

Особистий вклад здобувача. Основні результати, які були отримані у процесі виконання дисертаційної роботи, наведені у дисертації і опубліковані у статтях зі співавторами, належать авторові: [8, 7] - створення експериментального стенду, проведення експериментальних досліджень, обробка і узагальнення результатів, [1] - розробка теплофізичної моделі витікання недогрітої до насичення рідини з активного сопла, [2] - створення алгоритму комп'ютерної програми і методики розрахунку витікання закипаючої рідини з активного сопла і робочого процесу проточної частини.

Постановка задач досліджень, аналіз і узагальнення отриманих результатів виконувалося претендентом разом з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення і результати дисертації доповідалися і обговорювалися на: V Міжнародній конференції “Проблеми промислової теплотехніки” у 2007 році (м. Київ); Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» у 2007, 2009 роках (м. Одеса); XV Міжнародній конференції «Теплотехніка і енергетика у металургії» у 2008 році (м. Дніпропетровськ); III Міжнародній науково-технічній конференції «Муніципальна енергетика: проблеми, рішення» у 2009 році (м. Миколаїв); III Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми енергозбереження” «ENERGIA 2009» (м. Алушта); науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2006-2011 рр.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 10 наукових праць у спеціалізованих виданнях, що входять до переліку наукових спеціалізованих видань України, у яких можуть

публікуватися основні результати дисертаційних робіт. Матеріали дисертаційної роботи використовувалися також в звітах НДР.

Структура і об'єм роботи. Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Повний об'єм дисертації складає 188 сторінок. Дисертаційна робота містить 51 рисунків, 35 таблиць, бібліографія з 181 джерел на 17 сторінках, 1 додаток на 2 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ

У вступі обґрунтовано актуальність проведення досліджень робочого процесу рідинно-парового струминного компресора. Відмічено необхідність створення методики розрахунку геометричних параметрів проточної частини компресора. Надана коротка характеристика роботи, обґрунтовано вибір теми, сформульовані мета і задачі дослідження.

У першому розділі дисертаційної роботи представлений огляд існуючих методів розрахунку рідинно-парового струминного компресора, а також уявлені про процес витікання закипаючого адіабатного потоку з каналів різної геометрії.

Не дивлячись на широке поширення двофазних соплових апаратів у техніці, а також велику кількість експериментальних і теоретичних робіт по їх дослідженню, вони потребують глибшого вивчення. Це пояснюється складністю процесів змішування різнофазових струменів, які супроводжуються обміном кількості руху, тепло- і масообміном між різнофазовими потоками, конденсацією, надзвуковими режимами руху двофазної суміші зі скачками ущільнення.

Створення загальної теорії і методики розрахунку двофазових соплових апаратів стримувалося існуючим рівнем дослідження цих апаратів і процесів, що відбуваються у них. Це ускладнювало і затримувало застосування соплових апаратів, що працюють на закипаючій рідині. Нові області використання двофазних соплових апаратів вимагали глибших експериментальних і теоретичних досліджень. Тривалий час не робилися серйозні спроби описати процеси, що протікають у різних типах двофазних соплових апаратів з єдиних позицій.

Проведений аналіз теоретико-експериментальних досліджень, присвячених побудові розрахункових моделей робочого процесу РПСК, дозволяє зробити такі висновки:

1. Існуючі методики розрахунку рідинно-газових і рідинно-парових струминних апаратів можна розділити на такі:

- методика, заснована на рівнянні балансу енергії (К. Пфлейдерер, К. Клоні, Г.А. Аронс);

- методика, заснована на емпіричних залежностях (Берман Л.Д., Зінгер Н.М., Баженов М.І., Єфімочкін Г.І.);

- методика, заснована на рівнянні збереження кількості руху (Р.Ж. Канінгем);

- методика, заснована на теоретичних залежностях, отриманих у результаті спільного вирішення рівнянь нерозривності, кількості руху, енергії і стану при тих або інших припущеннях (В.П. Шидловський, Ю. Васильєв, М.Е. Дейч, Я.Р. Шапіро, Е.Я. Соколов, Н.М. Зінгер, методика МДТУ ім. Н.Е. Баумана).

Жодна з вище перелічених методик не дає можливості розрахувати рідинно-паровий струминний компресор, в активному соплі якого відбувається адіабатне закипання рідини.

2. Аналіз літератури по витіканню закипаючих адіабатних потоків з каналів різної геометрії показав, що відома велика кількість експериментальних і теоретичних досліджень якими займалися Циклаурі Г.В., Данілін В.С., Селезньов Л.І., Дейч М.Е., Філіпов Г.А., Тонконог В.Г., Гортишов Ю.Ф., Фісенко В.В., Арсентьев В.В., Калайда Ю.А., Цегельський, Зісін В.А., Лабунцов Д.А., Ягов В.В., Авдеев А.А., Майданик В.Н. Проте, у зв'язку з надзвичайною складністю течії, на сьогоднішній день, ще не отримано досить повного і фізично обґрунтованого кількісного опису цього процесу.

3. З огляду літературних джерел витікає що, основними чинниками, які визначають процес пароутворення у частині, що розширюється, активного сопла, є:

- початкові термодинамічні і геометричні параметри, такі як тиск, температура, кут розкриття і довжина частини сопла, що розширюється;

- коефіцієнт швидкості;

- величина недогрівання рідини до стану насичення.

Саме тому метою дослідження є розробка теплофізичної моделі і методики розрахунку рідинно-парового струминного компресора, а також експериментальне і теоретичне визначення закономірностей впливу початкових параметрів на ефективність активного сопла і компресора.

За результатами огляду літератури зроблені висновки про актуальність теми дослідження, визначена мета роботи і поставлені задачі.

Другий розділ присвячений теоретико-експериментальному дослідженню процесу пароутворення закипаючої рідини в адіабатному потоці, що прискорюється.

Згідно з експериментальними даними, встановлено, що процес пароутворення у каналах, що розширюються, при витіканні недогрітої до насичення рідини (рис. 1) починається в області мінімального перетину (f) на стінці каналу, де створюються сприятливі умови для утворення бульбашок пари (гетерогенна нуклеація на ініційованих центрах). Вочевидь, що перетин закипання не може розташовуватися у частині каналу, що розширюється, так як за рахунок розриву незтискуваної рідини за мінімальним перетином негайно ініціюється пристінне кипіння. Наявність ділянки між перетином (s_0), де досягається тиск насичення p_{s0} при температурі рідини t_0 , і перетином (f) початку закипання обумовлено запізненням утворення активних центрів у шорсткостях стінки в умовах течії, що прискорюється, при великих градієнтах тиску і швидкості. Отже, рідина в перетині (f) опиняється метастабільно перегрітою і тиск $p_f < p_{s0}$. У міру зниження недогрівання (наприклад, за рахунок зниження початкового тиску p_0 при постійній температурі t_0) швидкість течії зменшується, а швидкість утворення і зростання бульбашок збільшується, що призводить до переміщення перетину (f) проти потоку всередину сопла до перетину (s_0).

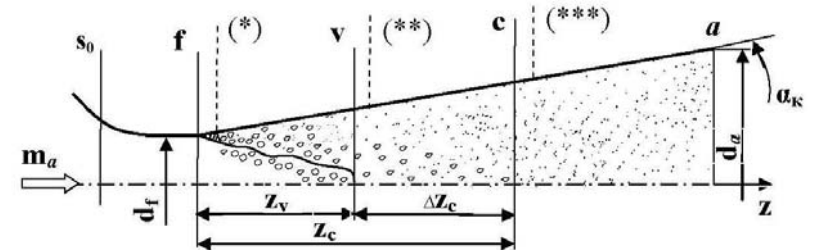


Рис. 1. Схема течії закипаючої рідини у каналі, що розширюється: (f) - витратний перетин; (v) - перетин структурного перетворення; ($f-v$) - ділянка інверсії потоку; ($v-c$) - ділянка залишкового подрібнення; (*) - I критичний перетин; (**) - II критичний перетин; (***) - III критичний перетин.

На ділянці пристінного бульбашкового кипіння потік має кільцеву будову: у центрі рухається метастабільно перегріта рідина, а у тонкому пристінному шарі - бульбашкове (що переходить у пінне) двофазне середовище дрібнодисперсної структури. Про це свідчать результати

моделювання критичного витікання через циліндричні канали: розрахункова залежність для критичного тиску ε_* у вихідному зрізі, отримана за умови досягнення термодинамічної рівноваги на малій ділянці гомогенного двофазного пристінного шару, підтверджується результатами експериментальних досліджень у досить широкому інтервалі початкових відносних недогрівів рідини $(1 - \varepsilon_{s_0})$. Для бульбашкового або пінного середовища дрібнодисперсної однорідної структури характерні низькі значення швидкості звуку і тому на малій відстані за перетином закипання (f) потік переходить через перший критичний перетин (*). Наявність метастабільного центрального ядра незтискуваної рідини принципово нічого не міняє, оскільки величина критичного тиску визначається стискуваним паровим середовищем у пристінному шарі. Через малу протяжність ділянки пристінного кипіння, в якому $x \rightarrow 0$ при очевидному співвідношенні $(v_{ж}/v_n) \ll 1$, величини тиску і середньої швидкості течії у перетинах (f) і (*) практично співпадають: $p_f < p_*$, $w_f = w_*$.

Таким чином, існування першого критичного режиму течії визначає кінцеву величину початкового метастабільного перегріву рідини ($p_f < p_{s_0}$) і витратні характеристики ($w_f > w_{s_0}$) каналу, що розширюється. Параметри у першому критичному перетині можна визначити, використовуючи модель супутньої течії на ділянці (s_0) - (*), з умови

$$(dF/F) \rightarrow 0: (w_*/v_*) \cong (w_{s_0}/v_{s_0}'); \quad w_*^2 = a_*^2 = k_* p_* v_*, \quad (1.1)$$

Перетворення залежностей (1.1) призводить до співвідношення між відносним критичним тиском і відносним недогріванням рідини у вигляді

$$\frac{k_* \varepsilon_*}{2\sqrt{1 - \varepsilon_*}} = \mu_o^2 \cdot \sqrt{1 - \varepsilon_{s_0}}. \quad (1.2)$$

де μ_o - коефіцієнт витрати вхідної ділянки сопла.

Відоме співвідношення між величиною ε_* і показником ізоентропи k_* у критичному перетині $\varepsilon_* = (2/(k_* + 1))^{k_*/(k_* - 1)}$ однозначно визначає рішення (1.2).

За рахунок нерівноважності протікаючого процесу у горлі сопла, обумовленою метастабільністю потоку, реальні значення витрат \dot{m}_f перевищують відповідні значення \dot{m}_{s_0} , що розраховуються при співпадінні перетинів (f) і (s_0). З цієї причини доцільно ввести у розгляд показник метастабільності витрати, який визначається (за умови $\mu_o = const$) з очевидного співвідношення:

$$v_f = (\dot{m}_f / \dot{m}_{s_0}) = (w_f / w_{s_0}) = \sqrt{(1 - \varepsilon_*) / (1 - \varepsilon_{s_0})}. \quad (1.3)$$

Результати експериментальних досліджень з витікання закипаючої води в атмосферу у широкому інтервалі режимних ($p_0 = 2 \div 10$ МПа, $t_0 = 160 \div 205^\circ\text{C}$) і геометричних ($\alpha_k = 8 - 28^\circ$, $f_a = 11,4 \div 94,3$) параметрів конічних сопел з однаковою плавнокресленою вхідною ділянкою ($\mu_o = 0,97_{+0,005}$), представлені у роботі, підтверджують рішення (1.2) і (1.3) для області недогрівів $(1 - \varepsilon_{s_0}) \geq 0,5$. Зменшення недогрівання, як вже наголошувалося, веде до зсуву перетину (f) углиб сопла. Проте, експериментальні значення витрат у всіх соплах, що розширюються, для досліджуваного діапазону початкових недогрівів $\Delta t_n = 12 \div 143^\circ\text{C}$ завжди вище відповідних значень \dot{m}_{s_0} , тобто параметр $v_f \geq 1$.

Значення витрат через циліндричні канали з таким же вхідним профілем з точністю до 3% збігаються із значеннями \dot{m}_{s_0} , тобто параметр $v_f = 1$. Це пояснюється існуванням у циліндричних соплах двох не співпадаючих, на відміну від сопел, що розширюються, перетинів - витратного вхідного і критичного у вихідному зрізі, такого, що визначає запирання каналу ($(dF/F) \rightarrow \infty: -(dp/dz) \rightarrow \infty$). Це явище ілюструє рис. 2 а, в: у циліндричних або конічних каналах з малим геометричним розширенням f_k відбувається запирання потоку і формування бочкоподібного струменя.

Інтенсивна генерація парових бульбашок на ділянці (s_0) - (f), які зносяться потоком, зростають в об'ємі за рахунок випаровування у перегрітій рідині і коагулюють у процесі спонтанного руху, викликає нерівномірний розподіл паровмісту по перетинах каналу. Поблизу стінки перехід до парокрапельного потоку через бульбашкову і пінну структури здійснюється швидше, а в центральній частині завжди спостерігається конусоподібне рідке ядро бульбашкової структури. У перетині (v) на відстані z_v від початкового перетину закипання завершується інверсія структури потоку і забезпечується перехід до парокрапельної течії (див. рис.1). Перед перетином інверсії (v) у потоці нерівномірної структури і на ділянці (v) - (c) залишкового дроблення найбільш великих крапель швидкість звуку перевищить поточне значення w осередненої швидкості (прагнення до верхньої межі дисперсії). Таким чином, другий критичний перетин (**), розташовується у районі перетину (v).

Третій критичний перетин (***) розміщується за ділянкою залишкового дроблення (v) - (c) у парокрапельному потоці, що

розширюється, дрібнодисперсної структури. Збільшення кута конусності α_k і міри геометричного розширення $f_k = F_k/F_f$ призводить до зсуву третього критичного перетину проти потоку (див. рис. 2, с). Існують значення геометричного параметра f_k , коли у вихідному перетині каналу сопла, що розширюється, формується надзвуковий потік парокрапельної структури і струмінь має прямолінійні чіткоокреслені межі (див. рис. 2, κ). Про перехід до надзвукової течії побічно свідчать експериментальні дані з розподілу тиску уздовж сопла з підвищеним ступенем геометричного розширення (рис. 3). При значенні подовжньої координати $\bar{z} = z/d_f \approx 20 \div 25$, коли тиск у струмені стає рівним протитиску p_n , відбувається відрив потоку від стінок (див. рис. 2, n). Тиск у струмені за перетином відриву залишається постійним, а в зазорі між стінкою каналу і поверхнею струменя створюється розрідження (у точці вимірювання $\bar{z} = 27,8$ тиск у зазорі залежить від режимних параметрів p_0 і t_0 , і складає $(0,8 \div 0,9) p_n$).

Аналіз матеріалів експериментальних досліджень авторів і дослідних даних, приведених у роботах, свідчить про те, що одним з основних критеріїв, що визначають інтенсивність пароутворення у каналі, є відносне початкове недогрівання рідини до стану насичення: $(1 - \varepsilon_{so}) = (p_0 - p_{so})/p_0$. Вплив цього комплексу пояснюється особливостями механізму закипання метастабільно перегрітої рідини у районі мінімального перетину сопла і переважно динамічним характером зростання парових бульбашок у об'ємі потоку рідини. Судячи по закономірностях зміни величини питомого імпульсу струменя $i_a = (R_a/F_f)$, на показники процесу істотно впливають геометричні параметри каналу.

У досить довгих каналах сопел з кутами конусності $\alpha_k = 9 \div 16^\circ$ і у порівняно короткому каналі сопла з кутом конусності $\alpha_k = 20^\circ$ на всіх режимах відсутнє запирання потоку у вихідному перетині, забезпечується вища міра завершеності пароутворення, а отже, - підвищені значення питомого імпульсу струменя, який визначається розрахунковою залежністю:

$$i_a = (w_f^2/v_0) \cdot \gamma_a + (p_a - p_{oc}) \cdot f_a \cdot \quad (1.4)$$

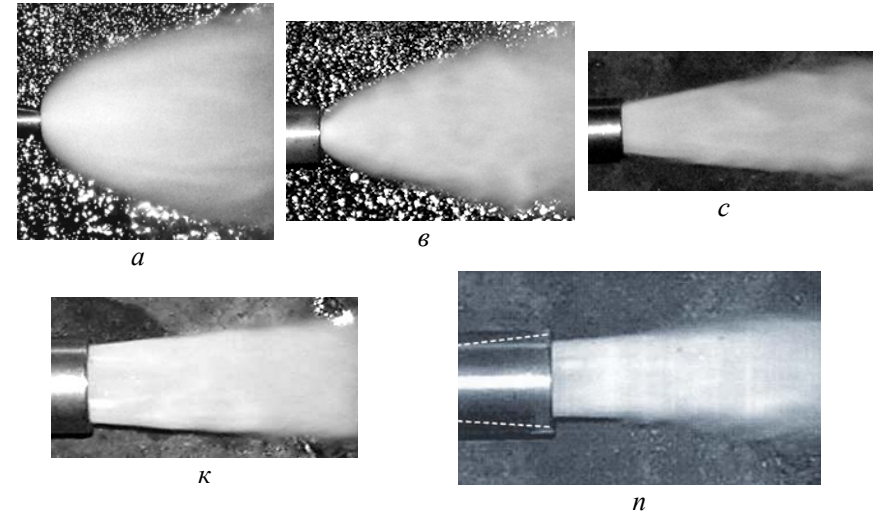


Рис. 2. Фотографії струменів вологої пари при різних режимних параметрах і геометричних характеристиках сопел ($p_n = 0,1$ МПа):

- a* - $\alpha_k = 0^\circ$ (циліндричне), $\bar{z}_k = 6,6$; $t_{0l} = 160^\circ\text{C}$; $p_{0l} = 4,0$ МПа;
- б* - $\alpha_k = 8^\circ$; $\bar{z}_k = 17,1$; $f_k = 11,4$; $t_{0l} = 200^\circ\text{C}$; $p_{0l} = 3,0$ МПа;
- с* - $\alpha_k = 20^\circ$; $\bar{z}_k = 17,6$; $f_k = 52,2$; $t_{0l} = 200^\circ\text{C}$; $p_{0l} = 3,0$ МПа;
- κ* - $\alpha_k = 16^\circ$; $\bar{z}_k = 30,6$; $f_k = 91,3$; $t_{0l} = 180^\circ\text{C}$; $p_{0l} = 6,0$ МПа;
- n* - $\alpha_k = 16^\circ$; $\bar{z}_k = 30,6$; $f_k = 91,3$; $t_{0l} = 200^\circ\text{C}$; $p_{0l} = 2,5$ МПа.

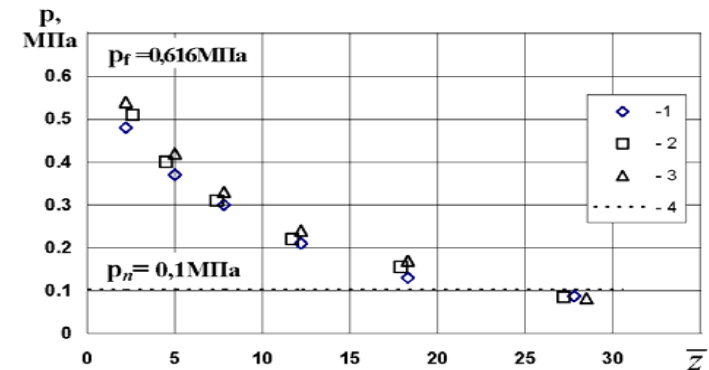


Рис. 3. Експериментальний розподіл статичного тиску уздовж каналу:

- 1 - $\alpha_k = 16^\circ$; $\bar{l}_k = 30,6$; $f_a = 91,3$; $t_0 = 180^\circ\text{C}$; $1 - p_0 = 3$ МПа;
- 2 - $p_0 = 5$ МПа; 3 - $p_0 = 7$ МПа; 4 - $p_n = 0,1$ МПа.

Третій розділ присвячений моделюванню робочого процесу рідинно-парового струминного компресора. Представлений термодинамічний опис течії дрібнодисперсного парокрапельного середовища у проточній частині компресора. Приведені алгоритм і методика чисельного розрахунку показників робочого процесу. Виконаний аналіз результатів чисельного розрахунку і характеристик струминного компресора.

Розглянуто стаціонарний адіабатний рух двофазного однокомпонентного середовища, що складається з пари і розподіленої за об'ємом дрібнодисперсної крапельної суспензії. Відмінність температур фаз (термічна метастабільність) визначається інтенсивністю релаксаційного фазового переходу: у процесах змішування і підвищення тиску поблизу нижньої пограничної кривої - швидкістю конденсації пари на поверхні дискретної фази.

На основі експериментальних і теоретичних досліджень течії закипаючих потоків рідини можна задатися такими припущеннями:

1. Течія одновимірна зі зникаюче малою швидкістю проковзування фаз. Справедливість такого припущення виправдовується високим рівнем критерію Рейнольдса $Re \sim 10^6 - 10^7$ робочого струменя і дрібнодисперсної краплинної суспензії ($a_v \sim 10^0 - 10^1$).

2. Величина дисипативних втрат в осередненому одновимірному потоці визначається тертям у пограничному шарі і мірою завершеності релаксаційного фазового переходу на даній ділянці течії уздовж подовжньої координати Z .

3. Полідисперсний статистичний розподіл часток за розмірами у будь-якому перетині потоку підкоряється рівнянню Розіна-Рамлера нормально-логіфімічним співвідношенням

$$a_i = a_v \cdot \left(\ln(1 - \delta_i)^{-1} \right)^{1/n}, \quad (3.1)$$

характер якого не змінється у процесі руху.

4. У дозвуковій хвилі, що проходить через дрібнодисперсний двофазний потік, встигає завершитися лише обмін кількості руху, а тепло- та масообмін «заморожені», що підтверджується рядом експериментальних досліджень. Критична швидкість у даному випадку

$$a_*^2 = \kappa_n \cdot (p \cdot \nu \cdot \beta^{-1})_*, \quad (3.2)$$

де об'ємна концентрація пари $\beta = x \cdot \nu_n(t_n, p) / \nu$.

5. У двофазному потоці дрібнодисперсної структури, сформованому за рахунок витікання закипаючої, близької до насичення рідини, в умовах зростання тиску і температури пари в

камері змішення не спостерігається поява стрибків ущільнення-конденсації, які відбуваються на наявних багаточисельних центрах - дискретних частках недогрітої рідини.

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

$$d(m_i \cdot u_{,ic}(t_{,ic})) = h_n(t_n, p) \cdot dm_i, \quad (3.3)$$

та рівнянням тепловіддачі

$$(h_n(t_n, p) - h_{,ic}(t_{,ic})) \cdot dm_i = \alpha_i \cdot \pi \cdot a_i^2 \cdot (t_n - t_{,ic}) \cdot w^{-1}(z) \cdot dz, \quad (3.4)$$

де коефіцієнт $\alpha_i = Nu_i \cdot \lambda_n(t_n) / a_i$ розраховується при числах Нусельта $Nu_i \rightarrow 2$.

7. Високий рівень швидкості обміну кількістю руху у дрібнодисперсному парокрапельному потоці зумовлює вкрай малу тривалість релаксації парової фази. З цієї причини термічні і калоричні параметри пари визначаються по рівноважному стану насичення залежно від величини тиску $p(z)$, тобто температура пари однозначно визначається тиском: $t = t_s(p)$.

8. Рідка фаза вважається нестискуваною і її параметри залежать лише від температури $t_{,ic}$ часток i -го розміру.

Прийняті умови дозволяють використовувати для розрахунку осереднених параметрів течії по каналу змінного перетину $F(z)$ термодинамічну модель потокового процесу, що включає рівняння стану термічно метастабільного парокрапельного середовища, збереження маси (з урахуванням фазового переходу), повної ентальпії (I закон термодинаміки), кількості руху (імпульсу) і виробництва ентропії (II закон термодинаміки) у вигляді

$$\nu = \nu_{,ic}(t_{,ic}) + x \cdot (\nu_n(p) - \nu_{,ic}(t_{,ic})), \quad (3.5)$$

$$d(w(z) \cdot F(z) / \nu) = 0, \quad (3.6)$$

$$dx = \chi(z) \cdot (\nu / w(z)) \cdot dz, \quad (3.7)$$

$$d(h_{,ic}(t_{,ic}) + x \cdot (h_n(p) - h_{,ic}(t_{,ic})) + w^2(z) / 2) = 0, \quad (3.8)$$

$$d(w^2(z) \cdot F(z) / \nu) = -F(z) \cdot dp - \tau_w \cdot \Pi(z) \cdot dz, \quad (3.9)$$

$$d(s_{,ic}(t_{,ic}) + x \cdot (s_n(p) - s_{,ic}(t_{,ic}))) = \delta s_{diss} > 0, \quad (3.10)$$

Дотичне напруження на стінці каналу

$$\tau_w = (\xi / 4) \cdot w^2(z) / 2\nu, \quad (3.11)$$

визначає втрати на тертя у пограничному шарі каналу. Гомогенна модель двофазного парокрапельного потоку дрібнодисперсної структури дає гарний результат при розрахунку гідравлічного опору. Коефіцієнт тертя ξ у даному випадку визначається за відомими формулами однофазного потоку.

Узгодження усереднювання суцільного і дискретного середовищ у перетинах потоку виконується за умови збереження «розмазаної» рідкої фази:

$$h_{жс}(t_{жс}) = \sum_{i=1}^v h_{жсi}(t_{жсi}) \cdot y_i, \quad i=1,2,\dots,v, \quad (3.12)$$

тут y_i - масова концентрація часток i -ої групи у перетині потоку, що розглядається.

У **четвертому розділі** дисертації приведені детальний опис експериментального стенду і результати досліджень рідинно-парового струминного компресора (рис. 4). При випробуванні активного сопла рідинно-парового компресора вимірювалися такі параметри: $p_0, бар$ - тиск насичення; $p_c, бар$ - тиск у горловині сопла; $t_0, ^\circ C$ - температура води на вході в активне сопло; $R, кг$ - реакція струменя. Залежність коефіцієнта швидкості φ_a , який визначає ефективність витікання, від недогрівання $(1-\varepsilon_{so})$ представлена на рис. 5. Експериментально визначалася реакція струменя $R_a, кг$ за допомогою вагів з тензодавачем.

За отриманими експериментальними даними можна зробити оцінку впливу масштабного чинника - довжини і діаметру горловини сопла (рис. 5). Можна зробити висновок про те, що збільшення геометрії активного сопла призводить до значного підвищення коефіцієнта швидкості φ_a і в цілому до збільшення міри завершеності процесу витікання закипаючої рідини у каналах, що розширюються.

У завершуючій частині розділу узагальнені і представлені результати експериментальних досліджень РПСК (рис. 6, 7, 8). З рис. 6 видно, що є певна довжина конічної частини камери змішування (за умови постійної конусності) яка забезпечує найбільшу ефективність РПСК. При збільшенні тиску p_0 на вході в компресор збільшується величина вакууму (рис. 7). Із зменшенням тиску в приймальній камері p_k ступінь підвищення тиску π збільшується (рис. 8).

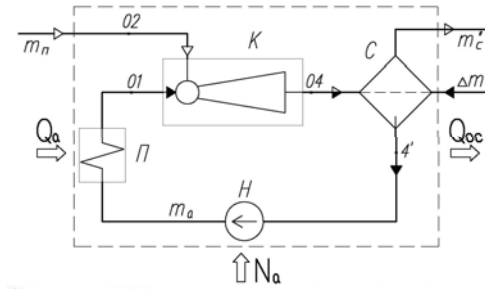


Рис. 4. Принципова схема струминного термокомпресорного модуля:
 К – рідинно-паровий струминний компресор;
 С – сепаратор;
 Н – циркуляційний насос;
 ПВ – підігрівач.

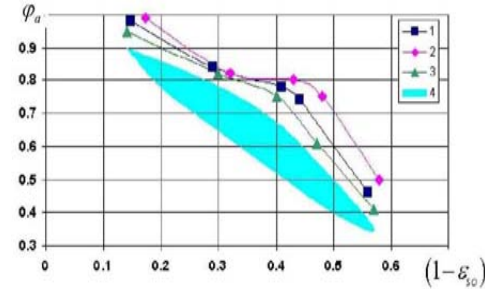


Рис. 5. Вплив масштабного чинника на коефіцієнт швидкості φ_a : 1, 2, 3 - дані отримані при дослідженні сопла з діаметром горла $d_f = 4, мм$, 4 - сопла з діаметром горла $d_f = 1,7 \div 1,8, мм$

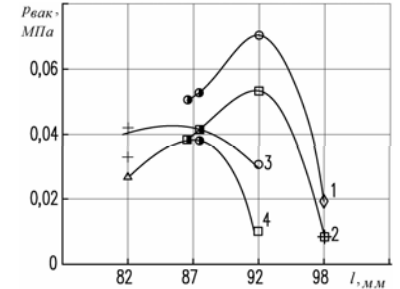


Рис. 6. Вплив довжини конічної частини камери змішування на глибину вакууму:
 1, 2 - $p_0 = 3, МПа$, 3, 4 - $p_0 = 2,5, МПа$,
 ○ ◇ ● + - без недогрівання рідини,
 □ ▣ ▢ △ - $(1-\varepsilon_{so}) \approx 0,2$

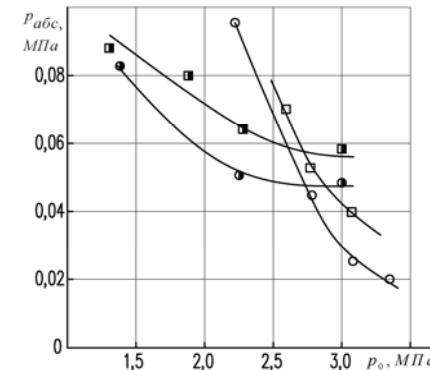


Рис. 7. Вплив початкового тиску на тиск у приймальній камері: позначення співпадають з позначенням на рис.6

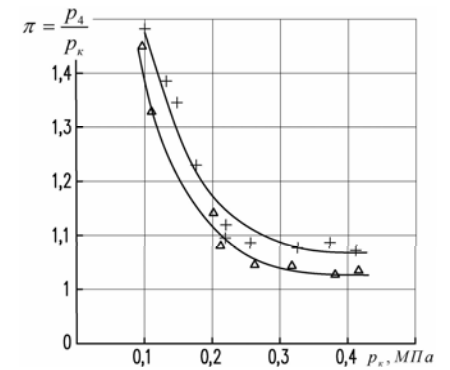


Рис. 8. Вплив тиску у приймальній камері на міру стиснення: позначення співпадають з позначенням на рис.6

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-технічна задача, яка полягає у визначенні закономірностей впливу термодинамічних і геометричних параметрів на ефективність процесу пароутворення у частині, що розширюється, активного сопла і ефективність компресора, що дозволило створити теплофізичну модель і методику розрахунку рідинно-парового струминного компресора.

За результатами виконання дисертаційної роботи можна зробити такі висновки:

1. У результаті узагальнення існуючих дослідних даних і аналізу результатів експериментальних досліджень виконаних у роботі, отримав подальший розвиток фізичний опис процесів, які відбуваються у потоці закипаючої рідини, що прискорюється, у тому числі, доведена можливість існування трьох критичних режимів і структурної інверсії потоку у частині сопла Лавалю, що розширюється, що дозволило розробити сопло з максимальним коефіцієнтом швидкості.

2. Розроблені теплофізична і математична моделі течії закипаючої рідини у частині активного сопла, що розширюється, рідинно-парового струминного компресора. Адекватність моделі підтверджується результатами експериментальних досліджень (по коефіцієнту швидкості, питомому імпульсу, константі пароутворення, об'ємному паровмісту).

3. Експериментальним шляхом встановлені закономірності впливу термодинамічних і геометричних параметрів на ефективність (коефіцієнт швидкості) активного сопла рідинно-парового струминного компресора, а саме:

- візуальні дослідження струменів вологої пари, які витікають з сопла, експериментальний розподіл статичного тиску уздовж сопла показали, що при певних співвідношеннях термодинамічних і геометричних параметрів сопла може відбуватися відрив потоку від стінок сопла на вихідній ділянці, про що не наголошується у відомих літературних джерелах;

- є геометричні співвідношення частини активного сопла, що розширюється, що забезпечують його максимальну ефективність у всьому діапазоні зміни початкових термодинамічних параметрів: кут розкриття $\alpha_k = 13 \div 18^\circ$; відносна довжина частини, що розширюється $\bar{l}_k = 25 \div 35$;

- область структурного переходу відповідає значенням об'ємного паровмісту $\beta = 0,76 \div 0,82$, при цьому довжина ділянки інверсії потоку мало залежить від початкових термодинамічних параметрів і складає у відносному вираженні $\bar{z}_v = z_v/d_{кр} = 3 \div 3,5$, а тривалість ділянки

залишкового дроблення і стабілізації розподілу дискретної фази істотно залежить від початкових термодинамічних параметрів;

- на завершеність процесу пароутворення і ефективність активного сопла впливає масштабний чинник, що визначає тривалість процесу пароутворення.

4. Експериментально підтверджена і теоретично обґрунтована можливість досягнення високих значень коефіцієнта швидкості ($\varphi_a = 0,97 \div 0,98$) при витіканні закипаючої рідини у соплах Лавалю, що розширюються, у діапазоні початкових тисків $p_0 = 2 \div 10 \text{ МПа}$ і температур $t_0 = 160 \div 200^\circ \text{C}$.

5. Розроблена теплофізична і математична моделі робочого процесу рідинно-парового струминного компресора, які засновані на рівняннях стану термічно метастабільного парокрапельного середовища, збереження маси (з урахуванням фазового переходу), кількості руху, I-го і II-го законів термодинаміки.

6. Проведені експериментальні дослідження впливу термодинамічних і геометричних параметрів камери змішування рідинно-парового струминного компресора на його характеристики. Встановлений діапазон зміни цих параметрів, що забезпечує найбільшу ефективність компресора.

7. Створена методика розрахунку параметрів витікання закипаючої рідини з активного сопла і характеристик рідинно-парового струминного компресора, яка дозволяє визначати геометричні параметри проточної частини і розраховувати компресор з високими показниками ефективності.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗДОБУВАЧА

1. Марченко В.Н. Прокопов М.Г. Парообразование в адиабатных ускоряющихся потоках вскипающей жидкости. / Марченко В.Н. Прокопов М.Г. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2007. - №3 (9) – с. 94-99.

2. Марченко В.Н. Прокопов М.Г. Расчет парообразования в ускоряющихся потоках вскипающей жидкости. / Марченко В.Н. Прокопов М.Г. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2007. - №4 (10) – с. 98-105.

3. Марченко В.Н., Прокопов М.Г. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора. / Марченко В.Н. Прокопов М.Г. // Холодильная техника и технология. -2007.- №5 (109) – с. 45-51.

4. Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Одинцов В.Ф. Перспективы применения струйного термокомпрессора в малой теплоэнергетике. / Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Одинцов В.Ф. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2008. - №1 (11). - с. 24- 30.

5. V.N. Marchenko, V.A. Osipov, M.G. Prokopov, S.O. Sharapov 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, Simferopol-Lublin, №11A 2009г. с.70-76.

6. Арсеньев В.М., Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Проценко М.И. Применение струйной термокомпрессии в понижающих термотрансформаторах / Арсеньев В.М., Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Проценко М.И. // Холодильна техніка і технологія.- 2009.- №5 (121).

7. Арсеньев В.М., Шарапов С.О., Прокопов М.Г. Влияние масштабного фактора на эффективность жидкостно-парового струйного компрессора. / Арсеньев В.М., Шарапов С.О., Прокопов М.Г. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. - № 2(24) – с. 45-48.

8. Арсеньев В.М., Шарапов С.О., Прокопов М.Г. Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования. / Арсеньев В.М., Шарапов С.О., Прокопов М.Г. // Промислова гідраліка і пневматика. – 2011. - № 1(31) – с. 56-59.

9. Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Лобова А.С. Принцип струйной термокомпрессии и его применение в системах энергосберегающего теплоснабжения / В.Н. Марченко, М.Г. Прокопов, А.С. Лобова // Вісник СумДУ Серія Технічні науки.- 2009.- №2 – с. 181-195.

10. Арсеньев В.М., Проценко М.И., Прокопов М.Г. Возможность применения струйно-парового эжектора в составе холодильной машины. / Арсеньев В.М., Проценко М.И., Прокопов М.Г. // Промислова гідраліка і пневматика. – 2011. - № 2(32) – с. 10-14.

АНОТАЦІЯ

Прокопов М.Г. Теплофізичне моделювання робочого процесу рідинно-парового струминного компресора. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.14 - холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування. – Сумський державний університет, Суми, 2011.

У дисертаційній роботі наведені: теплофізична модель рідинно-парового струминного компресора, результати аналізу експериментальних досліджень закипаючих потоків рідини у каналах, що розширюються, і проточній частині рідинно-парового струминного компресора, опис формування трьох критичних режимів течії і структурної інверсії потоку, характеристики компресора.

Представлена математична модель робочого процесу, яка дозволяє визначати параметри і характеристики рідинно-парового струминного компресора. Створена методика інженерного розрахунку реалізована у вигляді розрахункової програми для ЕОМ і дозволяє створити компресор з високими показниками ефективності.

Ключові слова: рідинно-паровий струминний компресор, закипаючий потік, критичні режими, дроблення рідини, робочий процес, теплофізична модель, розрахунок, масштабний чинник.

АННОТАЦИЯ

Прокопов М.Г. Теплофизическое моделирование рабочего процесса жидкостно-парового струйного компрессора. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 - холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования. – Сумский государственный университет, Сумы, 2011.

В диссертационной работе приведены: теплофизическая модель жидкостно-парового струйного компрессора, результаты анализа экспериментальных исследований вскипающих потоков жидкости в расширяющихся каналах и проточной части жидкостно-парового струйного компрессора, описание формирования трех критических режимов течения и структурной инверсии потока, характеристики компрессора.

Представлена математическая модель рабочего процесса, которая позволяет определять параметры и характеристики жидкостно-парового струйного компрессора. Созданная методика инженерного расчета реализована в виде расчетной программы для ЭВМ и позволяет создать компрессор с высокими показателями эффективности.

Ключевые слова: жидкостно-паровой струйный компрессор, вскипающий поток, критические режимы, дробление жидкости, рабочий процесс, теплофизическая модель, расчет, масштабный фактор.

SUMMARY

Prokopov M.G. The thermophysical design of working process of liquid-steam stream compressor. The manuscript.

Dissertation on the competition of graduate degree of candidate of engineering sciences on speciality 05.05.14 – Refrigeration, vacuum and compressor technique, systems of conditioning. – Sumy State University, Sumy, 2011.

The dissertation presents the results: thermophysical model of liquid-steam stream compressor, results of analysis of experimental researches of boiling up streams of liquid in the broadening ductings and running part of liquid-steam stream compressor, description of forming of three critical modes of flow and structural inversion of stream.

The mathematical model of working process, which allows to determine parameters and descriptions of liquid-steam stream compressor, is presented. The created method of engineering calculation is realized as a calculation program for computer and allows to create a compressor high-performance efficiency, descriptions of compressor.

Keywords: liquid-steam stream compressor, boiling up stream, critical modes, crushing of liquid, working process, thermophysical model, calculation, scale factor.

Підп. до друку 10.11.2011

Обл.-вид. арк. 0,9.

Ум. друк. арк. 1,1.

Тираж 100 пр.

Замовлення № _____

Формат 60×90/16.

Папір офс.

Гарнітура *Times New Roman Cyr.*

Друк офсетний

Вид-во СумДУ. 40007, м. Суми, вул. Р.-Корсакова, 2

Свідоцтво ДК № 3062 від 17.12.2007 р.

Друкарня СумДУ. 40007, м. Суми, вул. Р.-Корсакова, 2