

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

РОГОВИЙ АНДРІЙ СЕРГІЙОВИЧ

APuf

УДК 621.22:621.694.3

РОЗРОБКА ТЕОРІЇ ТА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ВИХОРОКАМЕРНИХ
НАГНІТАЧІВ

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2017

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теоретичної механіки і гідравліки Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки України.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки України
Стругинський Василь Борисович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря
Сікорського», завідувач кафедри конструювання
верстатів та машин

доктор технічних наук, професор
Андренко Павло Миколайович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут», професор
кафедри деталей машин та мехатронних систем

доктор технічних наук, професор
Панченко Анатолій Іванович,
Таврійський державний агротехнологічний
університет, завідувач кафедри мобільних
енергетичних засобів

Захист відбудеться «15» червня 2017 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.11, в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61001, м. Харків, вул. Кирпичова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61001, м. Харків, вул. Кирпичова, 2.

Автореферат розісланий “___” травня 2017 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Ю.О. Юдін

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В багатьох технологічних схемах різних галузей виробництва одним із основних елементів гідропневматичних систем є нагнітачі. Можливість зниження енергетичних та матеріальних витрат під час перекачування різних середовищ є найважливішою проблемою промисловості тому, що витрати перекачування в деяких галузях складають більше половини загальних витрат виробництва. Особливо гостро це питання стоїть у вугільній, хімічній, металургійній промисловостях, на транспорті, під час збагачення корисних копалин, де насосне обладнання та системи пневматичного переміщення працюють у несприятливих умовах експлуатації, а саме: різкі перепади температури, вібрації, знакозмінні прискорення й ударні навантаження, підвищена вологість, запиленість, хімічна агресивність робочого і навколишнього середовищ, а під час перекачування сипучих вантажів ще й абразивна їх дія. Використання трубопровідного гідро- та пневмотранспорту кожного року збільшується, що обумовлено простотою конструкції та малими габаритними розмірами, але надійність та довговічність такого обладнання досить низька та спричиняє значні експлуатаційні витрати, що сягають 30-50% його вартості.

Наявність негативних зовнішніх факторів, і факторів, що обумовлені властивостями робочих середовищ, знижує надійність існуючих нагнітачів, у порівнянні з нормальними умовами експлуатації, у десятки, а в окремих випадках у сотні разів, до того ж знижується час служби насосів, в деяких випадках до тижня. Наприклад, в системах гірничо-збагачувальних комбінатів середнє напруження на відмову насосів складає 700...2000 год. Така низька надійність пояснюється швидким зношенням механічних рухомих елементів та ущільнень нагнітачів динамічного та об'ємного типів, які використовуються майже в 90% гідропневматичних систем переміщення сипучих середовищ.

Можливе розв'язання проблеми надійності та довговічності нагнітачів за рахунок використання струминних апаратів стримується досить низькими ККД, які не перевищують 30% для прямоточних насосів та 10% для вихрових ежекторів. Тому подальший пошук більш ефективних способів передачі енергії за допомоги поєднання двох способів – обміну кількістю руху та переважною дією відцентрової сили у створюваних нагнітачах нового типу на основі вихрової камери, вихорокамерних нагнітачів (ВКН) є актуальною науково-практичною проблемою, яка визначила напрямок дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Робота виконувалась на кафедрі теоретичної механіки і гідравліки ХНАДУ. Здобувач як відповідальний виконавець проводив дослідження в рамках науково-дослідницьких робіт МОН України: «Розробка теорії і методів проектування безконтактних засобів управління текучими середовищами у технічних системах» (ДР №0108U000158), «Розробка основ проектування і методик розрахунку безроторних відцентрових насосів» (ДР0110U002099), «Підвищення ефективності обладнання і технології транспортування енергоносіїв та відходів тепло-енергетичного комплексу» (0112U000227), «Розробка теорії та підвищення

ефективності енергетичних процесів у системах приготування, транспортування та спалювання водовугільного палива» (0115U000646).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів для підвищення техніко-економічної ефективності систем перекачування рідин із вмістом твердих компонентів в несприятливих умовах експлуатації.

Для реалізації мети були поставлені завдання:

- науково обґрунтувати напрям підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних систем із гетерогенними робочими середовищами шляхом створення струминних вихорокамерних нагнітачів;
- розробити наукову концепцію ВКН на основі системного аналізу та поєднання позитивних властивостей механічних відцентрових та струминних нагнітачів із урахуванням сучасних науково-технічних проблем щодо переміщення текучих середовищ різного агрегатного стану із вмістом твердих компонентів;
- розробити наукові основи гідродинамічного розрахунку ВКН на підставі проведення досліджень течії в них та її характеристик на створених математичних моделях, а також експериментальним шляхом;
- установити фізичні картини течії в ВКН під час роботи на гетерогенних середовищах із вмістом твердих частинок та газових пухирців;
- провести верифікацію запропонованих математичних моделей робочого процесу з використанням сучасних моделей турбулентності для адекватного опису течії у ВКН;
- установити закономірності й особливості функціонування ВКН та їх зв'язок з геометричними параметрами;
- довести ефективність використання ВКН у порівнянні з іншими струминними нагнітачами при роботі на середовищах різного агрегатного стану;
- розробити методику проектування й інженерного розрахунку ВКН, принципи побудови систем на базі ВКН та створити їх дослідні зразки.

Об'єктом дослідження є гідромеханічні процеси, що відбуваються в нагнітачах із вихровою камерою.

Предметом дослідження є закономірності, що зв'язують гідродинамічні та геометричні параметри із робочими характеристиками вихорокамерних нагнітачів.

Методи дослідження. У роботі використовувалися методи математичного і фізичного моделювання процесів у вихорокамерних нагнітачах на основі системного підходу. Теоретичні дослідження проводилися на математичних моделях трьох рівнів – гідромеханічному, гідравлічному й апроксимаційному (інженерному). Математичне моделювання здійснювалось за допомогою трьох гідродинамічних математичних моделей течії у ВКН; для розрахунку течії рідкого середовища моделі розроблені на основі підходу Ейлера, а для моделювання траєкторій твердих частинок та газових пухирців – на основі підходу Лагранжа. Математичні моделі являють собою сукупність нелінійних диференціальних рівнянь у часткових і повних похідних другого порядку (закони збе-

реження: маси, кількості руху та ін.), рішення яких проводилося числовими методами з використанням пакетів прикладних програм. Для забезпечення найменших похибок під час моделювання просторових течій виконана верифікація моделей та визначена модель турбулентності, що має найменшу похибку за інтегральними параметрами, як-от: витрати та тиски на виході й вході в канали. Експериментальні дослідження енергетичних характеристик ВКН проводились на лабораторних установках кафедри гідрогазодинаміки СНУ ім. В. Даля на прозорих моделях, які дозволили також встановити характер і особливості течії шляхом візуалізації. Адекватність математичних моделей перевірялася порівнянням результатів числового розрахунку з результатами даних фізичного експерименту. На основі отриманих функцій відгуку знаходилися оптимальні робочі параметри, значення яких уводилися в інженерні математичні моделі досліджуваних пристроїв.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше визначено і обґрунтовано напрям вирішення проблеми підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних систем, що працюють в несприятливих умовах, шляхом розробки принципово нових струминних нагнітачів відцентрової дії з вихровою робочою камерою, маючих поліпшені енергетичні показники за рахунок поєднання позитивних якостей робочих процесів механічних відцентрових і струминних нагнітачів;

- вперше розроблено концепцію вихорокамерних нагнітачів, яка оснований на новому для струминних нагнітачів принципі передачі енергії за рахунок використання гідродинамічних ефектів обертових потоків – вакууму біля осі та підвищеного тиску на периферії вихрової камери, що обумовлює енергетичну ефективність ВКН;

- вперше за результатами теоретичних досліджень течій різних агрегатних станів середовищ у коротких вихрових камерах ВКН установлені співвідношення між геометричними розмірами нагнітача та гідродинамічними характеристиками течії, що забезпечують оптимальні параметри енергоефективності робочих процесів ВКН;

- вперше встановлено фізичні картини течії у ВКН під час роботи на гетерогенних середовищах із вмістом твердих частинок та газових пухирців, що дозволило визначити співвідношення, які впливають на траєкторії газових пухирців, та можливість утворення газового шнура по осі камери, а також вплив гравітаційних сил на особливості робочого процесу й параметри ВКН за перекачування сипучих матеріалів;

- вперше доведено існування двох різних за фізичною сутністю робочих процесів у ВКН: 1) з високим тиском і малою витратою середовища, що перекачується, та скиданням у дренажний канал частини середовища; 2) без дренажу, невеликим тиском і високими значеннями витрати. Обидва робочі процеси об'єднує передача енергії в полі відцентрової сили, але в першому це відбувається за збереження моменту кількості руху (циркуляції тангенціальної компоненти швидкості), а в другому – обміном кількістю руху між взаємодіючими потоками завдяки турбулентному руху. Це дозволяє вибрати необхідну методи-

ку гідродинамічного розрахунку ВКН, внаслідок суттєво різного розподілу тиску вздовж радіуса вихрової камери;

– вперше експериментально доведено, що показники ефективності (ККД, тиск та коефіцієнт витрати середовища, що перекачується) під час роботи ВКН на середовищах із вмістом твердих компонентів у пневматичному та гідравлічному трубопроводному транспорті перевищують показники ефективності відомих струминних нагнітачів майже у два рази;

– дістали подальший розвиток та поглиблення теоретичні дослідження робочих процесів у вихрових камерах, що дозволило на основі порівняння з експериментальними даними сформулювати коректні межові умови, вибрати найкращу за точністю та часом розрахунку модель турбулентності, скоригувати її і підібрати на цій основі математичні моделі робочих процесів у ВКН з урахуванням геометричних, режимних факторів, які найбільш істотно впливають на точність розрахунків течії у ВКН.

Практичне значення отриманих результатів для галузі гідравлічних машин та гідропневмоагрегатів:

– розроблені ВКН дозволили розширити клас струминних машин, та відрізняються від наявних принципом дії, робочими і геометричними параметрами. Запропоновано та розроблено ряд модифікацій ВКН (патенти України № 40482, 52303, 54176, 57065, 61540, 65185, 73757, 73578, 89632, 107982, 107983);

– розроблено методики розрахунку вихорокамерних нагнітачів, які враховують агрегатний стан середовищ, та дозволяють проектувати конструкцію за заданим критерієм ефективності (ККД, тиск або концентрація сипучого середовища на виході з ВКН) з характеристиками, близькими до оптимальних під час їх роботи в гідравлічних і пневматичних системах;

– розроблені і впроваджені у промисловість на основі вихорокамерних нагнітачів:

- насоси для перекачування вугільного пилу у системі пневматичного транспорту на ТОВ «Харківгазообладнання» (м. Харків);
- насоси для перекачування гідросумішей на промислових об'єктах на ХЗТФ «Моторімпекс» (м. Харків) та ТОВ PONAR Wadowice (Польща);
- насоси для перекачування газорідних сумішей, методика розрахунку та удосконалені конструкції на ТОВ «Промгідропривод» (м. Харків);
- методики розрахунку вихрових камер для розрахунків і проектування вільно-вихрових насосів на АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» (м. Суми).

Розроблені принципи побудови систем на основі струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування гетерогенних середовищ, які є алгоритмізовані та забезпечують прийняття рішення щодо доцільності використання ВКН на основі аналізу потреб, можливості використання та техніко-економічної доцільності побудови гідравлічних і пневматичних систем у несприятливих умовах експлуатації та з вмістом сипучих середовищ. Це дозволяє розширити область застосування струминних нагнітачів в пневматичному та гідравлічному транспорті.

Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень використовуються для виконання курсових і магістерських проектів, а також для викладання спецкурсів спеціальності «Галузеве машинобудування» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та «Транспортні засоби», «Спеціальні види промислового транспорту», «Загальний курс транспорту» спеціальності «Транспортні технології (за видами транспорту)» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Северодонецьк).

Особистий внесок здобувача. У дисертаційній роботі особисто здобувачем отримані такі найбільш важливі теоретичні і практичні наукові результати, що виносяться на захист:

- науково обґрунтовано напрям підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних нагнітачів, що перекачують рідини із вмістом твердих компонентів, за рахунок розробки і використання ВКН на основі струминної техніки;

- концепція ВКН, принципи побудови і методи розрахунку гідравлічних і пневматичних систем із використанням ВКН;

- математичні моделі ВКН, установлені закономірності течії робочого середовища в них, їх основні параметри і робочі характеристики;

- результати теоретичних і експериментальних досліджень робочих процесів у ВКН;

- результати експериментального визначення гідродинамічних параметрів течії гетерогенного робочого середовища у ВКН;

- розроблені за результатами дисертації ВКН реалізовані в промисловості.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідались, обговорені і схвалені на: XIV, XV, XVI, XVII, XVIII, XIX, XX і XXI Міжнародних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (2010 р., 2013 р., 2015 р., 2016 р. – м. Київ, 2009 р. – м. Чернівці, 2011 р. – м. Вінниця, 2012 р. – м. Черкаси, 2014 р. – м. Кіровоград); IX, XII, XIII, XIV, XVI і XVII Міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (2008 р. – м. Кременчук, 2011 р. – м. Донецьк, 2012 р. – м. Чернігів, 2013 р. – м. Одеса, 2015 р. – м. Суми, 2016 р. – м. Харків); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН» (м. Суми, 2011 р.); Міжнародних конференціях «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (м. Харків, 2014 р., 2015 р., 2016 р.), а також на щорічних науково-практичних конференціях професорсько-викладацького складу Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (2008 р. – 2014 р.) та Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2015, 2016 рр.).

У повному обсязі дисертаційна робота доповідалася та схвалена на пленарному засіданні XVII Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Харків, 2016 р.), на засіданні кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (м. Київ, 2016 р.) та кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ (м. Суми, 2016 р.).

Публікації. За результатами проведених досліджень опубліковано 62 наукові праці, з них 3 монографії (у співавторстві), 16 статей у наукових фахових виданнях України (12 – у виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз), 5 – у закордонних періодичних фахових виданнях (5 – у виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз, в тому числі 2 – бази Thomson Reuters, 1 – бази Scopus), 15 патентів України на корисну модель, 23 – у матеріалах конференцій.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 287 сторінок, із них 115 рисунків за текстом, 13 рисунків на 12 окремих сторінках, списку використаних джерел із 346 найменувань на 41 сторінці, 3 додатки на 35 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі наведено кваліфікаційні характеристики дисертації і сформульовано напрямок досліджень, який відноситься до підвищення техніко-економічної ефективності, а також надійності та довговічності гідравлічних і пневматичних машин застосуванням вихорокамерних нагнітачів, визначено наукову проблему досліджень та обґрунтовано їхню актуальність.

У першому розділі проведено системний огляд стану вирішення поставленої проблеми та визначено, що одним з перспективних напрямків удосконалення робочих процесів гідравлічних машин і гідропневмоагрегатів є подальший пошук нових способів передачі енергії та відповідних конструкцій під час проектування струминних нагнітачів.

Значний внесок у розв'язання цієї проблеми внесли роботи, які проводилися у провідних установах Інституту гідромеханіки НАН України, а також у наукових школах НТУУ „КПІ”, НТУ „ХПІ”, НАУ, НАУ «ХАІ», СумДУ, СНУ ім. В.Даля викладені в роботах П.М. Андренка, В.В. Бабенка, В.А. Батлук, Б.О. Блюсса, В.П. Бочарова, Б.Ф. Брагіна, А.О. Євтушенка, І.Є. Ідельчика, І.О. Ковальова, А.П. Кононенка, С.І. Криля, О.Ф. Луговського, А.П. Меркулова, Є.В. Мочаліна, Б.В. Орлова, А.І. Панченка, Ш.О. Піралішвілі, О.А. Приходька, Є.В. Семененка, В.І. Склабінського, Є.Я. Соколова, В.Г. Солодова, Є.М. Смірнова, А.Є. Смолдирева, В.Б. Струтинського, Д.О. Сьоміна, В.М. Туріка, А.А. Халатова, М.М. Чальцева, Н.Б. Чернецької-Білецької, О.М. Яхна, G.E. Klinzing, D. Mills, F.R. Menter, D.W. Stephens, J. Yin та ін. За результатами їх досліджень розроблені гідравлічні і пневматичні нагнітачі різних типів, системи гідро- та пневмотранспорту промислових підприємств, удосконалено струминні апарати, рекомендації до вибору насосів та апаратури, режимів перекачування. Частина загальних проблем розв'язано за рахунок ретельного вивчення гідродинамічних особливостей течії в проточних частинах нагнітачів та елементів систем, вибору оптимальних конструкційних матеріалів. Але разом з тим, нагнітачі, які встановлені на високопродуктивному технологічному устаткуванні, продовжують залишатися низьконадійними та малоенергоєфективними. При цьому слід зазначити, що методи підвищення надійності та довго-

вічності рухомих частин динамічних насосів багато в чому вже вичерпані. Крім того, зростання складності й розмаїтості завдань перекачування гідро- та пневмосумішей, суспензій та наявність різних комбінацій агрегатних станів середовищ, що перекачуються трубопровідними системами, з якими не справляються насоси із механічними рухомими органами, спричиняє необхідність розробки нагнітачів принципово нового типу. Визначальними факторами при цьому є функціональні призначення нагнітачів, умови їх роботи і властивості робочих середовищ. Проектуючи гідро- та пневмосистеми (особливо при перекачуванні сипучих середовищ в гідравлічному та пневматичному транспорті), необхідно враховувати низку несприятливих факторів, що обмежують придатність тих або інших нагнітачів для використання в цих системах.

На основі показників енергетичної ефективності пневматичного і гідравлічного транспорту (питома витрата електроенергії на тонну переміщеного матеріалу й питома витрата електроенергії на тонну й метр переміщення) зроблено систематизацію та узагальнення досвіду створення таких установок (рис. 1). Точки на графіках відповідають проектним і застосовуваним у промисловості установкам.

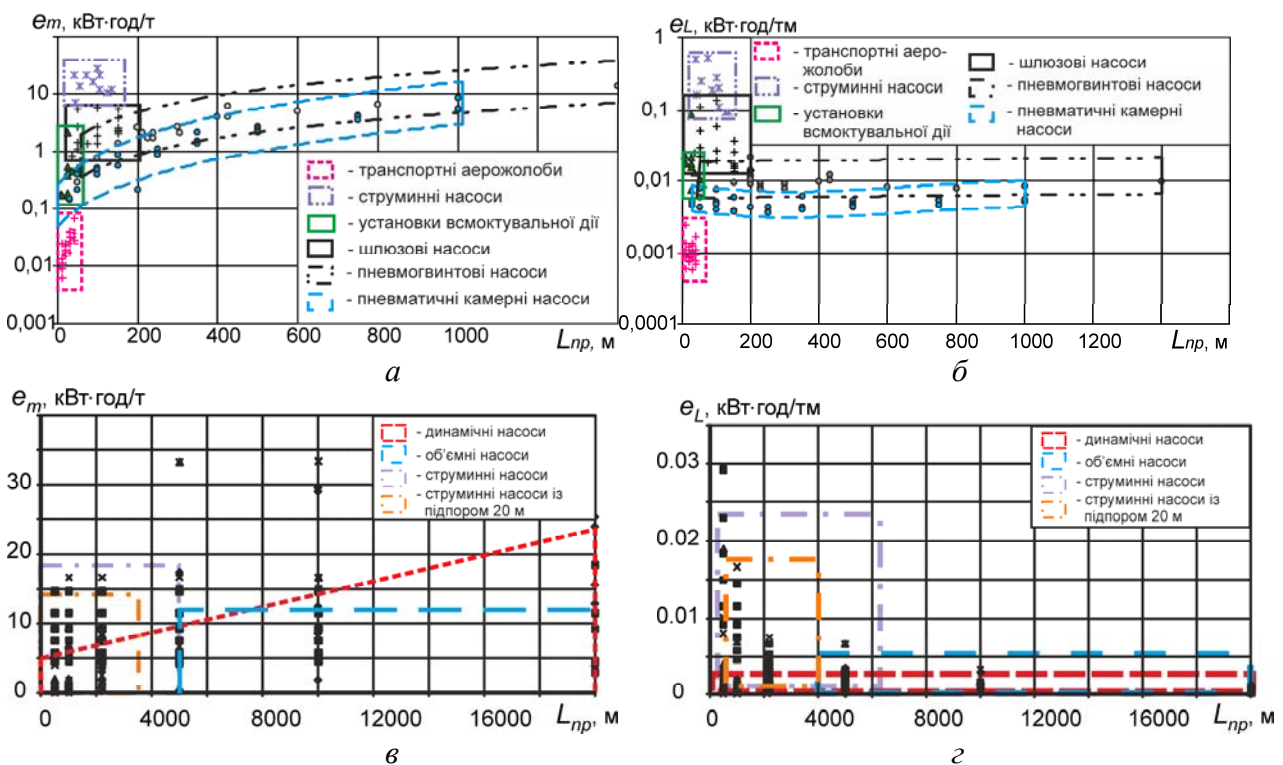


Рисунок 1 – Узагальнені характеристики енергетичної ефективності перекачування сипучих середовищ за допомогою пневмо- та гідротранспортних установок: *а* – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу (пневмотранспорт); *б* – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м (пневмотранспорт); *в* – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу (гідротранспорт); *з* – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м (гідротранспорт)

Для різних варіантів концентрації й продуктивності проведено проектний розрахунок переміщення вугільного пилу та водовугільного палива горизонтальним трубопроводом різної довжини для систем пневмо- та гідротранспорту

на основі різних нагнітачів. Згідно з показниками енергетичної ефективності встановлено, що найгірші показники мають струминні насоси, однак їхнє широке розповсюдження під час перекачування сипучих середовищ говорить про те, що їх основні переваги, як-от надійність і довговічність, у багатьох випадках є вирішальними при прийнятті проектних рішень про використання того або іншого виду живильника, тому що ці показники спричиняють зменшення витрат на технічне обслуговування установок.

Елементи струминної техніки та ВКН зокрема, здатні виконувати функції перекачування середовищ у несприятливих умовах експлуатації за високих показників надійності та довговічності і достатній енергоефективності, порівняно з класичними нагнітачами (динамічними насосами та прямоточними струминними насосами). Це обумовлюється відсутністю рухомих механічних органів та ущільнень між ними; можливістю роботи практично в необмеженому діапазоні температур, тисків, витрат робочих середовищ.

Схема вихорокамерного нагнітача представлена на рис. 2. Несучий потік, за допомогою якого виробляється перекачування із витратою середовища Q_s та

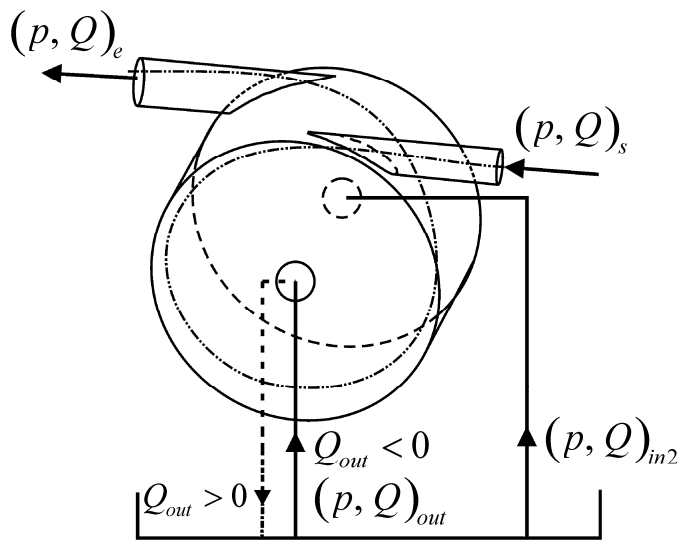


Рисунок 2 – Принципова схема вихорокамерного нагнітача

тиском p_s потрапляє у вихрову камеру, де утворює обертовий потік із приосьовою областю зниженого тиску. Зниження тиску на осі вихрової камери спричиняє підсмоктування потоку, що перекачується. Суміш потоків, яка утворюється в камері, надходить під дією перепаду тисків в осьовому каналі та дією відцентрової сили, на вихід з нагнітача. Потік, що виходить з нагнітача з параметрами (p_e, Q_e) , подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу за вакуумування замкнених об'ємів.

Як показали експерименти, зміна взаємного співвідношення площ (або діаметрів) тангенціальних каналів входу й виходу, а також осьових каналів призводить до двох можливих режимів роботи нагнітача: з викидом середовища через дренажний канал ($Q_{out} > 0$, рис. 2) і з усмоктуванням ($Q_{out} < 0$).

До теперішнього часу накопичено певний досвід розрахунку і проектування струминних насосів та вихрових ежекторів для роботи на однорідних середовищах, а також для перекачування сипучих середовищ в пневматичному та гідравлічному промисловому транспорті. В його основі лежать теоретичні й експериментальні дослідження В.П. Бочарова, В.Т. Волова, М.А. Гольдштіка, М.Г. Дубінського, Н.М. Зінгера, М.Д. Колишева, А.П. Меркулова, Ш.О. Піралішвілі, Є.Я. Соколова, А.А. Халатова, J.L. Векс, та ін. Але, як показали дослідження, використання прямоточних струминних насосів стримується внаслідок

док великих поздовжніх габаритних розмірів й великої витрати робочої рідини. З іншого боку, вихрові ежектори мають більш компактні розміри, але їх ККД не досягає й 10 %. Крім того, внаслідок складності явищ, що відбуваються у струминній техніці, течія в ній ще не цілком вивчена, а характеристики не досконалі. Струминні насоси та вихрові ежектори використовують передачу енергії тільки за рахунок турбулентного обміну, пропонувані вихорокамерні нагнітачі використовують переважно збільшення енергії вихідного потоку завдяки дії відцентрової сили, внаслідок чого вони мають кращі показники енергоефективності.

Зважаючи на те, що прикладів практичного використання струминних нагнітачів достатньо багато, доцільність розробки вихорокамерних нагнітачів не викликає сумнівів. Обумовлюється це очікуване покращення енергоефективності зменшенням габаритних розмірів зі збереженням високих значень надійності, довговічності струминної техніки. Прогрес у цьому напрямку стримує відсутність:

- системного підходу до аналізу властивостей і характеристик ВКН;
- принципів побудови гідравлічних і пневматичних систем (ГПС) із використанням ВКН;
- наукових основ розрахунку і проектування ГПС із використанням ВКН;
- добре відпрацьованих конструкцій ГПС із використанням ВКН.

Розв'язання цих питань визначило мету і завдання досліджень, що подані в загальній характеристиці роботи.

У другому розділі представлені теоретичні дослідження обґрунтування можливості передачі енергії з більш високими показниками енергоефективності в обмежених обертових потоках текучих середовищ, завдяки поєднанню двох принципів передачі – за рахунок обміну кількістю руху та відцентрової сили.

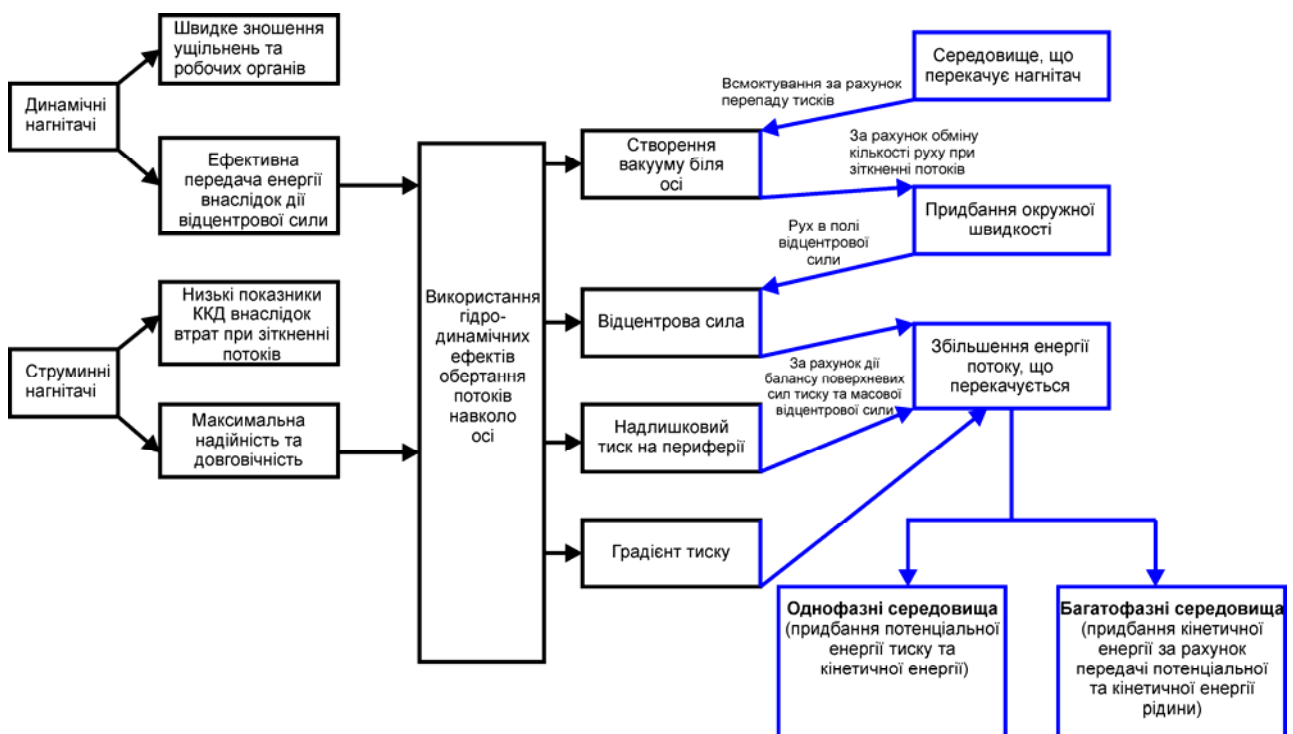


Рисунок 3 – Блок-схема щодо концепції вихорокамерних нагнітачів

Концепція вихорокамерних нагнітачів (рис. 3) ґрунтується на новому для струминних нагнітачів принципі передачі енергії за рахунок використання гідродинамічних ефектів обертових потоків – вакууму біля осі обертання і підвищеного тиску на периферії вихрової камери. Унаслідок першого відбувається всмоктування частинок потоку, що перекачується, у вихрову камеру під дією перепаду тиску. Потрапивши у вихрову камеру, частинки за рахунок обміну кількістю руху з обертовим потоком несучої рідини під час зіткнення здобувають тангенціальну швидкість і далі під дією поверхневих (сил тиску) та масових (тяжіння і домінуючої відцентрової) сил у потенціальному полі відкидаються до периферії камери, де потрапляють у тангенціальний канал виходу з нагнітача, здобуваючи кінетичну енергію перетворенням потенціальної енергії підвищеного на периферії камери тиску (рис. 4). Таким чином, на відміну від класичних струминних нагнітачів, де використовується лише спосіб передачі енергії за рахунок обміну кількістю руху взаємодіючих потоків під час зіткнення, яке супроводжується суттєвим дисипативним процесом, у ВКН основну енергію частинки отримують переважно у консервативному полі за рахунок переміщення під дією відцентрової сили на периферію вихрової камери де несуча рідина має високі відносні значення потенціальної енергії, які можуть сягати 90% від затрачуваної енергії несучого середовища.

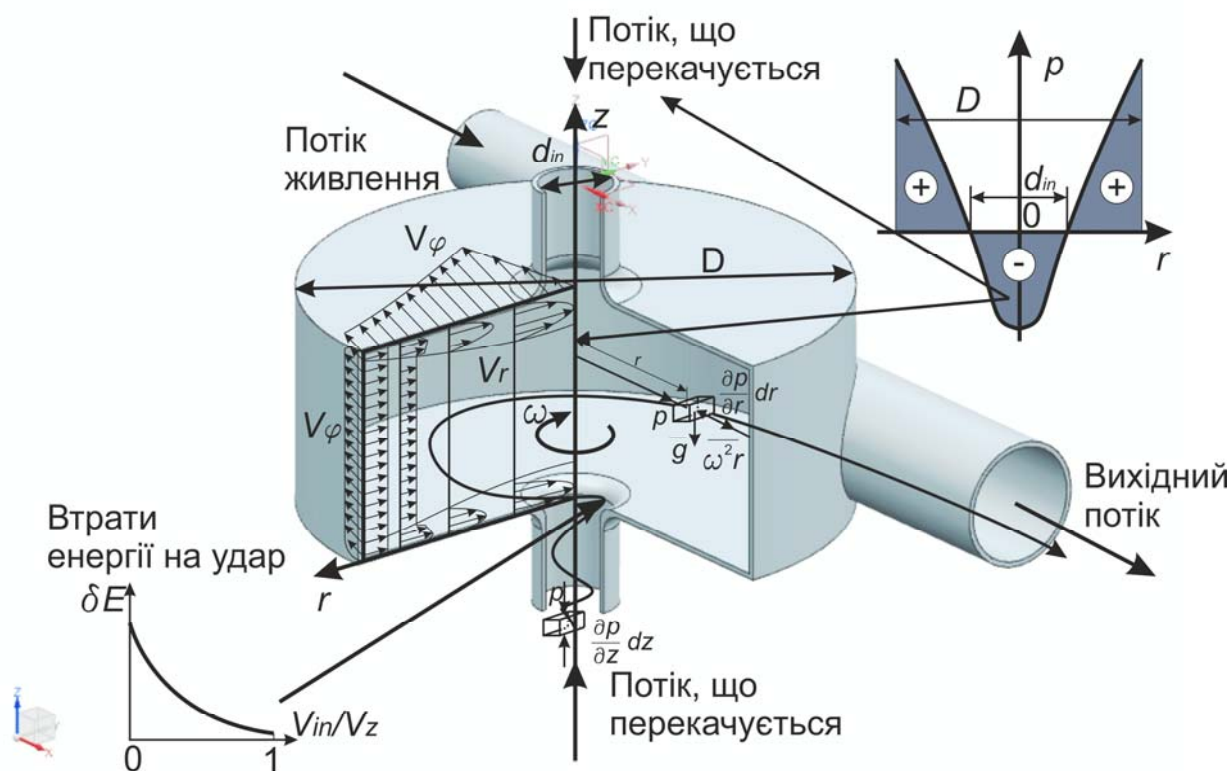


Рисунок 4 – Обґрунтування процесу перекачування у вихорокамерному нагнітачі

Якщо частинка потрапляє на нижню торцеву стінку в примежовий шар, вона переміщується у напрямку осі обертання і виходить у дренажний канал, створюючи втрати. Частинки, всмоктувані через канал у верхній кришці камери, можуть також потрапити у дренажний канал під дією сили тяжіння, якщо не

отримають відповідну тангенціальну швидкість. Таким чином, на відміну від класичних струминних нагнітачів, де використовується лише спосіб передачі енергії за рахунок обміну кількістю руху під час зіткнення взаємодіючих потоків, що супроводжується суттєвим дисипативним процесом, у ВКН основну енергію частинки отримують за рахунок переміщення у практично консервативному полі під дією відцентрової сили на периферію вихрової камери, де несуча рідина має високі значення потенціальної енергії (у вигляді статичного тиску), величина якої може сягати близько 90% затраченої енергії на привід нагнітача.

У роботі використано гідродинамічні математичні моделі гетерогенних середовищ у нагнітачі на основі принципу суперпозиції, згідно з яким спочатку розраховувалося поле характеристик рідкого середовища за підходом Ейлера, а для моделювання траєкторій твердих частинок та газових пухирців – на основі підходу Лагранжа.

Для визначення асимптотичних параметрів щодо витрати всмоктування у нагнітач використані методи моделювання ідеальної рідини та зонального моделювання. При цьому для моделювання течії ідеальної рідини виділено зону квазітвердого обертання рідини із постійною кутовою швидкістю та зону потенціального вихору, а для зонального моделювання 7 зон згідно з підходом Уормлі. Зональний підхід використано для моделювання траєкторії твердих частинок і газових пухирців.

Для розрахунку повної картини течії, яка у ВКН має суттєво просторовий характер, виконане тривимірне моделювання на основі математичної моделі, складеної із системи нелінійних диференціальних рівнянь у часткових похідних, представлених тривимірними рівняннями Рейнольдса для турбулентної течії стисливої та нестисливої рідини, відповідним рівнянням нерозривності і сучасними моделями турбулентності. Для моделювання тривимірної течії у вихорокамерних нагнітачах обрано програмний комплекс OpenFOAM.

У третьому розділі представлені результати верифікації розрахунків у вихорокамерних нагнітачах. Доведено, що виконання прямого моделювання турбулентності (DNS) і моделювання великих вихорів (LES), а також гібридних моделей хоч і сприяє більш точним розв'язанням, але пов'язане з важко переборними обчислювальними витратами. Для того, щоб оцінити раціональність використання гібридної моделі DES, у роботі виконано порівняння результатів розрахунків за моделями DES, SST та SST із коригуванням кривизни ліній струму та обертання потоку. Остання модель за минулі п'ять років зарекомендувала себе як найкраща для розрахунків обертаних течій.

Математичне моделювання течії у ВКН здійснене із такими граничними умовами: на твердій стінці – умова прилипання рідини $\bar{V}|_b = 0$, у вхідному перетині каналу живлення задавалося значення тиску гальмування $p|_b = p_s$ або витрата Q_s із пошуком більш точного вирішення задачі, у вихідних каналах – рівність нулю тиску $p|_b = 0$. При завданні граничних умов осьових входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється-

ся за радіусом струменя. Тому була збільшена розрахункова область і задані граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом. Для перевірки впливу розміру та виду елементів сітки (гексагональна або тетрагональна) виконані розрахунки на сітках із такою кількістю елементів: грубі – 1...2 млн.; нормальні – 5...7 млн.; дрібні – 15...25 млн. Виявлено, що точність розрахунку із кількістю елементів більше ніж 6 млн. не залежить від подальшого подрібнення та виду елемента, що використовується під час побудови. Усі сітки забезпечували параметр $y^+ < 2$. Вирішення задач виконувалося в нестационарній постановці для стисливої та нестисливої рідин.

Математична модель, використана у розрахунках, ґрунтується на системі рівнянь збереження імпульсу та маси, та SST-моделі:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{ef}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k, \quad (2)$$

де F_i – проекції вектора масових сил на осі координат; p – гідродинамічний тиск; ρ – густина; k – кінетична енергія турбулентних пульсацій; x_j – декартові координати; u_j – проекції швидкості в декартовій системі координат; $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ – ефективна в'язкість; μ_t – турбулентна в'язкість; μ – молекулярна в'язкість; P_k – генераційний член; $C d_\omega$ – перехресний член; α, β, β^* – емпіричні константи SST моделі; t – час; ω – частота турбулентних пульсацій.

Виправлення на кривизну ліній струму та обертання потоку в SST-моделі турбулентності реалізується шляхом множення генераційного члена в рівняннях (1)-(2) на функцію:

$$f_{r_1} = \max \{ \min (f_{rotation}, 1.25), 0.0 \}, \quad (3)$$

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} \left[1 - c_{r3} \tan^{-1} (c_{r2} \tilde{r}) \right] - c_{r1}. \quad (4)$$

Константи c_{r1}, c_{r2}, c_{r3} рівні 1, 2 й 1 відповідно. Величини r^* та \tilde{r} обчислюються таким чином:

$$r^* = \frac{S}{\Omega}, \quad \tilde{r} = 2\Omega_{ik} S_{ik} \left[\frac{DS_{ij}}{Dt} + (\varepsilon_{imn} S_{jn} + \varepsilon_{jmn} S_{in}) \Omega_m^{rot} \right] \frac{1}{\Omega D^3}. \quad (5)$$

Тензор швидкостей деформацій – $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$. Тензор завихореності

$$- \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\varepsilon_{mji} \Omega_m^{rot} \right), \text{ де } \varepsilon_{mji} - \text{тензор Леві-Чивіти; } i, j, k, m, n = 1, 2, 3;$$

Ω_m^{rot} – координати швидкості обертання системи відліку.

$$S^2 = 2S_{ij}S_{ij}; \quad \Omega^2 = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}; \quad D^2 = \max(S^2, 0.09\omega^2).$$

Метод DES поєднує підходи RANS й LES. В областях потоку, де розмір обчислювальної сітки Δ достатній для розв'язання енергонесучих вихорів, тобто при $\Delta < L_{SST}^{RANS} = k^{3/2} / (\beta * \omega)$ використовується метод LES, а в іншій області – RANS. У роботі використався метод моделювання DES на основі SST-моделі турбулентності. Математична модель методу базується на записі рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності із використанням лінійного масштабу турбулентності в наступному вигляді:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho k^{3/2} / l_{DES}^{SST}; \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + Cd_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k; \quad (7)$$

$$l_{DES}^{SST} = \min \{ l_{RANS}^{SST}, C_{DES}^{SST} \Delta \}; \quad l_{RANS}^{SST} = k^{1/2} / (\beta * \omega); \quad (8)$$

$$C_{DES}^{SST} = 0,78F_1 + 0,61(1 - F_1), \quad (9)$$

де F_1, F_2 – змішувальні функції SST-моделі.

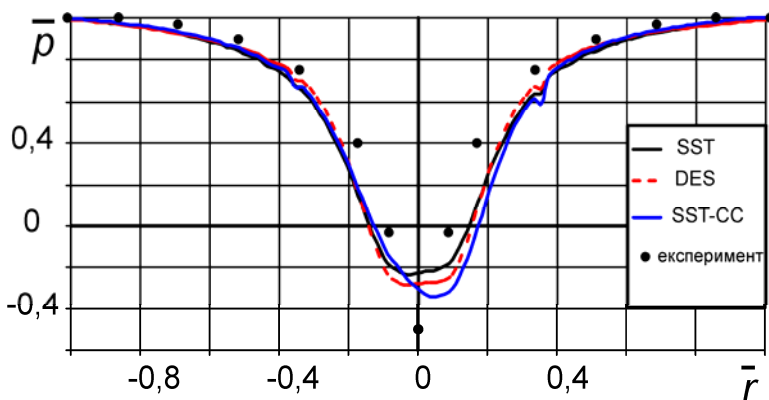


Рисунок 5 – Розподіл тиску вздовж радіуса вихрової камери ВКН

ни статичного тиску на верхній торцевій кришці пристрою (рис. 5). На рис. 5 тиск і радіус віднесені до тиску живлення p_s й радіусу вихрової камери R відповідно. Експериментальні точки розподілу тиску вздовж радіуса вихрової камери отримано на стендах кафедри гідрогазодинаміки СНУ ім. В.Далія.

Внаслідок істотної нестационарності течії та прецесії вихрового ядра в камері, кінематичні характеристики в пристрої змінюють свої значення, тому виміряти їх і зробити верифікацію за ними досить складно. Верифікація проведена за інтегральними а також кінематичними параметрами, шляхом порівняння величин

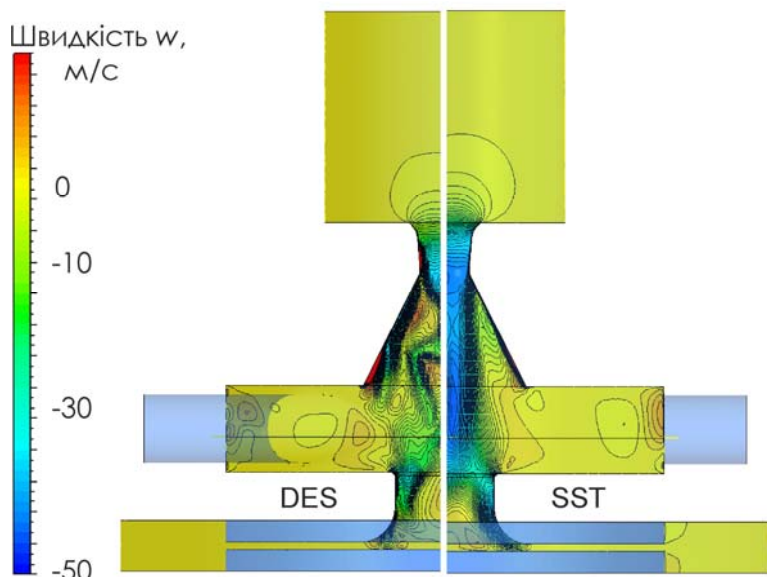


Рисунок 6 – Розподіл осьової швидкості у ВКН із закритим виходом

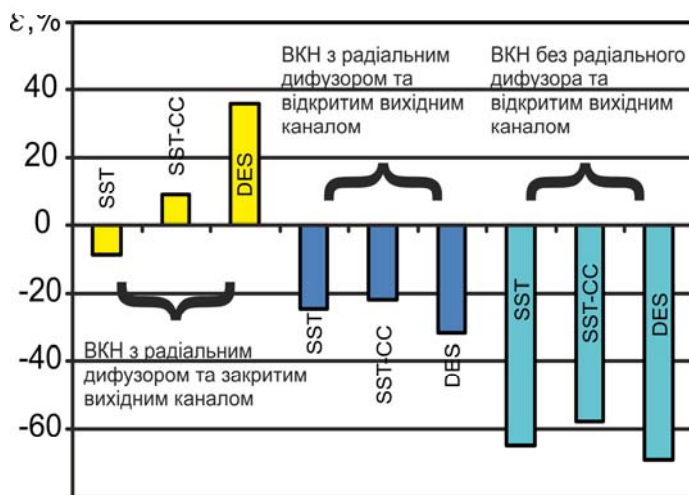


Рисунок 7 – Похибки результатів розрахунку витрати, що всмоктується у ВКН

об'ємна витрата в каналі живлення Q_s , об'ємна витрата, що всмоктана в пристрій Q_{in} , статичний тиск у вихідному каналі p_e й для нормального режиму роботи нагнітача – об'ємна витрата виходу в тангенціальному каналі Q_e . За більшістю параметрів розбіжність не перевищувала 5 % і не залежала від досліджуваних моделей турбулентності. Істотні похибки спостерігаються тільки у визначенні об'ємної витрати, що всмоктується у пристрій Q_{in} , і ці похибки сягають 70...80% залежно від моделі турбулентності, ступеня закручення потоку й від параметрів проточної частини ВКН. Отже, застосування гібридної моделі турбулентності DES уможливило більш якісний опис картини течії, вихрових структур, але не дозволяє зменшити похибку розрахунку інтегральних параметрів. Для подальших досліджень та за оптимізації вихрових пристроїв, і ВКН зокрема, обрано SST-модель турбулентності з виправленням на кривизну ліній струму й обертання потоку, тому що ця модель не вимагає, на відміну від гіб-

Аналізуючи розподіл тиску за радіусом камери ми дійшли висновку, що гібридна модель турбулентності DES не дозволяє, так само як і модель SST, точно визначити значення вакууму на осі вихрової камери. Похибка становить близько 20 %. Однак модель пророкує практично правильні, на 20 % більші, ніж модель SST, значення вакууму біля осі в горлі осьового дифузора на вході у вихрову камеру. Крім того, як видно з рис. 6, DES-модель краще

описує вихрові структури поблизу осі вихрової камери, а також прецесію вихрового ядра, що не дозволяє зробити SST-модель турбулентності. З іншого боку, більш якісний опис картини течії у ВКН за допомогою гібридної моделі DES не призвів до зменшення похибок розрахунку за умови порівняння за інтегральними параметрами течії (рис. 7).

Порівняння результатів розрахунку з експериментальними дослідженнями зроблено за такими інтегральними параметрами:

ридних моделей, істотного степеня подрібнення сітки, а отже, час розрахунку істотно менше, як і вимоги до продуктивності комп'ютерної системи.

У четвертому розділі описані експериментальні стенди, методики проведення й обробки результатів досліджень вихорокамерних нагнітачів.

Завдання експериментальних досліджень: 1) встановлення робочих характеристик ВКН конструкцій двох режимів роботи, зведення експериментально отриманих характеристик нагнітача до універсальної характеристики, знаходження характеристики ККД; 2) знаходження залежностей тиску і витрати на виході з нагнітача від тиску живлення, знаходження автотельних за числом Рейнольдса режимів, масових витрат; 3) дослідження енергетичних характеристик і удосконалення конструкції шляхом випробувань різних комбінацій фаз гетерогенних середовищ; 4) встановлення адекватності отриманих математичних моделей на якісному і кількісному рівнях, вірогідності отриманих теоретичних висновків і положень.

На рис. 8 показано експериментальний зразок ВКН із прозорими стінками, що дозволяли порівнювати з теоретичними результатами форму траєкторій твердих середовищ та газових пухирців.

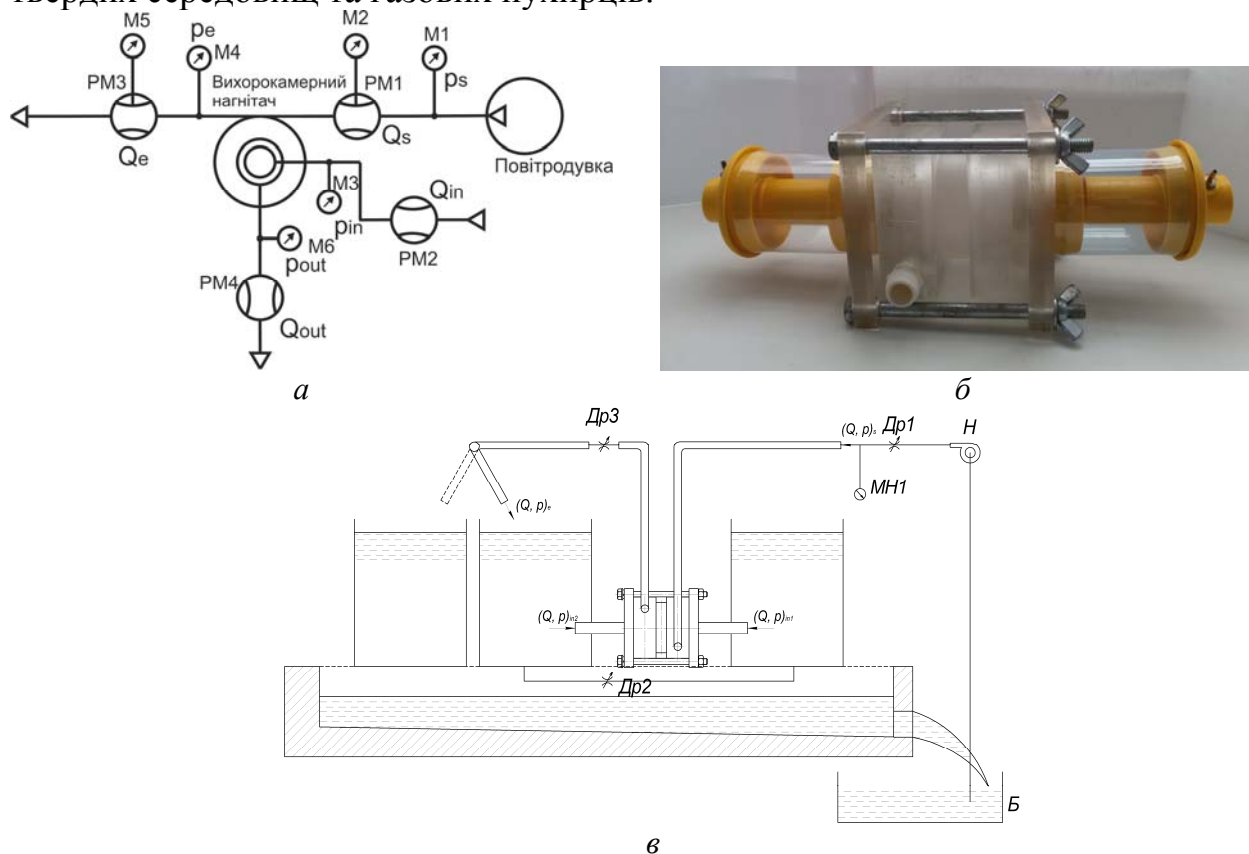


Рисунок 8 – Схеми експериментальних стендів: а – пневматичний стенд; б – експериментальний зразок ВКН; в – гідравлічний стенд

На різних етапах експериментальних досліджень енергетичних характеристик ВКН використовувалися зразкові прилади та апаратура, відносна похибка яких не перевищувала 1%. Для забезпечення високої точності, витрата повітря у дослідях вимірювалась за допомогою дротелю вальних пристроїв – трубок Вентурі та сопел. Перепади тисків на витратомірних пристроях вимірялися за

допомогою мікроманометрів типу ММН із максимальною абсолютною похибкою виміру 8 Па. Вимір повітряного тиску проводився барометром-анероїдом з границею похибки, що допускається, $\pm 0,8$ мм рт. ст. Тиски живлення й на виході з насоса для одержання високої точності виміру, вимірялися чашковими манометрами з похибкою не більше 10 Па. Під час досліджень транспортування сипучих середовищ маса переміщуваного матеріалу вимірялася за допомогою лабораторних ваг (ГОСТ 14704-69) з похибкою 4 г. За об'ємного способу визначення витрат час вимірявся за допомогою секундомірів механічних (ГОСТ 5072-72) із середньою похибкою 0,2 с.

Адекватність математичних моделей течії у ВКН перевірялася різними способами, зокрема зіставленням розрахункових картин течії картинам течії,

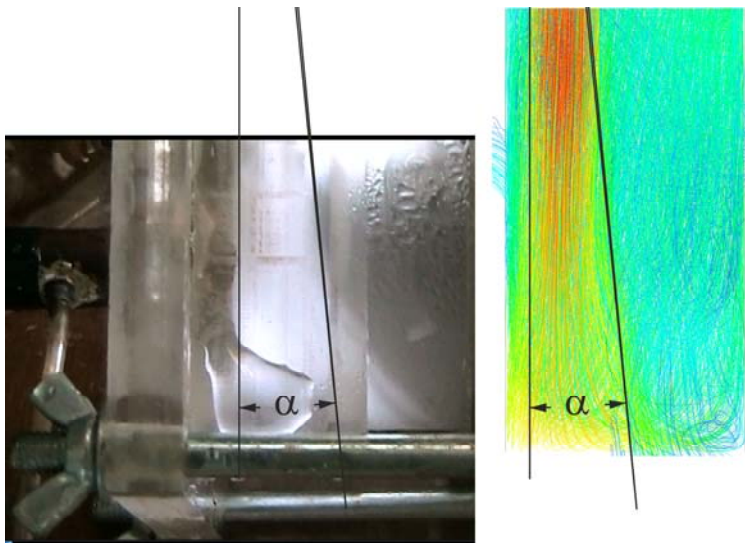


Рисунок 9 – Візуальне порівняння кута розкриття струменя активного потоку у вихровій камері

отриманим експериментально (рис. 9), за інтегральними параметрами і порівнянням розрахункового розподілу тиску вздовж радіуса вихрової камери з експериментальними даними (на кількісному рівні) (рис. 5).

Для ідентифікації математичної моделі прийняті точки з особливостями течії. При цьому розбіжність між розрахунковими значеннями й експериментальними не перевищує $\Delta \bar{p} = 0,1$. Порівнюючи картину течії, розраховану на

математичній моделі з результатами візуалізації визначено їх якісну подібність. Результати верифікації та подальші моделювання роботи нагнітача, а також графіки порівняння показують якісний та кількісний збіг розрахункових розподілів тиску з експериментальними даними. Перевірка адекватності виконувалася на основі критерію Фішера з довірчою ймовірністю 0,95. Картини якісної, а також кількісна оцінка підтверджують адекватність математичних моделей.

Під час дослідження роботи ВКН на рідинних робочих середовищах об'ємні витрати розраховувалися за формулами:

$$Q_i = (\mu f)_{pi} \sqrt{\frac{2\Delta p_{pi}}{\rho}}; \quad Q_e = Q_s + Q_{in} \pm Q_{out},$$

де Q_i – об'ємні витрати $Q_s, Q_{in}, Q_e, Q_{out}$; $(\mu f)_{pi} - (\mu f)_s, (\mu f)_{in}, (\mu f)_e, (\mu f)_{out}$ – ефективна площа витратомірів; $\Delta p_{pi} - \Delta p_s, \Delta p_{in}, \Delta p_e, \Delta p_{out}$ – перепад тиску на витратомірах.

Розрахунок ККД ВКН проводився за співвідношенням

$$\eta = \frac{N_e}{N_s} = \frac{p_e - p_{in} + \frac{\rho}{2}(V_e^2 - V_{in}^2)}{p_s - p_e + \frac{\rho}{2}(V_s^2 - V_e^2)} \left(\frac{Q_{in} \pm Q_{out}}{Q_s} \right), \quad (10)$$

де N_e, N_s – корисна та витрачена потужності відповідно; V_e, V_s – швидкості рідини в тангенціальних каналах виходу й живлення відповідно.

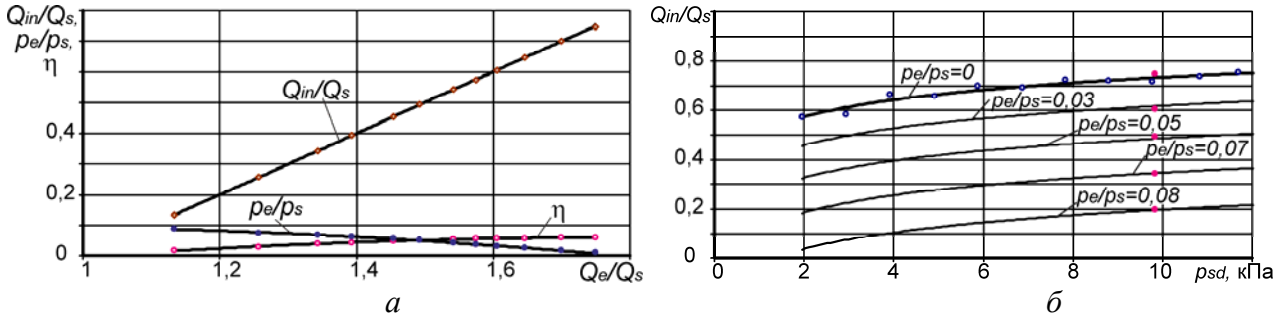


Рисунок 10 – Експериментальні характеристики бездренажного ВКН: *a* – універсальна характеристика; *б* – залежність відносної витрати, що всмоктує ВКН від тиску живлення

На рис. 10 показано характеристику ВКН із двостороннім усмоктуванням потоку, що перекачується, отриману шляхом регулювання дроселем, встановленим у вихідному каналі. Зі зростанням опору у вихідному каналі зменшується відносна витрата середовища, яке перекачується, рис. 10, б. Зі збільшенням повного тиску активного потоку у вхідному каналі (p_{sd}) збільшується відносна витрата середовища, що перекачується. Експериментальний зразок зроблений з геометричними параметрами, які дозволяють порівняти характеристики ВКН з характеристиками вихрового ежектору, тобто з однаковим діаметром сопла активного потоку та іншими геометричними розмірами вихрової камери.

Для оцінки роботи нагнітача на гетерогенних середовищах, розроблено математичну модель руху твердої частинки і газового пухирця у вихровій камері ВКН, яка являє собою систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь:

$$m_b \frac{d\bar{V}_b}{dt} = \bar{F}_g + \bar{F}_p + \bar{F}_D + \bar{F}_{add} + \bar{F}_M, \quad (11)$$

де m_b – маса газового пухирця або твердої частинки; \bar{V}_b – швидкість газового пухирця або твердої частинки; \bar{F}_g – головний вектор масових сил; \bar{F}_p – сила тиску рідини на частинку; \bar{F}_D – сила опору, \bar{F}_{add} – приєднана маса рідини, \bar{F}_M – сила Магнуса.

Результати розрахунку траєкторій руху твердих частинок на основі рівняння (11) з відповідними початковими умовами та з питомою масою вугілля $\rho = 1390 \text{ кг/м}^3$ у ВКН за його різного положення, тобто коли частинки рухаються під дією сили тяжіння (напрямок вектора сили тяжіння \bar{F}_m співпадає з напрямком руху частинок, тобто їх швидкістю \bar{V}_p) і переборюють її (напря-

мок вектора сили тяжіння протилежний напрямку руху частинок), показано на рис. 11. Під час розрахунку досліджувалася величина втрат для різного положення нагнітача і різного розподілу діаметра частинок. Встановлено, що частинки малих діаметрів майже не потрапляють у дренажний канал.

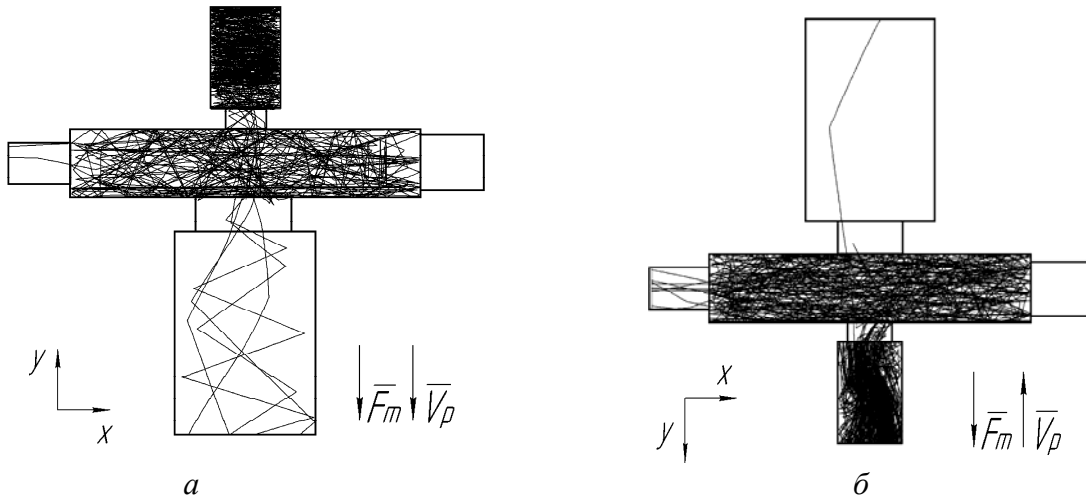


Рисунок 11 – Розрахункові траєкторії твердих частинок діаметром $d < 0,3$ мм у ВКН: *а* – напрямки \bar{F}_m і \bar{V}_p співпадають; *б* – напрямки \bar{F}_m і \bar{V}_p протилежні

Параметри нагнітача під час роботи на краплинній рідині лімітовані внаслідок утворення на осі камери газового вихрового шнура, який знижує вакуум та відповідно знижує витрату середовища, що перекачується. Кавітаційні режими нагнітача не спричиняють втрату його працездатності, а лише знижують робочі параметри. Для дослідження поведінки газових пухирців у вихровій камері та можливості утворення газового шнура, або евакуації пухирців з камери проведено математичне моделювання траєкторії руху газових пухирців. Щоб урахувати зміну радіуса пухирця внаслідок впливу на нього тиску газу в пухирці, тиску в рідині, в'язкості й поверхневого натягу, використано універсальне рівняння динаміки кавітаційного пухирця (рівняння Релея-Плесета). Рівняння модифіковане введенням доданка, пов'язаного з різницею швидкостей руху пухирця й потоку рідини. Поєднуючи рівняння Релея-Плесета та руху пухирця в проекціях на осі координат, ми одержали систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{1}{\rho_L} \left[p_\infty - p_v + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\nu}{R} \frac{dR}{dt} - p_0 \left(\frac{R_o}{R} \right)^{3k} \right] - \frac{(\bar{V} - \bar{V}_b)^2}{4} = 0;$$

$$\frac{dV_{bx}}{dt} = 2\omega^2 x + \frac{3}{4R} C_D (V_x - V_{bx}) |V_x - V_{bx}|; \quad \frac{dV_{by}}{dt} = 2\omega^2 y + \frac{3}{4R} C_D (V_y - V_{by}) |V_y - V_{by}|;$$

$$\frac{dV_{bz}}{dt} = -2 \frac{\rho_b}{\rho_L} g + 2g + \frac{3}{4R} C_D (V_z - V_{bz}) |V_z - V_{bz}|;$$

$$C_D = \frac{24}{Re_b} \left(1 + 0,197 \cdot Re_b^{0,63} + 2,6 \cdot 10^{-4} Re_b^{1,38} \right); \quad Re_b = \frac{2R |V - V_b|}{\nu},$$

де R – поточний радіус пухирця; p_∞ – статичний тиск рідини, рівний середньому тиску, розрахованому за поверхнею пухирця; p_0 – тиск газу в пухирці при $R = R_0$; p_v – тиск насичених пар у рідині; ρ_L – густина рідини; ν – кінематична в'язкість рідини; σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини; k – показник адіабати газу; \bar{V} – швидкість рідини; \bar{V}_b – швидкість руху пухирця; ω – постійна кутова швидкість обертання рідини; ρ_b – густина газу в пухирці. Зміна тиску газу всередині пухирця внаслідок зміни його радіуса приймалася за адіабатичним законом. Розрахунки системи із відповідними початковими умовами проведені за методом Рунге-Кутта четвертого й п'ятого порядків.

Результати розрахунку зміни радіуса пухирця R , у різних точках камери показані на рис. 12. Більшій кутовій швидкості обертання рідини, відповідає більша зміна значення радіуса пухирця. Шляхом перетворень системи рівнянь руху газового пухирця одержано основний комплекс, який впливає на траєкторію – $\frac{2 \omega R}{9 \nu}$. Це підтверджується результатами розрахунку часу досягнення газовим пухирцем радіуса вихідного осьового каналу короткої вихрової камери.

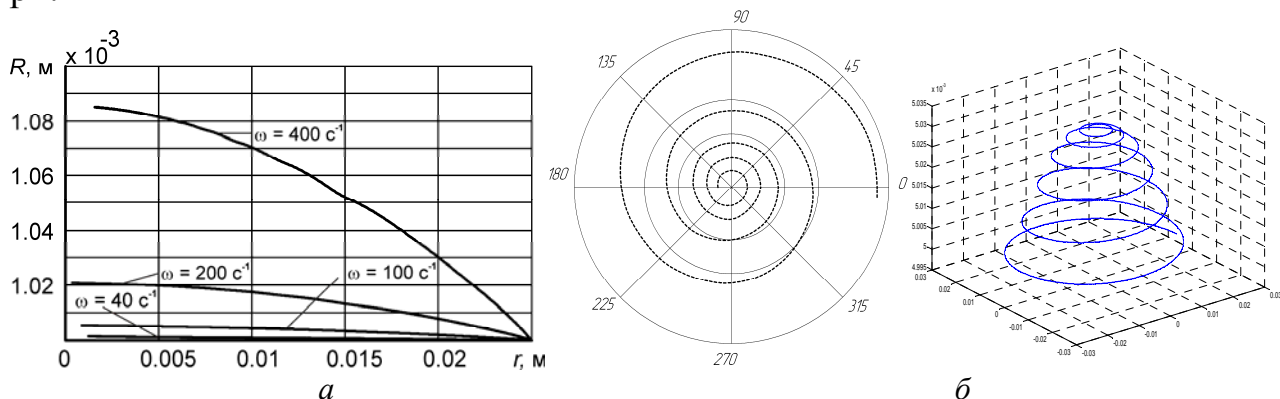


Рисунок 12 – Залежність радіуса пухирця від радіуса вихрової камери (а) та його траєкторія (б)

Чим більша кутова швидкість обертання рідини і чим більший початковий радіус газового пухирця, тим менше часу необхідно йому для досягнення осі вихрової камери, що безпосередньо впливає на можливість утворення газового шнура по осі камери, який може спричинити зниження енергетичних показників перекачування.

В п'ятому розділі наведено результати удосконалення енергетичних характеристик вихорокамерних нагнітачів, що працюють на однорідних середовищах.

Залежно від взаємовідношення площ каналів ВКН можлива реалізація двох робочих процесів: перший робочий процес – весь основний потік виходить через дренажний канал (рис.2) за законом збереження моменту кількості руху, тому турбулентний обмін майже відсутній, до того ж такий режим може бути реалізований, на відміну від класичних струминних ежекторів, навіть на гіпотетичній ідеальній рідині. Другий робочий процес – весь основний потік потрапляє у вихідний тангенціальний канал, передаючи обертання ядру за рахунок обміну кількістю руху. За умови реалізації обох робочих процесів

передача енергії відбувається за рахунок дії відцентрової сили. Для встановлення границь двох різних робочих процесів, які можуть бути реалізовані за допомогою ВКН, та їх залежності від геометричних факторів проведено планування експерименту, в якому як фактори введено вектор геометричних безрозмірних параметрів $\vec{\Phi} = [\bar{f}_e, \bar{f}_{in}, \bar{f}_{out}, \bar{H}]$, де $\bar{f}_e, \bar{f}_{in}, \bar{f}_{out}$ – площа поперечного перетину відповідного каналу, віднесена до площі каналу живлення. Індексом s, e, in, out відповідно позначені площі каналів живлення, виходу, осьового каналу входу й осьового каналу виходу або дренажного каналу; \bar{H} – відносна висота вихрової камери, віднесена до діаметра горла вихрової камери. Тоді для ВКН із дренажним каналом маємо такий набір параметрів:

$$\vec{\Phi}_1 = [\bar{f}_e, \bar{f}_{in}, \bar{f}_{out}, \bar{H}]_1, \text{ якщо } Q_{out} > 0, \text{ то } \vec{\Phi} = \vec{\Phi}_1 \text{ й } Q_{out} \approx (0,01 \div 0,1) Q_{in}.$$

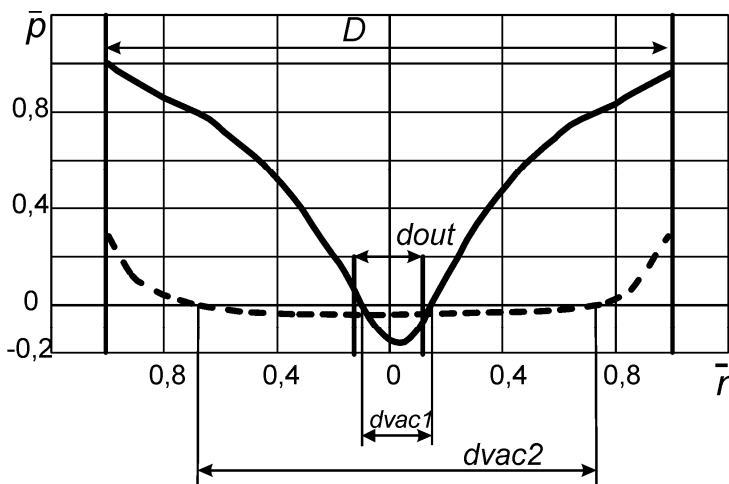


Рисунок 13 – Розподіл відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери (суцільна – $\vec{\Phi}_1$, штрихова – $\vec{\Phi}_2$)

Для ВКН без дренажного каналу $\vec{\Phi}_2 = [\bar{f}_e, \bar{f}_{in}, \bar{f}_{out}, \bar{H}]_2$, якщо $Q_{out} < 0$, то $Q_{out} = Q_{in1}$ й $\vec{\Phi} = \vec{\Phi}_2$.

Математичне моделювання та експериментальні дослідження показують, що з площею тангенціального каналу живлення більшою, ніж тангенціального каналу виходу, виникають втрати середовища, що перекачується за допомогою ВКН. На рис. 13 показаний розрахунковий розподіл відносного статичного тиску (тиск віднесений до тиску на перифе-

рії камери p_R для конструкції $\vec{\Phi}_1$) уздовж радіуса вихрової камери (суцільна лінія), що якісно та кількісно збігається з експериментальними результатами. Спостерігається значний градієнт тиску в приосьовій зоні, внаслідок чого збільшення діаметра вихідного каналу спричиняє те, що частина потоку виходить із вихрової камери під дією позитивного тиску, і виникають втрати, а інша частина потоку всмоктується в камеру поблизу осі вихрової камери. У результаті моделювання отримано, що величина взаємного співвідношення площ тангенціальних каналів живлення й виходу (\bar{f}_e) впливає на характер робочого процесу перекачування середовищ.

З рис. 14 видно, що енергетичні характеристики нагнітача практично не залежать від площі каналів усмоктування (\bar{f}_{in}). Оптимізацію геометричних параметрів проведено за допомогою теорії оптимального планування експерименту. Вихідними цільовими функціями обрано ККД та витрату середовища в

осьових каналах. Де варійованими факторами обрано площі \bar{f}_e , \bar{f}_{out} . Обмеження факторів обрано за умови працездатності.

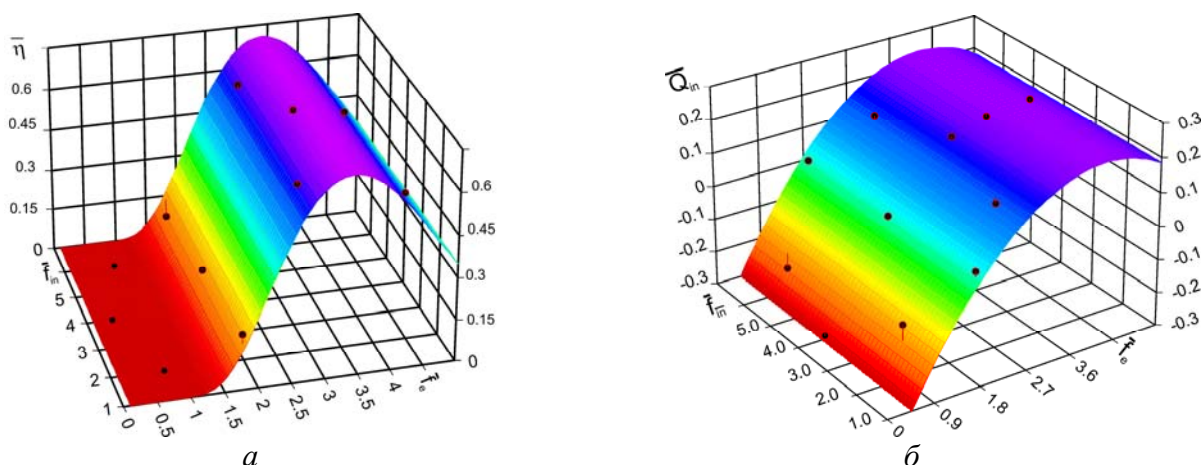


Рисунок 14 – Залежності ККД (а) та відносної витрати в каналі *out* (б) від геометричних параметрів ВКН

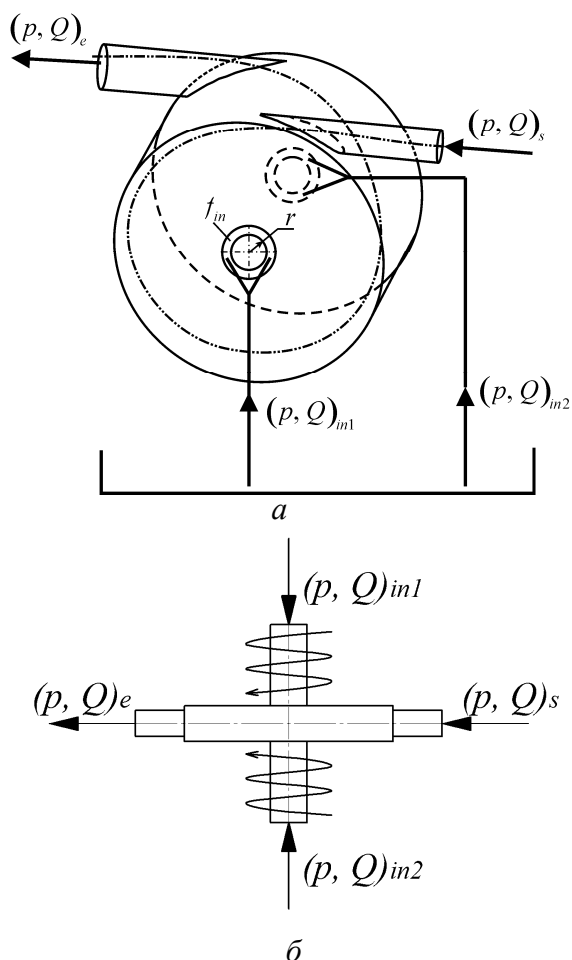


Рисунок 15 – Поліпшення умов входу середовища, що перекачується: а – всмоктування через кільцевий канал; б – закручення потоку

Оптимальні значення геометричних параметрів, за яких досягається максимум ККД: $\bar{f}_e = 3,72$; $\bar{f}_{out} = 2,72$. Починаючи з $\bar{f}_e = 1,73$ витрата середовища в дренажному каналі зникає, та всмоктування середовища, що перекачується, відбувається через обидва осьові канали в торцевих кришках вихрової камери нагнітача.

У струминних апаратах, навіть ідеалізованих (без втрат на тертя), ККД менше 1, оскільки основною особливістю струминних апаратів є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а цей процес призводить до втрат на удар, тобто до втрати (дисипації) частини працездатної енергії потоків. Для покращення умов входу та вирівнювання швидкостей потоків, що перекачується, та потоку, що обертається у вихровій камері, проаналізовано вплив закручення потоку, що перекачується, та вплив змінення всмоктування за осьовим каналом на всмоктування в кільцевий канал (рис. 15).

На основі методів планування експериментів проведена оптимізація геометричних розмірів кільцевого каналу,

за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Отримано, що відносний ККД конструкції вихорокамерного нагнітача із уведенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал на 9% більший, ніж під час всмоктування через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери.

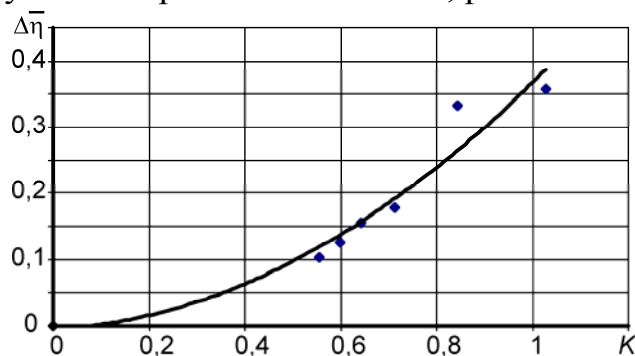


Рисунок 16 – Зміна ККД вихорокамерних нагнітачів від ступеня закручення потоку, що перекачується

Шляхом математичного моделювання енергетичних характеристик вихорокамерних нагнітачів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується, на ККД нагнітача. Отримано, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується (рис. 16). Це підтверджує гіпотезу про зменшення втрати на удар у процесі змішування взаємодіючих потоків та зменшення

втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується. Попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної та осьової складових швидкостей у вихровій камері.

За результатами досліджень отримано критерії геометричної, кінематичної й динамічної подібності на основі відношення трьох основних факторів подібності: геометричні розміри, тиск активного потоку на вході в пристрій, густина робочого середовища. Обґрунтованість отриманих критеріїв подібності підтверджена шляхом знаходження напірно-витратних характеристик трьох подібних режимів роботи нагнітача та їх подальше об'єднання на одній характеристиці. За бездренажного режиму роботи відхилення більшості точок становить не більше 10 %.

У шостому розділі викладені результати практичного використання вихорокамерних нагнітачів у системах перекачування гетерогенних середовищ. Результати досліджень впроваджені в дослідно-експериментальному зразку ВКН. На розроблених математичних моделях роботи систем і безпосередньо у промисловості досліджені закономірності й особливості функціонування ВКН й визначена техніко-економічна ефективність цих систем. На основі проведеного аналізу сформульована концепція побудови гідравлічних та пневматичних систем на базі ВКН.

Особливістю робочого процесу у ВКН є можливість передачі енергії до переміщуваної частинки за рахунок дії відцентрових сил, що приводить до обмеження застосування нагнітачів під час перекачування різних гетерогенних середовищ. Це залежить від співвідношення густин середовищ, які беруть участь у процесі перекачування. Перекачування за допомогою ВКН можливо тільки рідин, густина яких більше або рівна густині несучого середовища. Аналіз роботи нагнітача під час роботи на різних середовищах наведений на рис. 17.

Доцільність використання ВКН у промислових системах розглянута на прикладі порівняння енергетичних характеристик струминних нагнітачів

вихрового типу. Внаслідок відсутності достатньої експериментальної інформації щодо роботи вихрового ежектора проведено розрахункове порівняння на основі обчислень в одному програмному продукті із використанням однієї математичної моделі.

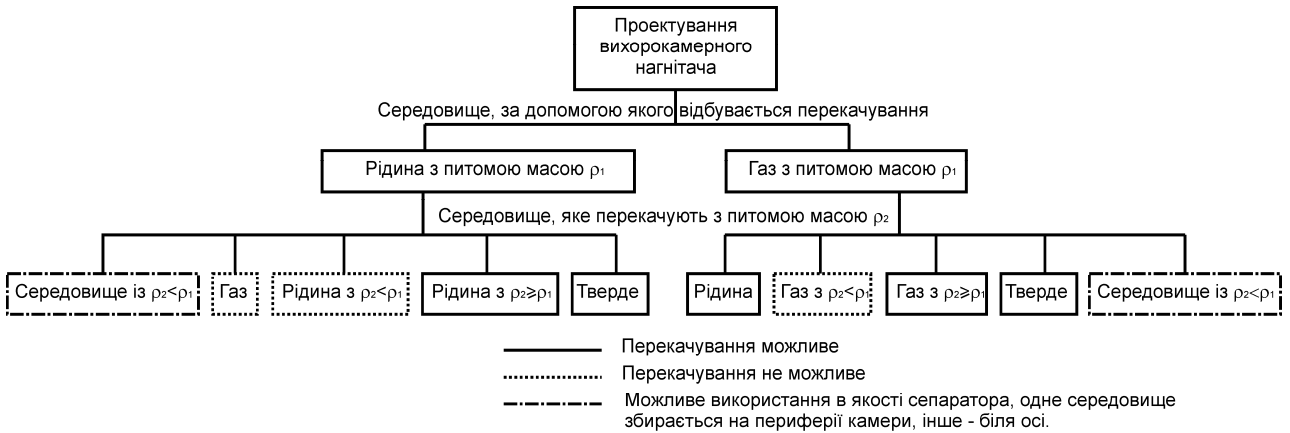


Рисунок 17 – Аналіз можливості роботи ВКН під час перекачування різних середовищ

Визначено, що ВКН має більші тиски у вихідному каналі (тиск на периферії вихрової камери), ніж вихровий ежектор (тиск на осі вихрової камери), внаслідок чого стає більш ефективною передача енергії від активного потоку, крім того, відбір середовища, що перекачується, у тангенціальному каналі дозволяє уникнути втрат енергії внаслідок обертання потоку у вихідному каналі (рис. 18).

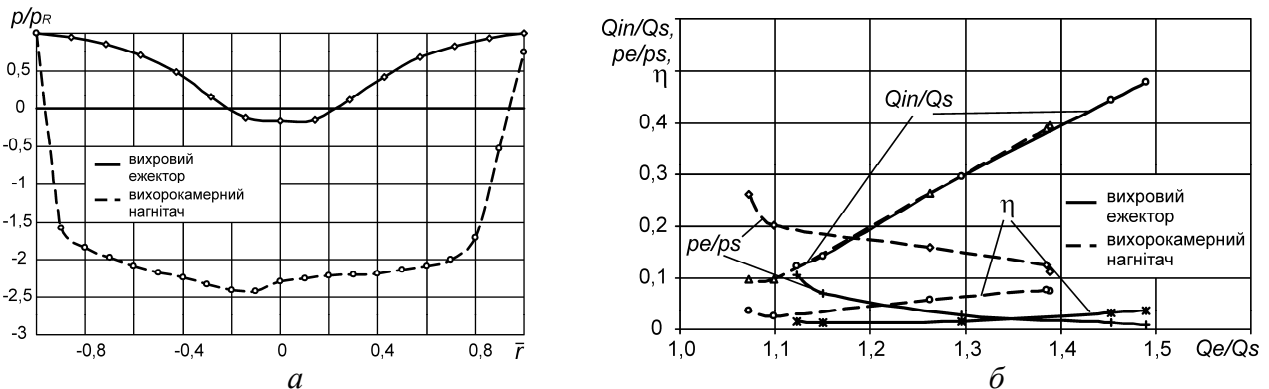


Рисунок 18 – Порівняльний аналіз характеристик струминних нагнітачів вихрового типу: *a* – розподіл відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери; *б* – сполучені безрозмірні характеристики вихрового ежектора й ВКН

Таким чином, ВКН має більш високі показники ККД. За збільшення відносного тиску на виході з нагнітача знижуються енергетичні характеристики: ККД і кількість середовища, що перекачується. Характеристики відносного тиску на виході з вихрового ежектора перебувають нижче аналогічних характеристик вихорокамерного нагнітача, внаслідок цього знижуються й показники ККД вихрового ежектора.

На основі експериментальних досліджень ВКН дана оцінка використання струминних нагнітачів у системах гідро- та пневмотранспорту. Отримано, що

коефіцієнт ежекції за твердим тілом вихорокамерного нагнітача перевищує майже в два рази досяжний (теоретичний) коефіцієнт ежекції за твердим тілом прямооточного струминного апарату (рис. 19). Це спричиняє значне зменшення необхідного тиску активного потоку та зниження необхідної (витраченої) потужності, що підводиться до апарату для забезпечення заданого коефіцієнта ежекції за твердим тілом.

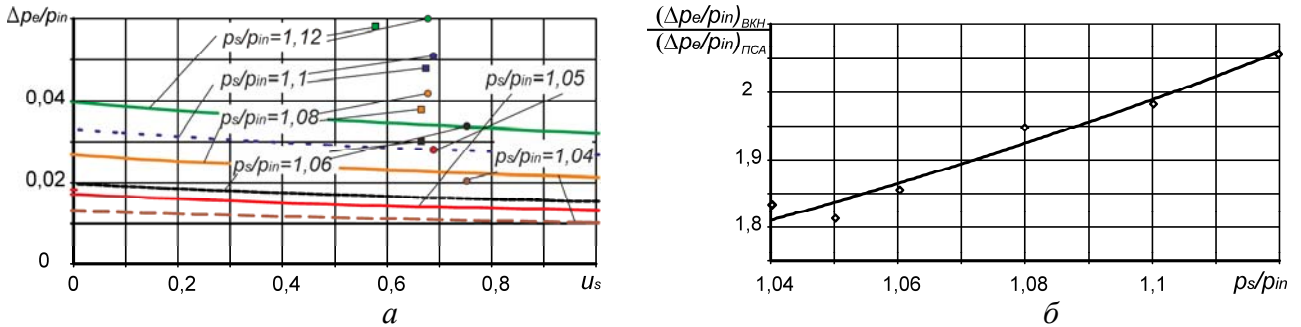


Рисунок 19 – Залежність досяжного коефіцієнту ежекції за твердим тілом (a) від відносного перепаду тиску, що створює струминний апарат (точки відповідають експериментальним дослідженням ВКН, лінії – теоретично досяжні параметри струминних прямооточних апаратів); b – співвідношення відносних перепадів тиску, що створюються вихорокамерним нагнітачем й прямооточним струминним апаратом

Побудовано зведені графіки полів струминних нагнітачів, використовуваних у системах гідро- і пневмотранспорту. Діапазон використання струминних нагнітачів розширений за дальністю транспортування як для гідротранспорту, так і для пневмотранспорту. У пневмотранспорті дальність транспортування досягає 450 м за рахунок більшого відносного перепаду тисків, створюваного апаратом, витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м знижуються більш ніж у два рази.

Розроблено методики розрахунку та проектування ВКН, з характеристиками близькими до оптимальних, які враховують агрегатний стан середовищ, та дозволяють розрахувати конструкцію за заданим критерієм ефективності (ККД, тиск або концентрація сипучого середовища на виході з ВКН). Створено зразки ВКН, за допомогою яких досліджено закономірності, особливості функціонування і доведена ефективність використання струминних нагнітачів вихорового типу в гідравлічних і пневматичних системах на підприємствах вуглепереробного і паливно-енергетичного комплексів.

На основі проведеного аналізу розроблені принципи побудови гідравлічних і пневматичних систем на базі струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування гетерогенних середовищ, які є алгоритмізовані та забезпечують прийняття рішення щодо доцільності використання ВКН на основі аналізу потреб, можливості використання та техніко-економічної доцільності побудови гідравлічних і пневматичних систем в несприятливих умовах експлуатації та з вмістом твердих середовищ. Розробка гідравлічних і пневматичних систем із використанням ВКН, за допомогою сформульованих принципів, забезпечує її ефективність. Принципи є базовими і можуть надалі

доповнюватися й уточнюватися з накопичуванням досвіду створення й експлуатації систем.

Результати експериментальних досліджень підтвердили високу надійність і ефективність роботи струминних вихорокамерних нагнітачів.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язана науково-практична проблема підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних нагнітачів, що перекачують рідини в несприятливих умовах експлуатації або гетерогенні середовища, за рахунок розробки і використання принципово нового типу струминних нагнітачів відцентрової дії. Розроблені теорія та методи розрахунку струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування середовищ різних агрегатних станів. Основні наукові та практичні результати і висновки роботи полягають у наступному:

1. Науково обґрунтовано напрям розв'язання проблеми підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних систем із гетерогенними робочими середовищами шляхом створення струминних вихорокамерних нагнітачів.

2. Розширено клас струминних машин шляхом розробленої концепції струминних вихорокамерних нагнітачів, що базується на новому для струминних нагнітачів принципі – поєднанні позитивних якостей робочих процесів у механічних відцентрових і струминних нагнітачах та особливостях гідродинаміки обмежених обертових потоків – вакууму біля осі обертання і підвищеного тиску на периферії вихрової камери. Внаслідок першого відбувається всмоктування частинок потоку, що перекачується, у вихрову камеру під дією перепаду тиску. Потрапивши у вихрову камеру, частинки за рахунок обміну кількістю руху з обертаним потоком несучої рідини під час зіткнення здобувають тангенціальну швидкість і далі під дією поверхневих (сил тиску) та масових (тяжіння і домінуючої відцентрової) сил у потенціальному полі відкидаються до периферії камери, де потрапляють у тангенціальний канал виходу з нагнітача, здобуваючи кінетичну енергію перетворенням потенціальної енергії підвищеного на периферії камери тиску. Таким чином, на відміну від класичних струминних нагнітачів, де використовується лише спосіб передачі енергії за рахунок обміну кількістю руху взаємодіючих потоків під час зіткнення, яке супроводжується суттєвим дисипативним процесом, у ВКН основну енергію частинки отримують переважно у консервативному полі за рахунок переміщення під дією відцентрової сили на периферію вихрової камери, де несуча рідина має високі відносні значення потенціальної енергії, які можуть сягати 90% від затрачуваної енергії несучого середовища.

3. Теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено існування двох різних за фізичною сутністю робочих процесів у ВКН: 1) із скиданням у дренажний канал частини несучого середовища; 2) без дренажу. Обидва робочі процеси об'єднує передача енергії в полі відцентрової сили, але в першому це відбувається із збереженням моменту кількості руху (циркуляції тан-

генціальної компоненти швидкості), а в другому – обміном кількістю руху між взаємодіючими потоками завдяки турбулентному руху. Наслідком цього є суттєво різний розподіл тиску вздовж радіусу вихрової камери, що призводить до двох типів робочих параметрів насосів щодо ВКН, а саме: з високим тиском і малою витратою середовища, що перекачується (перший випадок); невеликим тиском і високими значеннями витрати (другий випадок). Методами планування експерименту отримані співвідношення геометричних параметрів, що дозволяють отримати оптимальні за ККД та витратою, що всмоктується, конструкції для реалізації обох робочих процесів та виконати гідродинамічний розрахунок ВКН.

4. За результатами числових розрахунків на розроблених математичних моделях і експериментальними дослідженнями встановлено фізичні картини течії у ВКН під час роботи на гетерогенних середовищах із вмістом твердих частинок та газових пухирців. Отримані співвідношення, що впливають на траєкторії газових пухирців та можливість утворення газового шнура по осі камери. Встановлено вплив гравітаційних сил на особливості робочого процесу та параметри ВКН під час перекачування сипучих середовищ. Установлено, що чим більші кутова швидкість обертання рідини і початковий радіус газового пухирця, тим менший час необхідний йому, щоб досягти осі вихрової камери, що впливає безпосередньо на можливість утворення газового шнура по осі камери, який спричинити зниження енергетичних показників перекачування за допомогою ВКН. Одержано основний комплекс, який впливає на траєкторію газових пухирців у обертових потоках у вихровій камері – $0,222\omega R/v$.

5. З метою адекватного математичного моделювання течії у ВКН шляхом порівняння з експериментальними даними проведено верифікацію сучасних моделей турбулентності, що використовуються у програмних комплексах для комп'ютерних розрахунків течій рідин і газів, та встановлено, що найкраще описують течію у ВКН моделі DES та SST із корекцією на кривизну ліній струму. Це дозволяє розрахувати витрату, що всмоктується нагнітачем, на 15% точніше, ніж за допомогою SST-моделі без корекції, та досягти загальних похибок, які не перевищують 10 %.

6. Розроблено математичні моделі для течій різних агрегатних станів середовищ у коротких вихрових камерах ВКН, за допомогою яких установлені: поля швидкостей і тисків у проточних частинах ВКН; вплив особливостей геометрії проточної частини на робочий процес в ВКН та енергетичні характеристики; близькі до оптимальних параметри енергоефективності роботи ВКН.

7. Теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено, що показники ефективності (ККД, тиск та коефіцієнт витрати середовища, що перекачується, за допомогою ВКН) при роботі на середовищах із вмістом твердих компонентів у пневматичному та гідравлічному трубопроводному транспорті перевищують показники ефективності інших струминних нагнітачів майже в два рази. Тобто порівняльні витрати енергії у ВКН на перекачування таких середовищ приблизно в два рази менше. Це дозволяє розширити область застосування струминних нагнітачів у пневматичному та гідравлічному транспорті, та збільшити дальність транспортування у пневмотранспорті в 1,5 рази.

8. Розроблено інженерні математичні моделі, методики розрахунку та проектування ВКН з характеристиками, близькими до оптимальних, під час їх роботи в системах гідравлічного та пневматичного транспорту, які враховують агрегатний стан середовищ та дозволяють розрахувати конструкцію за заданим критерієм ефективності (ККД, тиск або концентрація сипучого середовища на виході з ВКН). На основі проведеного аналізу розроблені принципи побудови гідравлічних і пневматичних систем на базі струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування гетерогенних середовищ, які є алгоритмізовані та забезпечують прийняття рішення щодо доцільності використання ВКН на основі аналізу потреб, можливості використання та техніко-економічної доцільності побудови гідравлічних і пневматичних систем у несприятливих умовах експлуатації та з вмістом твердих компонентів. Створено зразки ВКН, за допомогою яких досліджено закономірності, особливості функціонування, і доведено ефективність використання струминних нагнітачів вихрового типу в гідравлічних і пневматичних системах на підприємствах вуглепереробного і паливно-енергетичного комплексів.

9. Основні наукові положення і результати, викладені в дисертаційній роботі, мають практичну цінність для проектування гідравлічних та пневматичних систем у несприятливих умовах експлуатації або з вмістом твердих компонентів, побудованих на базі розроблених ВКН, та впроваджені на підприємствах України (ТОВ «Харківгазообладнання», ХЗТФ «Моторімпекс», ТОВ PONAR Wadowice, ТОВ «Промгідропривод», АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»), а також використовуються у навчальному процесі ХНАДУ та СНУ ім. В.Даля.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.1 Однорідні робочі середовища: монографія/Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2009. – 256 с. *(Здобувач брав участь у проведенні тривимірних розрахунків вихрових виконавчих пристроїв та спроектував вихрові гідропневморозподільники).*

2. Роговой А.С. Основы научных исследований (планирование экспериментов): монография / Коваленко А.А., Роговой А.С., Семин Д.А. – Луганск: изд-во ВНУ им. В. Даля, 2010. – 210 с. *(Здобувачем проведено розрахунки планування екстремальних експериментів).*

3. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Гетерогенні робочі середовища: монографія / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2013. – 190 с. *(Здобувачем розроблено математичні моделі руху твердих частинок у потоці газу, проведено експериментальні дослідження ВКН).*

4. Роговой А.С. Оптимизация геометрических параметров проточной части струйно-вихровых насосов/Семин Д.А., Роговой А.С., Дмитриенко Д.В.

//Вісник СНУ ім. В.Даля - електронний. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля. – 2008. – №1Е. – С. 1 –8. <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/Vsunud/2008-1E>. (Здобувачем складено математичну модель та проведено експериментальні дослідження).

5. Роговий А.С. Дослідження методів інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах /Дмитрієнко Д.В., Роговий А.С. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля – 2008. – №7 (125). – С. 156 – 160. (Здобувачем проведено розрахунки течії рідини).

6. Роговий А.С. Вплив гравітації на характеристики струминно-вихрового насосу /Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О.// Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2009. – № 2(24). – С. 35–39.(Здобувачем експериментально визначено вплив положення нагнітача в просторі на характеристики ВКН).

7. Rogovoy A. Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums /Syomin D., Pavljuchenko V., Maltsev Y., Rogovoy A., Dmitrienko D. // TeKa Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – Poland. – 2010. – Vol. 10. – P. 440-445. (Здобувач брав участь в експериментальних дослідженнях вихорокамерних пристроїв).

8. Роговой А.С. Математическое моделирование движения газового пузырька в короткой вихревой камере/Сёмин Д.А., Роговой А.С. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля. – 2010. – №5 (147). Ч.2. – С. 189 – 195. (Здобувачем складено математичну модель, проведено розрахунки, сформульовано висновки).

9. Rogovoy A. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber/Syomin D., Rogovoy A. // TeKa Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – Poland. –2010. – Vol. 19. – P. 232-240. (Здобувачем сформульовано концепцію ВКН та обґрунтовані межі працездатності).

10.Роговой А.С. Математическое моделирование рабочих процессов безроторных центробежных насосов/Сёмин Д.А., Роговой А.С. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля. – 2011. – №5 (159). Ч.1. – С. 338 – 344. (Здобувачем доведено існування двох різних робочих процесів ВКН).

11.Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps/Syomin D., Rogovyi A. // Procedia Engineering. – United Kingdom. – 2012. – Volume 39. – P. 231–237. (Здобувачем проведено оптимізацію геометричних параметрів двох робочих процесів ВКН).

12.Rogovyi A. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber/Syomin D., Rogovyi A.// TeKa Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. Lublin-Lugansk. – Poland. – 2012. – Vol. 12. – no. 4. – P. 279-284. (Здобувачем встановлені співвідношення, які впливають на траєкторію руху газових пухирців у ВКН та можливість утворення газового шнура).

13.Роговий А.С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів/ Д.О. Сьомін, А.С. Роговий. // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 130-136. (Здобувачем проведено оптимізацію геометричних розмірів ВКН під час всмоктування середовища через кільцевий канал).

14.Роговий А.С. Особливості розрахунку пневмотранспортних установок, побудованих на основі безроторних відцентрових насосів/ А.С. Роговий. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля. – 2015. – №1 (218). – С. 68-73.

15.Роговой А.С. Энергетическая эффективность пневмотранспортных установок/ Роговой А.С. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Северодонецьк: вид-во СНУ ім. В.Даля. – 2016. – №1 (225). – С. 189-196.

16.Роговий А.С. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів/ Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71. *(Здобувачем обґрунтовано можливість збільшення ефективності роботи ВКН під час закручення потоку, що всмоктує нагнітач).*

17. Rogovyi A.S. Comparative Analysis Of Performance Characteristics Of Jet Vortex Type Superchargers/ A.S. Rogovyi, Ye. Voronova // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / МОН Украины, ХНАДУ. – Харьков, 2016. – Вып. 38. – С. 93–98. *(Здобувачем проведено порівняння ефективності роботи ВКН та вихрових ежекторів на однофазному середовищі).*

18.Роговий, А. С. Особливості режимів роботи вихорокамерних нагнітачів/ А. С. Роговий // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харьков: ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 120–128.

19.Роговой А.С. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах/ Сёмин Д.А., Роговой А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. // Вісник НТУУ «КПІ». Сер. Машинобудування., 2016. – № 2 (77). – С. 71-78. *(Здобувачем проведено розрахунки течії у вихорокамерних пристроях за допомогою SST-моделі з корекцією на кривизну лінії струму).*

20. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses/A.Rogovyi// TeKa Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – Poland. – 2016. – Vol. 16, No. 3. – P. 57-62.

21.Роговой А.С. Применение вихрекамерных нагнетателей в гидро- и пневмотранспортных системах/ Роговой А.С. // Вісник НТУУ «КПІ». – Серія Машинобудування. – 2016. – № 3(78). – С.65-70.

22.Роговой А.С. Экспериментальные исследования рабочих характеристик вихрекамерных нагнетателей с двухсторонним всасыванием / Д.А. Сёмин, А.Н. Левашов, Я.Н. Левашов, А.С. Роговой // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ. – 2016. – Вип. 16, т.2. – С. 65-74. *(Здобувачем запропоновано схему експериментального стенда).*

23.Роговой А.С. Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д.А. Сёмин, А.С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213) – С. 70-77. *(Здобувачем проведено розрахунки на дрібних гексагональних сітках).*

24.Rogovyi A.S. Verification of Fluid Flow Calculation in Vortex Chamber Superchargers/ A.S. Rogovyi // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / МОН Украины, ХНАДУ. – Харьков, 2016. – Вып. 39. – С. 39-46.

25.Патент на корисну модель 28524 Україна В65G53/00 F15C1/00. / Пристрій для керування потоками двофазних середовищ/ Сьомін Д.О., Дмитрієн-

ко Д.В., Роговий А.С.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200709378; заявл. 17.08.2007; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20. *(Здобувачем розроблено схеми пристрою).*

26. Патент на корисну модель 28525 Україна В65G53/00 F15C1/00. / Вихровий клапан/ Сьомін Д.О., Дмитрієнко Д.В., Роговий А.С.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200709379; заявл. 17.08.2007; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20. *(Здобувач брав участь у науковому обґрунтуванні схеми пристрою).*

27. Патент на корисну модель 40482 Україна В65G53/00 F04F5/00. / Струминний насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О., Дмитрієнко Д.В.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200813264; заявл. 17.11.2008; опубл. 10.04.2009, Бюл. №7. *(Здобувач брав участь у розробці схеми насосу і в науковому обґрунтуванні застосування).*

28. Патент на корисну модель 41469 Україна F01L5/00 F15B13/02 (2009.01)/ Гідропневморозподільник/ Сьомін Д.О., Дмитрієнко Д.В., Роговий А.С.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200814359; заявл. 15.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл. № 10. *(Здобувач брав участь у розробці схеми розподільнику і в науковому обґрунтуванні застосування).*

29. Патент на корисну модель 52303 Україна В65G53/00 F04F5/00/Струминний насос/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Мальцев В.В.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201001033; заявл. 01.02.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. № 16. *(Здобувач розробив схеми насосу і науково обґрунтував застосування).*

30. Патент на корисну модель 54176 Україна В65G53/00/ Струминний насос/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201006089; заявл. 20.05.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20. *(Здобувач розробив схеми насосу).*

31. Патент на корисну модель 57065 Україна В65G53/00 F04F5/00/ Струминний насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О., Мальцев В.В.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201008672; заявл. 12.07.2010; опубл. 10.02.2011, Бюл. № 3. *(Здобувач розробив схеми насосу).*

32. Патент на корисну модель 61540 Україна В65G53/30 (2006.01) /Струминний насос/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201014925; заявл. 13.12.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. *(Здобувач брав участь у розробці схеми насосу і науково обґрунтував застосування).*

33. Патент на корисну модель 65185 Україна В65G53/30 (2006.01). /Струминний відцентровий насос/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Мальцев В.В.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201106422; заявл. 23.05.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. № 22. *(Здобувач брав участь у розробці схеми насосу і науково обґрунтував застосування).*

34. Патент на корисну модель 73757 Україна В65G53/30 (2006.01)/Струминний насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О., Левашов А.М.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201202608; заявл. 05.03.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19. *(Здобувач брав участь у розробці схеми насосу і в науковому обґрунтуванні застосування).*

35. Патент на корисну модель 73758 Україна В65G53/30 (2006.01)/ Струминний насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – №u201202610; заявл. 05.03.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19. *(Здобувач розробив схеми насосу).*

36. Патент на корисну модель 86684 Україна В04С3/06 (2006.01)/ Вихровий клапан/ Сьомін Д.О., Мальцев Я.І., Мальцева М.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201307775; заявл. 19.06.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1. *(Здобувач брав участь у науковому обґрунтуванні схеми пристрою).*

37. Патент на корисну модель 89632 Україна F04D 17/08 (2006.01) В65G53/30 (2006.01)/Струминний відцентровий насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Чугуй В.В.; заявник і патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u201314111; заявл. 04.12.2013; опубл. 25.04.2014, Бюл. № 8. *(Здобувач розробив схеми насосу).*

38. Патент на корисну модель 107982 Україна В65G 53/10 (2006.01) В65G 53/30 (2006.01)/Струминний відцентровий насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М.; заявник і патентовласник ХНАДУ. – № u201600133; заявл. 04.01.2016; опубл. 24.06.2016, Бюл. № 12. *(Здобувач науково обґрунтував схеми пристрою).*

39. Патент на корисну модель 107983 Україна В65G 53/30 (2006.01) F04F 5/00/Струминний відцентровий насос/ Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М.; заявник і патентовласник ХНАДУ. – № u201600134; заявл. 04.01.2016; опубл. 24.06.2016, Бюл. № 12. *(Здобувач науково обґрунтував схеми пристрою).*

40. Роговой А.С. Определение оптимальных параметров работы струйно-вихревых насосов/Сёмин Д.А., Роговой А.С.// Промислова гідравліка і пневматика: ІХ Міжнар. наук.-техніч. конф. АС ПП, 22-23 квіт., 2008 р. тези доп. – Кременчук: Вид-во КДПУ, 2008. – С. 26. *(Здобувачем проведено оптимізацію параметрів роботи ВКН).*

41. Роговой А.С. Особенности рабочего процесса и характеристик безроторных центробежных насосов/Сёмин Д.А., Роговой А.С. Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под. ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченко. – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – С. 340-346. *(Здобувачем доведено існування двох робочих процесів ВКН).*

42. Роговий А.С. Обґрунтування можливостей створення багатоступінчастих вихрекамерних нагнітачів/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Мальцев Я.І. // Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Черкаси, 17-20 квітня 2012 р.: матеріали конф. – Черкаси: 2012. – С. 86-87. *(Здобувач брав участь в розробці багатоступінчастих ВКН).*

43. Роговий А.С. Експериментальні дослідження характеристик багатоступінчастих вихрекамерних нагнітачів/ Сьомін Д.О., Роговий А.С. // XIII Міжнар. наук.-техніч. конф. АСПП «Промислова гідравліка і пневматика», Чернігів, 19-20 вересня 2012 р: матеріали конф. – Вінниця ГЛОБУС-ПРЕС, 2012. – С. 36. *(Здобувачем проведено експериментальні дослідження, доповідь).*

44.Роговий А.С. Підвищення енергетичної ефективності вихрових клапанів/ Сьомін Д.О., Мальцев Я.І., Мальцева М.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. // Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Київ, 21-24 травня 2013 р.: матеріали конф. – Київ: 2013. – С. 86-87. *(Здобувач брав участь у розробці наукової ідеї).*

45.Роговий А.С. Математичне моделювання та порівняльний аналіз робочих характеристик нагнітачів струминного типу/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О. // Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Київ, 21-24 травня 2013 р.: матеріали конф. – Київ: 2013. – С. 115. *(Здобувачем проведено порівняння нагнітачів струминного типу).*

46.Роговий А.С. Удосконалення енергетичних характеристик вихрекамерних насосів/ Сьомін Д.О., Роговий А.С. // XIV Міжнар. наук.-техн. конф. АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». – Одеса, 18-19 вересня 2013 р., матеріали конф. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013. – С. 46. *(Здобувачем проведено оптимізацію геометричних параметрів ВКН).*

47.Роговий А.С. Експериментальні дослідження характеристик вихрекамерних насосів/Сьомін Д.О., Роговий А.С. // Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Кіровоград, 21-24 травня 2014 р.: матеріали конф. – Кіровоград – С. 149-150. *(Здобувачем проведено експериментальні дослідження ВКН).*

48.Роговий А.С. Оцінка втрат кінетичної енергії потоку на виході вихрової камери/Сьомін Д.О., Мальцев Я.І., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М.// Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Кіровоград, 21-24 травня 2014 р.: матеріали конф. – Кіровоград – С. 150-151. *(Здобувач брав участь у розробці наукової ідеї).*

49.Роговий А.С. Порівняння робочих характеристик струминних нагнітачів вихрового типу/Роговий А.С. // Сборник тезисов Междунар. науч.-прак. конф. «Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля». – Харьков: «ФОРТ», 2014 р. – С. 55-56.

50.Роговий А.С. Єдина методика розрахунку пневмотранспортних установок, побудованих на основі безроторних відцентрових насосів/Роговий А.С.// Логістичне управління та безпека руху на транспорті: збірник тез конф., 10-13 травня 2015 р., м. Лозова (Україна) – Сєверодонецьк: СНУ ім. В.Даля. – 2015. – С. 48-49.

51. Роговий А.С. Особливості енергообміну в обертових потоках рідини/ Сьомін Д.О., Роговий А.С. //Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 26-29 травня 2015 р.: Матеріали конф. – Київ:2015. – С. 137. *(Здобувачем обґрунтовано передачу енергії у ВКН).*

52.Роговий А.С. Влияние типа входа в вихревой клапан на его пропускную способность/Сємин Д.А., Левашов А.М., Левашов Я.М., Роговой А.С. // XVI Міжнар. наук.-техн. конф. АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». – Суми, 14-16 жовтня 2015 р., матеріали конф. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2015. – С. 183-184. *(Здобувач брав участь у розробці наукової ідеї).*

53.Роговий А.С. Дослідження особливостей енергообміну в обертових потоках рідини/Сьомін Д.О., Роговий А.С.// XVI Міжнар. наук.-техн. конф.

АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». – Суми, 14-16 жовтня 2015 р., матеріали конф. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2015. – С. 182-183. *(Здобувачем установлені співвідношення між геометричними розмірами нагнітача та гідродинамічними характеристиками течії).*

54.Роговий А.С. Моделювання робочого процесу вихрекамерного насосу із входом перекачуваного середовища через кільцевий канал/Роговий А.С., Федосієнко М.В. // Наукові праці Міжнар. наук.-прак. конф. «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті», 15-16 жовтня 2015 р., м. Харків. – Харків: «ФОРТ», 2015 р. – С. 298-301. *(Здобувачем встановлено фізичні картини течії в ВКН та проведено оптимізацію параметрів техніко-економічної ефективності).*

55.Роговий А.С. Розрахунок витрати перекачуваного середовища у вихрекамерних нагнітачах/Роговий А.С., Гончаров І.Д.// Наукові праці Міжнар. наук.-прак. конф.: «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті», 15-16 жовтня 2015 р., м. Харків. – Харків: «ФОРТ», 2015 р. – С. 295-298. *(Здобувачем визначено асимптотичні параметри щодо витрати всмоктування на основі моделювання течії ідеальної рідини).*

56.Роговой А.С. Сравнение энергоэффективности пневмотранспортных установок/Роговой А.С. // Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи: збірник тез конф., 11-17 квітня 2016 р., м. Трускавець (Україна) / відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька. – Сєверодонецьк: СНУ ім. В.Даля. – 2016. – С. 158-160.

57.Роговий А.С. Вплив попереднього закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М. //Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 24-27 травня 2016 р.: Матеріали конф. – Київ:2016. – С. 168-169. *(Здобувачем обґрунтовано можливість збільшення ефективності роботи ВКН під час закручення потоку, що всмоктує нагнітач)*

58.Роговий А.С. Повышение пропускной способности вихревых клапанов с двухсторонним выходом/Сємин Д.А., Левашов А.Н., Левашов Я.Н., Роговой А.С. //Міжнар. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 24-27 травня 2016 р.: Матеріали конф. – Київ:2016. – С. 29-30. *(Здобувач брав участь у розробці наукової ідеї).*

59.Роговий А.С. Особливості режимів роботи вихрекамерних нагнітачів/Роговий А.С., Дрокін А.О. // Наукові праці Міжнар. наук.-прак. та наук.-метод. конф. присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», 20-21 жовтня 2016 р., м. Харків. – Харків: «ФОРТ», 2016 р. – С. 257-258. *(Здобувачем сформульовано наукову ідею та проведені теоретичні дослідження робочих процесів у вихрових камерах).*

60.Роговой А.С. Сравнительный анализ рабочих характеристик струйных нагнетателей вихрового типа/Роговий А.С.// Наукові праці Міжнар. наук.-прак.

та наук.-метод. конф. присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», 20-21 жовтня 2016 р., м. Харків. – Харків: «ФОРТ», 2016 р. – С. 259-260.

61.Роговий А.С. Верифікація розрахунків обертових течій в вихрових клапанах та вихрекамерних нагнітачах/Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. // XVII Міжнар. наук.-техн. конф. АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Харків, 19-21 жовтня 2016 р., матеріали конф. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2016. – С. 28-29. *(Здобувачем проведено верифікацію математичних моделей течії в ВКН).*

62.Роговой А.С. Энергетическая эффективность гидротранспортных установок/ Роговой А.С., Ручкин А.А. // Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах: збірник тез конф., 24-26 листопада 2016 р., м. Одеса (Україна). – Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2016. – С. 135-137. *(Здобувачем експериментально доведено перевищення показників ефективності ВКН над відомими струминними нагнітачами).*

АНОТАЦІЇ

Роговий А.С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2017.

У дисертаційній роботі розв'язано науково-практичну проблему підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних нагнітачів, що перекачують рідини в несприятливих умовах експлуатації або гетерогенні середовища, за рахунок розробки і використання принципово нового типу струминних нагнітачів відцентрової дії. Їх конструкція не містить рухомих механічних частин, а також ущільнень, завдяки чому вони мають високі показники надійності і довговічності притаманні струминній техніці. Концепція нагнітачів базується на новому для струминних нагнітачів принципі – поєднанні позитивних якостей процесів у відцентрових і струминних нагнітачах та особливостях гідродинаміки обмежених обертових потоків. Використання вихорокамерних нагнітачів дозволяє підвищити енергоефективність гідравлічних і пневматичних систем, збільшити обсяг переміщуваних вантажів в гідравлічному і пневматичному трубопроводному транспорті, підвищити продуктивність праці і якість продукції, знизити її собівартість, поліпшити умови роботи. Розроблені нагнітачі є більш енергоефективними, внаслідок передачі енергії в полі відцентрової сили. Таким чином, створено наукові основи проектування струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування середовищ різних агрегатних станів.

Ключові слова: гідравлічні машини, струминні нагнітачі, вихрова камера, гетерогенні середовища, робочий процес, математичне моделювання, рівняння Рейнольдса, енергетичні характеристики, надійність.

Роговой А.С. Разработка теории и методов расчета вихрекамерных нагнетателей. На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.17 - гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2017.

В диссертационной работе решена научно-прикладная проблема повышения технико-экономической эффективности гидравлических и пневматических нагнетателей, перекачивающих жидкости в неблагоприятных условиях эксплуатации или гетерогенные среды, за счет разработки и использования принципиально нового типа струйных нагнетателей центробежного действия.

Расширен класс струйных машин за счет разработанной концепции струйных вихрекамерных нагнетателей, базирующейся на новом для струйных нагнетателей принципе – объединении положительных качеств процессов в центробежных и струйных нагнетателях и особенностях гидродинамики ограниченных вращающихся потоков. Вследствие первого происходит всасывание частиц перекачиваемого потока в вихревую камеру под действием перепада давления. Попадая в вихревую камеру, частицы за счет обмена количеством движения с вращающимся потоком несущей жидкости при столкновении приобретают тангенциальную скорость и далее под действием поверхностных (сил давления) и массовых (тяготение и доминирующей центробежной) сил в потенциальном поле перемещаются к периферии камеры, где попадают в тангенциальный канал выхода из нагнетателя, приобретая кинетическую энергию, преобразованием потенциальной энергии повышенного на периферии камеры давления. Таким образом, в отличие от классических струйных нагнетателей, где используется лишь способ передачи энергии за счет обмена количеством движения при столкновении взаимодействующих потоков, сопровождающегося значительным диссипативным процессом, в вихрекамерных нагнетателях основную энергию частицы получают за счет перемещения под действием центробежных сил, т.е. в практически консервативном поле, на периферию вихревой камеры, где несущая среда имеет высокие значения потенциальной энергии, достигающие 90 % от затрачиваемой энергии несущей среды.

Путем сравнения с экспериментальными данными проведена верификация современных моделей турбулентности, используемых в программных комплексах для компьютерных расчетов течений жидкостей и газов. Получено, что лучше всего описывают течение в вихрекамерных нагнетателях модели DES и SST с коррекцией кривизны линий тока.

Экспериментальным путем исследованы параметры течения жидкостей, газов и сыпучих сред в проточных частях нагнетателей, их рабочие характеристики, установлены закономерности и особенности рабочих процессов вихрекамерных нагнетателей.

Опыт промышленной эксплуатации подтвердил высокую технико-экономическую эффективность гидравлических и пневматических систем, построенных на основе вихрекамерных нагнетателей. Теоретическими и экспериментальными исследованиями получено, что коэффициент эжекции по твердому телу вихрекамерного нагнетателя превосходит практически в два раза достижимый (теоретический) коэффициент эжекции по твердому телу прямого струйного аппарата. При перекачивании твердых сред в пневмотранспорте вихрекамерные нагнетатели более эффективны и обладают большим КПД.

На основе полученных результатов разработаны методика инженерного расчета вихрекамерных нагнетателей, практические рекомендации относительно выбора геометрических размеров проточных частей нагнетателей, работающих на гетерогенных средах.

Ключевые слова: гидравлические машины, струйные нагнетатели, вихревая камера, гетерогенные среды, рабочий процесс, математическое моделирование, уравнение Рейнольдса, энергетические характеристики, надежность.

Andrii S. Rogovyi. Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Manuscript.

Thesis for degree of Doctor of Science in Technique for speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydropneumatic units. – National Technical University “Kharkiv Polytechnical Institute”, Kharkiv, 2017.

In dissertational work the scientifically-practical problem of technical and economic efficiency increase of the hydraulic and pneumatic superchargers which are pumping over liquids in adverse service conditions or heterogeneous environments, at the expense of designing and use of essentially new type of jet superchargers of centrifugal action is solved. Their design does not contain mobile mechanical parts, and also sealing due to the fact that they have high indicators of reliability and durability inherent in jet technics. Conception of superchargers is based on a principle new to jet superchargers – unification of processes properties in centrifugal and jet superchargers and hydrodynamics features of the limited rotating streams. Use of vortex chamber superchargers allows to raise power efficiency of hydraulic and pneumatic systems, to increase volume of moved cargoes in hydraulic and pneumatic pipeline transport, to raise productivity of work and quality of production, to lower its cost price, to improve working conditions. The developed superchargers are more power effective, owing to transmission of energy in the field of centrifugal force. Thus, scientific bases of designing jet vortex chamber superchargers for transportation environments of different aggregation states are created.

Keywords: hydraulic machines, jet superchargers, vortex chamber, heterogeneous environments, working process, mathematical modeling, Reynolds's equation, power characteristics, reliability.

AP_{mf}