

Східноукраїнський національний університет
імені Володимира Даля

На правах рукопису

Мальцева Марина Олегівна

УДК 622.-522-525:621.22

**УДОСКОНАЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СТРУМИННИХ ВИКОНАВЧИХ ПРИСТРОЇВ**

05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
Сьомін Дмитро Олександрович
доктор технічних наук, професор

Луганськ 2010

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ І ЗАДАЧИ УДОСКОНАЛЮВАННЯ ВИКОНАВЧИХ ПРИСТРОЇВ СУЧАСНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПОТОКАМИ РІДИН І ГАЗІВ	13
1.1. Сучасні пристрої керування потоками рідин і газів	13
1.2. Регулюючий орган на базі елементів струминної техніки.....	15
1.3. Пристрої сполучення струминної техніки із сучасними системами керування	17
1.4. Електропневматичні клапани. Конструкції, види, принцип дії	18
1.4.1. Загальна класифікація електропневматичних клапанів.....	19
1.4.2. Електропневматичні клапани безпосередньої дії з урівноваженим золотником	21
1.4.3. Електропневматичні клапани з підсилювачем.....	23
1.5. Аналіз статичних і динамічних характеристик струминного виконавчого пристрою.....	28
1.6. Дослідження електропневматичних клапанів останніх років	33
1.7. Висновки до першого розділу. Мета й задачі досліджень.....	39
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО КЛАПАНА СТРУМИННОГО ВИКОНАВЧОГО ПРИСТРОЮ	41
2.1. Аналіз динаміки електропневматичного клапана.....	41
2.2. Математичне моделювання динаміки електропневматичного клапана.....	48
2.3. Математичне моделювання течії в проточній частині ЕПК.....	53

2.3.1. Математична модель тривимірної турбулентної течії в проточній частині електропневматичного клапана	53
2.3.2. Моделювання турбулентності у вихідному каналі ЕПК.....	56
2.3.3. Постановка граничних умов.....	59
2.3.4. Розрахунки течії у вихідному каналі ЕПК.....	61
2.4. Визначення впливу, аеродинамічної сили на динаміку електропневматичного клапана	68
2.5. Висновки до другого розділу	69

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНИХ І ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО

КЛАПАНА СТРУМИННОГО ВИКОНАВЧОГО ПРИСТРОЮ	71
3.1. Загальні положення.....	71
3.2. Експериментальний стенд	72
3.3. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура	74
3.4. Методика обробки експериментальних даних і оцінка погрішностей вимірів	76
3.4.1. Випадкові погрішності при паралельних вимірах	77
3.4.2. Оцінка погрішності при динамічних вимірах	79
3.4.3. Систематичні погрішності приладів і апаратури, що використовувались в дослідженнях	80
3.4.4. Регресійний аналіз і оцінка погрішностей апроксимацій	81
3.5. Методика й порядок проведення експериментальних досліджень... ..	83
3.6. Визначення залежності індуктивності соленоїда електромагніту від ходу сердечника	83
3.7. Визначення тягової характеристики електромагніту ЕПК.....	85
3.8. Визначення зусилля з боку робочого потоку на запірний елемент ЕПК	86
3.9. Дослідження розподілу тиску по верхній кришці щілинного дифузора ЕПК.....	92
3.10. Визначення ефективної площі дренажної кільцевої щілини	95

3.11. Перевірка адекватності математичної моделі тривимірної турбулентної течії у вихідному каналі електропневматичного клапана.....	98
3.12. Перевірка адекватності математичної моделі динаміки ЕПК	100
3.13. Висновки до третього розділу	102
Розділ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРОМИСЛОВИХ СИСТЕМ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ СТРУМИННІ ВИКОНАВЧІ ПРИСТРОЇ.....	105
4.1. Оптимізації геометричних параметрів розвантажувального пристрою електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою	105
4.2. Оцінка динамічних властивостей струминного виконавчого пристрою з модернізованим електропневматичним клапаном.....	113
4.3. Методика інженерного розрахунку струминного виконавчого пристрою	114
4.4. Оцінка ефективності роботи струминних виконавчих пристроїв у складі пневматичних приводів гідравлічних відсаджувальних машин	128
4.4.1. Робочі процеси в гідравлічній відсаджувальній машині й пневматичному приводі.....	128
4.4.2. Оцінка ефективності роботи пневматичного привода з модернізованим електропневматичним клапаном	131
4.5. Висновки до четвертого розділу	142
ВИСНОВКИ	144
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	147
ДОДАТКИ.....	162

ВСТУП

Подальший науково-технічний прогрес, рішення найважливіших проблем, що стоять перед промисловістю України, тісно пов'язані з питаннями удосконалювання засобів і систем керування технологічними процесами, що використовують як робочі середовища різні рідини й гази.

У сучасних системах автоматичного керування переважне число пристроїв, що виробляють керуючий сигнал, являє собою мікропроцесори або ЕВМ, а гідравлічні й пневматичні засоби представляють їхні периферійні органи у вигляді пристроїв контролю й первинної обробки інформації, перетворювачів сигналів різної фізичної природи, підсилювачів і виконавчих механізмів.

Слід зазначити, що при наявності різноманітних систем керування – електронних, пневматичних і гідравлічних, побудованих на різній елементній базі, всі вони в кінцевому каскаді керування мають виконавчі механізми. При цьому, як би стрімко не розвивалися керуючі системи на основі використання різних за своєю фізичною природою носіїв інформації й енергії, виконавчі механізми залишалися більше консервативними у своєму розвитку.

У цей час керування потоками суцільних середовищ здійснюється механічними дроселюючими пристроями різного принципу дії й конструкцій. Основними з них є шибери, заслінки, засувки, сідельні клапани, дроселі, золотники зворотно-поступальної й обертальної дії, тощо. При всьому різноманітті конструкцій всі вони побудовані за принципом перекриття прохідного перетину механічним органом, тобто за рахунок механічної взаємодії контактуючих пар. І власне кажучи, їхня еволюція зводилася до зміни конфігурації проточної частини, запірних органів або застосуванню нових матеріалів.

Для сучасного етапу розвитку основними напрямками вдосконалювання пневматичних систем і пристроїв є підвищення їхньої пропускної здатності, надійності, швидкодії, спрощення конструкції базових елементів. Разом з

тим, зростання складності й розмаїтості завдань керування потоками суцільних середовищ призводить до того, що вони не завжди можуть бути успішно вирішені традиційними засобами й у такий спосіб створюються передумови до розробки нових засобів керування потоками суцільних середовищ.

Актуальність теми. Дослідження останніх років довели, що одним з напрямків вирішення проблеми підвищення надійності і довговічності систем керування потужними потоками рідин і газів є застосування струминних виконавчих пристроїв (СВП) як регулювальної і запірної арматури. Особливо це актуально для галузей з екстремальними умовами експлуатації – вугільної, хімічної, енергетичної, транспорту, сільського господарства та ін., де класичні пристрої механічної дії на порядок швидше виходять з ладу порівняно з нормальними умовами, оскільки рухомі частини регулюючих органів швидко зношуються. Разом з цим досвід експлуатації СВП у промисловості показав, що для подальшого поліпшення їхніх характеристик і розширення застосування стримуючим фактором є незадовільні характеристики підсилювача-перетворювача, який входить до структури СВП. Як підсилювачі-перетворювачі у сучасних системах найбільш простими і надійними зарекомендували себе електропневматичні клапани (ЕПК) на основі електромагніту соленоїдного типу з циліндровим сердечником. Вони працюють в несприятливих умовах вуглезбагачувальних фабрик у складі СВП пневматичних приводів відсаджувальних машин. Удосконалення робочих характеристик СВП забезпечить поліпшення збудованих на їхній базі систем керування потужними потоками рідин та газів, що і становить актуальну науково-технічну задачу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до плану науково-дослідних робіт СНУ ім. В. Даля як частина держбюджетної теми кафедри „Гідрогазодинаміка” „Удосконалення гідравлічних характеристик, методів

розрахунку і моделювання гідромашин, гідроприводів, гідравлічних і пневматичних засобів і систем” (БР-11-2005), а також в межах програми досліджень філіалу Інституту Гідромеханіки НАН України і СНУ ім. В.Даля за напрямком „Розробка теорії і методів проектування безконтактних засобів управління текучими середовищами у технічних системах” (№ ДР 0108U000158), де здобувач брав безпосередню участь як виконавець.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є удосконалювання робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв за рахунок поліпшення статичних і динамічних характеристик їхніх складових, а саме: підвищення пропускної спроможності, швидкодії, зменшення споживаної потужності електропневматичних клапанів.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі задачі дослідження:

- встановити особливості робочих процесів у складових СВП і визначити напрямки удосконалювання його характеристик;
- встановити характер та особливості гідромеханічних процесів, які відбуваються в ЕПК СВП при його відкритті і закритті, для чого розробити його адекватну математичну модель;
- встановити гідродинамічну картину течії у проточній частині ЕПК, його пропускну спроможність та аеродинамічну силу, що діє на запірний елемент з боку робочого потоку;
- встановити закономірності впливу гідродинамічних та геометричних параметрів розвантажувального пристрою ЕПК СВП на характеристики його робочого процесу;
- розробити та впровадити у виробництво методику інженерного розрахунку та проектування СВП з удосконаленням ЕПК;
- визначити динамічні характеристики СВП з удосконаленням ЕПК та зробити аналіз його ефективності у складі струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин.

Об'єкт дослідження. Гідромеханічні процеси, що відбуваються в струминному виконавчому пристрої.

Предмет дослідження. Взаємозв'язок гідродинамічних параметрів робочого процесу, геометричних параметрів струминного виконавчого пристрою з його статичними і динамічними характеристиками.

Методи дослідження. Методологічну основу проведених автором досліджень складає системний підхід до моделювання робочих процесів на основі декомпозиції СВП. При проведенні теоретичних досліджень використані методи математичного моделювання, на основі класичних рівнянь механіки рідини та газу (рівняння Рейнольдса, нерозривності, переносу характеристик турбулентності та рівняння динаміки гідромеханічних систем). Математичні моделі є сукупністю нелінійних алгебраїчних, диференціальних рівнянь у часткових та повних похідних. Вірогідність наукових результатів роботи обумовлена застосуванням апробованих методів дослідження, відповідністю прийнятих припущень характерові розв'язуваних задач, адекватністю математичних моделей, обґрунтованим вибором контрольно-вимірювальної апаратури і методів обробки експериментальних даних із застосуванням методів математичної статистики і теорії малих вибірок. Адекватність математичних моделей перевірялася порівнянням результатів чисельного розрахунку з результатами даних фізичного експерименту.

Наукова новизна отриманих результатів:

– одержали подальший розвиток і поглиблення математичні моделі робочих процесів у струминному виконавчому пристрої урахуванням нестационарності в усіх його складових (вихровому регулюючому органі, мембранному виконавчому механізмі, електропневматичному клапані), що дозволило визначити напрямок поліпшення статичних і динамічних характеристик струминного виконавчого пристрою шляхом поліпшення характеристик електропневматичного клапана;

– вперше встановлена наявність екстремуму (мінімуму) щодо сумарного часу відкриття і закриття електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою, що дозволяє визначити оптимальні значення геометричних і гідродинамічних параметрів розвантажувального пристрою;

– вперше встановлено позитивний вплив щілинного дифузора на пропускну спроможність електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою, при цьому чисельними розрахунками на тривимірній моделі та експериментально доведено, що течія у щілинному дифузорі ЕПК з лінійними утворюючими має відривний характер спричинений гострими вхідними кромками. Підвищення пропускну спроможності досягнуто профілюванням проточної частини дифузора, яке проводилося за даними чисельних розрахунків;

– вперше встановлено характер розподілу тиску по поверхні клапана при різному ступені його відкриття, що дозволило уточнити фізичну картину явища, що відбувається та пояснити причини розбіжності результатів досліджень з класичною теорією щодо сили, яка діє на запірний елемент з боку робочого середовища;

– вперше встановлено розрахунковим та підтверджено експериментальним шляхом лінійний характер зменшення сили, що діє з боку робочого середовища на запірний елемент розташований у щілинному дифузорі. Встановлено, що при значенні ходу дорівнюючому $d_0/4$, сила зменшується майже в 2 рази порівняно із закритим станом;

– вперше встановлено взаємозв'язок між геометричними і гідродинамічними параметрами розвантажувального пристрою електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою та його швидкодією. На цій основі визначено оптимальні значення відносної ефективної площі дроселя наповнення та відносного об'єму камери розвантажувального пристрою, що забезпечують мінімальний сумарний час відкриття і закриття клапана, та підвищує швидкодію струминного виконавчого пристрою;

Практичне значення отриманих результатів:

– запропоновано алгоритм розрахунку і програмну реалізацію математичної моделі електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою, що дозволяє на стадії проектування визначати його динамічні характеристики та скоротити час проектування;

– розроблені нові й захищені патентами України на корисну модель конструкції і модифікації електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою, які реалізують запропоноване концептуальне рішення розвантаження сердечника електромагніту, чим забезпечено поліпшення його характеристик, зокрема значення коефіцієнта передачі, швидкодії, зменшення споживаної потужності;

– розроблені рекомендації щодо вибору геометричних і гідродинамічних параметрів розвантажувального пристрою електропневматичного клапана, які забезпечують максимальну швидкодію струминного виконавчого пристрою;

– доповнена і розширена методика інженерного розрахунку струминного виконавчого пристрою урахуванням особливостей, що привносяться удосконаленням електропневматичним клапаном, яка дозволяє одержати струминний виконавчий пристрій з підвищеним коефіцієнтом передачі та поліпшеними динамічними властивостями. Методику використано при розробці удосконаленого струминного виконавчого пристрою для струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин, що дозволило знизити кількість споживаного повітря.

Результати та висновки дисертаційної роботи впроваджені у вигляді рекомендацій щодо поліпшення характеристик та методики розрахунку струминного виконавчого пристрою струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин на НВК «Гравікон» м. Луганськ. Математичні моделі струминного виконавчого пристрою та електропневматичного клапана використовується в навчальному процесі за

спеціальностями «Гідравлічні і пневматичні машини» і «Гідроаеродинаміка» у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові і практичні результати отримані здобувачем самостійно. У роботах [34, 61, 62, 65,] здобувачеві належить розробка та реалізація математичних моделей, участь у дослідженнях, обробка отриманих даних і формулювання висновків. У роботі [34, 65, 66, 70, 71] здобувачеві належить проведення експериментальних досліджень, обробка даних і участь у формулюванні висновків. У роботі [34] здобувачеві належить проведення експериментальних досліджень та обробка результатів експерименту щодо візуалізації течії в проточній частині вихідного каналу ЕПК і участь у формулюванні висновків. У роботі [14, 82] здобувачеві належить проведення оптимізації геометричних параметрів розвантажувального пристрою ЕПК і участь у формулюванні висновків. У патентах на винаходи [36-40] внесок здобувача визначений у встановленому порядку.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи повідомлені, обговорені і схвалені на ІХ, Х, ХІ, ХV міжнародних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (2004 р. – м. Київ, 2005 р. – м. Краматорськ, 2006 р. – м. Київ, 2010 р. – м. Київ,), на VII, ІХ, ХІ міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (2006 р. – м. Вінниця, 2008 р. – м. Кременчук, 2010 р. – м. Мелітополь), на ІХ науково-практичній конференції "Університет і регіон" 2004 р., м. Луганськ, на міжнародній науковій конференції "Внесок Донбасу в розвиток вітчизняного промислового потенціалу" 2005р., на всеукраїнській міжвузівській науково – технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві», 2010 р. – м. Суми, та на щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу СНУ ім. В. Даля (2004-2010 р.).

Публікації. За результатами проведених досліджень опубліковано 14 робіт. З них 1 монографія, 5 статей у наукових фахових виданнях, 5 патентів України на корисну модель, тези 3 доповідей.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури і додатків. Повний обсяг дисертації 176 сторінки, 62 рисунки і 2 таблиці за текстом; 2 додатки на 15 сторінках, список використаної літератури з 129 джерел на 15 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ І ЗАДАЧИ УДОСКОНАЛЮВАННЯ ВИКОНАВЧИХ ПРИБОРІВ СУЧАСНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПОТОКАМИ РІДИН І ГАЗІВ

1.1. Сучасні пристрої керування потоками рідин і газів

У технічних системах безліч технологічних процесів тісно пов'язані з керуванням потоками суцільних середовищ. У галузях з екстремальними умовами експлуатації, що характеризуються підвищеною запиленістю, перепадом температур, ударними навантаженнями, хімічною агресивністю середовищ, вібрацією, особливо гостро стоїть питання надійності й довговічності засобів керування потужними потоками рідин і газів.

Типова функціональна схема засобу керування текучими середовищами складається з: пристрою керування, виконавчого механізму й регулюючого органа, що безпосередньо впливає на потік.

Прогрес в електроніці визначив електричний тип керуючого сигналу й вивів комп'ютерну і мікропроцесорну техніку на перший рівень ланки керування. Сигнал, що вироблюється пристроєм керування (ЕОМ, мікроконтролером) надходить як струм або напруга через перетворювач до виконавчого механізму, що переміщає регулюючий орган. Це призводить до зміни площі прохідного перетину проточної частини виконавчого пристрою. Залежно від виду енергії, що використовують виконавчі механізми їх можна розділити на механічні, електричні й пневматичні (гідравлічні). Як електричні виконавчі механізми можуть використатися електромагніти або електродвигуни з редуктором. Пневматичні (гідравлічні) виконавчі механізми виконуються у вигляді циліндрів або моторів. У більшості випадків робочі органи виконавчого пристрою

представлені механічними пристроями, у вигляді шиберів, заслінок, дроселів, засувок, клапанів, золотників, тощо. Принцип їхньої роботи при всій їхній розмаїтості заснований на перекритті прохідного перетину, за рахунок механічної взаємодії контактуючих пар [17, 26, 22-24]. У галузях з екстремальними умовами експлуатації, де на контактуючі механічні пари діють не тільки ударні навантаження, але й підвищена запиленість, вологість, хімічна агресивність, впливають абразиви, як у робочому, так і навколишньому середовищі, зношування контактуючих пар відбувається на порядки швидше, стосовно стандартних умов експлуатації. Що призводить до зниження довговічності й надійності всього виконавчого пристрою. Процес постійного технічного вдосконалювання й розвитку техніки, а так само ускладнення завдань і вимог, що стоять перед промисловістю України привів до того, що вони не завжди можуть бути вирішені традиційними виконавчими пристроями. Всі ці фактори послужили поштовхом для пошуку нових (альтернативних механічним) пристроїв керування потужними потоками рідин і газів. Зазначені проблеми в ряді випадків можуть бути вирішені шляхом заміни традиційних виконавчих пристроїв струминними [8-10, 12]. У пристроях даного типу як регулюючий орган можуть використатися, як дефлекторні струминні елементи [30, 49, 78-80], що засновані на ефектах прилипання й взаємодії струменів, так і резистивні (вихрові клапани) [51, 77, 88, 97] принцип роботи яких заснований на зміні власного опору за рахунок закручення потоку, що протікає через нього. Простота конструкції, відсутність рухливих частин, внаслідок чого висока надійність і довговічність, здатність працювати на різноманітних рідинах і газах, широкий діапазон температур і тисків, нечутливість до електромагнітних і радіаційних випромінювань, безперебійна робота в умовах вібрації, ударних навантажень, пожежо-вибухобезпечність, нечутливість до забруднення робочого середовища робить їх конкурентноздатними із

класичними пристроями.

1.2. Регулюючий орган на базі елементів струминної техніки

На теперішній час, як регулюючі органи найбільше поширення одержали резистивні струминні елементи (вихрові клапани), що мають найбільші функціональні можливості в порівнянні з дефлекторними [112, 113]. Усі конструкції вихрових клапанів можна розділити на два основних класи: з осьовим і з радіальним каналами підведення основного потоку. Схематично представимо конструкції вихрових клапанів [7, 117, 129] на рис. 1.1.

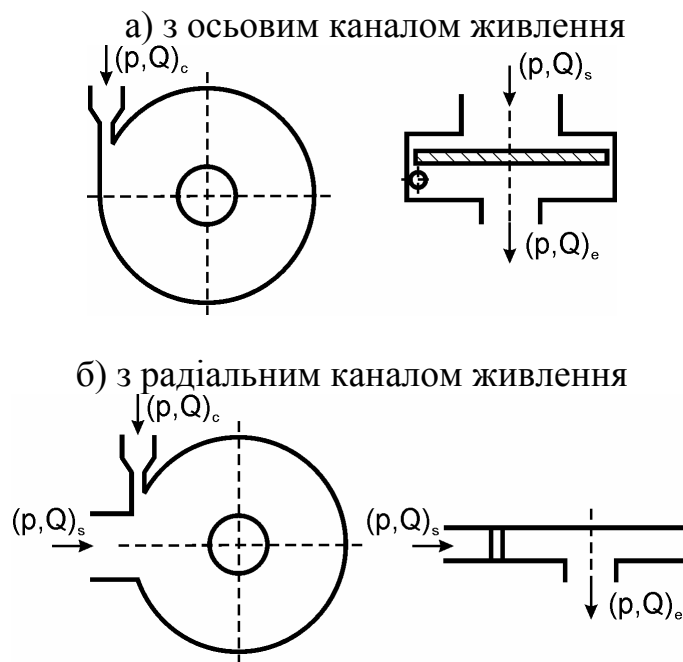


Рис. 1.1. Схеми проточних частин вихрових клапанів

Одним з основних елементом вихрового клапана є вихрова камера [44, 93, 127]. Вона складається з короткої циліндричної камери із двома торцевими кришками, як правило, плоскими. Вихідні отвори розташовуються по центрі кожної торцевої кришки для випадку

подвійного виходу або тільки однієї для одного каналу виходу. Підведення потоку живлення здійснюється через радіальний кільцевий зазор між бічною й торцевою стінками вихрової камери (рис. 1.1. а) або бічну стінку (рис. 1.1. б).

При подачі керуючого потоку через тангенціальне сопло й створення в камері закрученого плинну, з відповідним перепадом тисків на периферії камери й вихідному отворі, відбувається регулювання витрати основного потоку Q_s , що протікає через вихровий клапан. Збільшення витрати керування Q_c при постійному тиску живлення p_s й на виході клапана p_e , приводить до підвищення тиску на зовнішньому радіусі вихрової камери, що призводить до зменшення перепаду тиску на каналі живлення й, відповідно, зниженню витрати через нього. Витрата на виході клапана Q_e визначається сумою витрат через канали живлення й керування. При певній величині витрати керування (закрученню потоку) перепад тиску на каналі живлення стає рівним нулю, тобто клапан запирається, а витрата на його виході стає в точності рівній витраті керування, що називають витратою запирання Q_{cc} .

Різноманітні модифікації конструкцій вихрових клапанів одержують за рахунок зміни конфігурації каналів живлення, керування й виходу, їхнього числа й взаємного розташування, а також форми торцевих кришок, домагаючись при цьому й зміни показників їхньої якості.

Статичні характеристики вихрових клапанів характеризуються наступними основними параметрами: відносними значеннями тиску $\bar{p}_{cc} = \frac{p_{cc} - p_e}{p_s - p_e}$, витрати $\bar{Q}_{cc} = \frac{Q_{cc}}{Q_s}$ й потужності $\bar{N}_{cc} = \bar{p}_{cc} \cdot \bar{Q}_{cc}$ керуючого потоку, при яких витрата через канал живлення Q_s стає рівною нулю, тобто клапан запертий.

Дослідження, проведені в роботах [32, 58-60, 69] дозволили істотно

поліпшити гідравлічні й, як наслідок, динамічні та геометричні характеристики вихрових клапанів за рахунок застосування дифузора на виході.

1.3. Пристрої сполучення струминної техніки із сучасними системами керування

Із заміною регулюючих органів механічного типу на струминні (вихровий клапан) виникає нова проблема пристроїв сполучення струминної техніки із сучасними системами керування.

Виконавчі механізми, що використовуються для сполучення струминної техніки не повинні знижувати її надійність і довговічність, повинні мати високі динамічні якості, мати високі значення коефіцієнтів підсилення за тиском і витраті. Бути нечутливими до вібрації, забруднення робочого й навколишнього середовища, радіації, температурним й електромагнітним полям. При цьому мати просту конструкцію.

Аналіз проведений у роботі [68] показав, що найбільш практичними пристроями сполучення виявляються одномембранні клапани (рис. 1.2), що пояснюється простотою їхньої конструкції, практично необмеженими можливостями підсилення витрати, а при використанні їх у двох каскадах й тиску. Їх менша, у порівнянні зі струминним регулюючими органами, але все-таки достатня надійність компенсується високою ремонтпридатністю, що зводиться до заміни найбільш слабкої ланки – мембрани при її пориві. Вартість ремонту при цьому незначна.

Принцип роботи клапана наступний. При подачі керуючого сигналу різної фізичної природи, перетвореного в механічне переміщення сервоклапана, закривається випускний отвір μf_2 . і надмембранна

порожнина роз'єднується з атмосферою. Таким чином, тиск у цій порожнині досягає тиску живлення p_0 , у результаті чого сопло закривається мембраною. При знятті керуючого сигналу процес носить зворотний характер. При цьому у варіанті **а)** закривається впускний отвір $(\mu f)_2$, а випускний – відкривається, з'єднуючись із атмосферою.

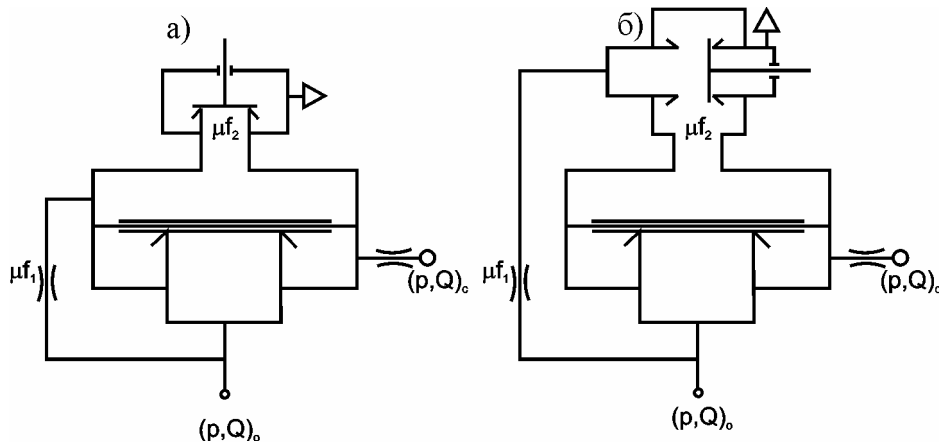


Рис.1.2. Схеми клапанів з підведенням тиску живлення через основне сопло з одно- (ліворуч) і двохсідельними сервоклапанами

Дослідження [64, 67, 68, 76], що спрямовані на вдосконалювання статичних і динамічних характеристик мембранних виконавчих механізмів показали, що оптимальна швидкодія одномембранного клапана залежить від співвідношення безрозмірних площ каналів наповнення й скидання.

1.4. Електропневматичні клапани. Конструкції, види, принцип дії

Як підсилювачі-перетворювачі для перетворення електричного сигналу у вигляді струму I або напруги U , поданого від системи керування, у сигнал у вигляді витрати або тиску використовуються різного

роду електропневматичні клапани або клапани з електромагнітним приводом [4, 87].

Електропневматичні клапани знайшли широке застосування у всіх галузях промисловості. Вони використовуються як у трубопровідній арматурі (у запірній, розподільній, змішувальній, регулюючій) для обслуговування допоміжного трубопроводу малого діаметра, призначеного для випуску повітря перед наповненням трубопроводу, для дренажу, відбору проб. Застосовуються в сільському господарстві, хімічній, вугільній, металургійній промисловості й в інших галузях. Клапани з електромагнітним приводом відрізняється простотою керування, малими габаритами й масою, малим споживанням електроенергії, великим ресурсом роботи [46, 92, 124].

1.4.1. Загальна класифікація електропневматичних клапанів.

Розглядаючи різні види клапанів, відзначимо, що всі вони призначені для надавання руху й утримання в певнім положенні запірнього елемента. В основному клапани виготовляються з умовним діаметром проходу D_y від 3 до 200 мм, але в окремих випадках виготовляють від 0,8 до 300 мм. Температура середовища, що перекачується перебуває в межах від $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+500\text{ }^{\circ}\text{C}$ при робочому тиску до 70 МПа з в'язкістю середовища до 40 сСт.

Розглянемо класифікацію клапанів з електромагнітним приводом [92], що охоплює характерні конструкції, які випускаються вітчизняною промисловістю й закордонними фірмами рис. 1.3.

По виду положення запірнього органа при знеструмленій обмотці привода клапани діляться на нормально закриті (НЗ) і нормально відкриті (НВ). У нормально закритих клапанах при відсутності струму в обмотці котушки прохід робочому середовищу через прохідний канал закритий і

навпаки в нормально відкритих клапанах. Розроблено конструктивні рішення клапанів з електромагнітним приводом, які можуть налаштуватися на необхідний вид дії, НВ або НЗ. Залежно від конструкції клапанів з електромагнітним приводом вони можуть використатися для будь-якого, або тільки для встановленого напрямку потоку, робочого середовища, причому, як правило, у напрямку на золотник. При недотриманні обговореного напрямку потоку середовища такі клапани повністю або частково гублять працездатність або герметичність запірного органа.

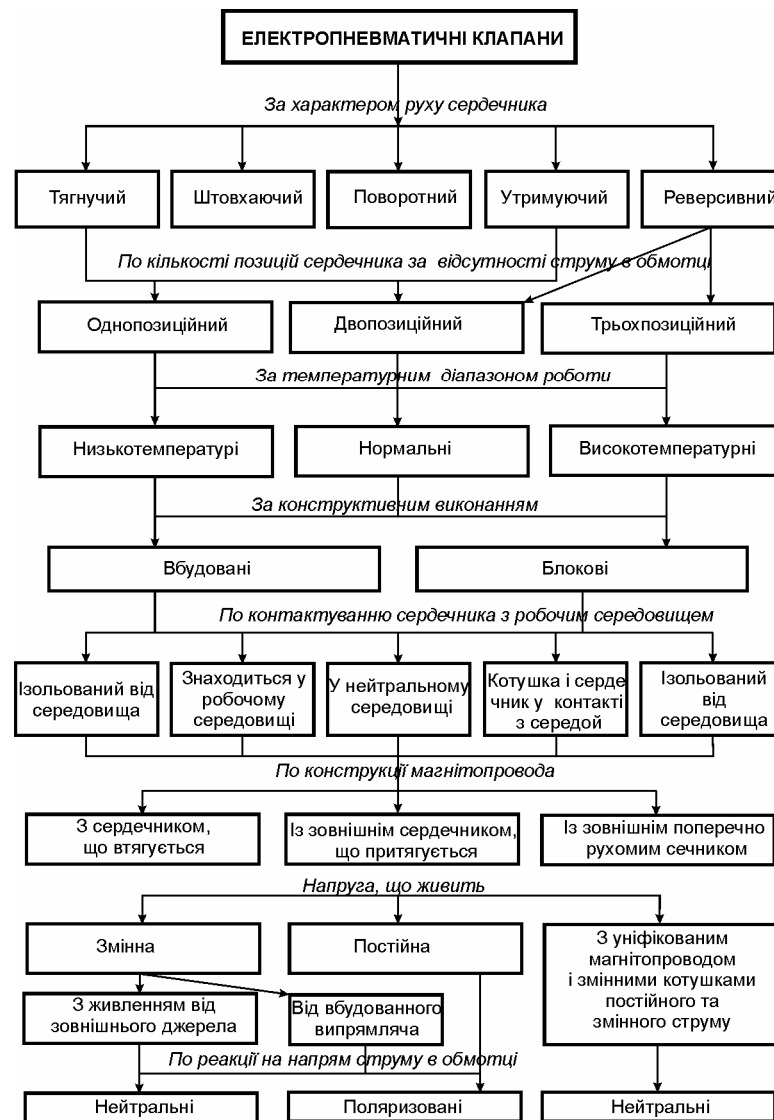
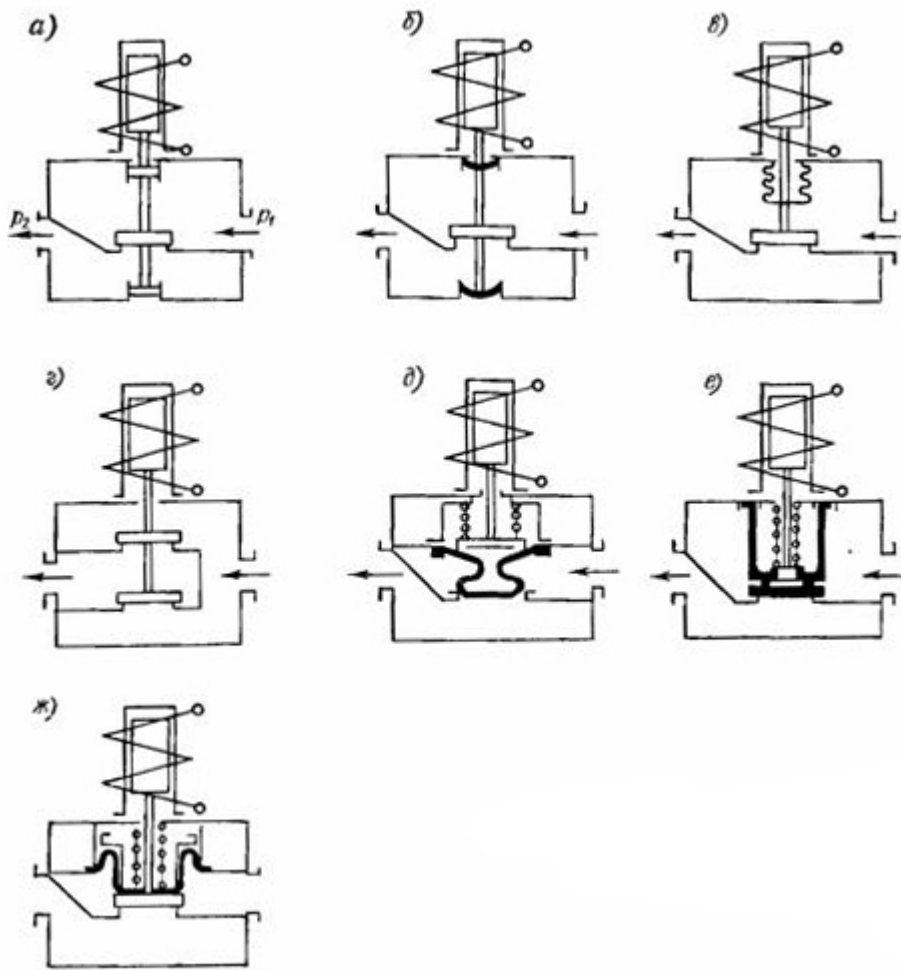


Рис. 1.4. Загальна класифікація ЕПК

За способом герметизації робочої порожнини розрізняють сальникові й бессальникові конструкції електромагнітних клапанів. За робочим ходом сердечника електромагнітні клапани можна розділити на довго-ходові й короткі-ходові. До коротко-ходового відносять клапани з діаметром сердечника більше $3h_{\max}$ (h_{\max} – хід сердечника). До довго-ходового – конструкції з діаметром сердечника $3h_{\max}$.

1.4.2. Електропневматичні клапани безпосередньої дії з урівноваженим сердечником. За принципом роботи привода електромагнітні клапани підрозділяються на клапани безпосередньої дії й з мембранним або поршневим підсилювачем (рис. 1.5) [45, 83]. В електромагнітних клапанах безпосередньої дії перестановочне зусилля, що діє на сердечник, створюється тільки тяговим зусиллям, що розвиває електромагніт. Клапани безпосередньої дії мають просту конструкцію, надійні в роботі й мають високу швидкодію, вони можуть використовуватися, як для сильно забруднених середовищ, так і для в'язких. У свою чергу клапани безпосередньої дії можна розділити на клапани з неурівноваженим сердечником й урівноваженим. В електромагнітних клапанах безпосередньої дії з урівноваженим сердечником останній частково або повністю розвантажений від впливу робочого середовища, чим досягається значне зниження необхідного перестановочного зусилля. Це дозволяє застосовувати клапани з меншим тяговим зусиллям, зменшити споживану потужність, зменшити масу й габаритні розміри клапана. Розвантаження від однобічного впливу робочого середовища може здійснюватися зрівноважуванням сердечника поршнем, мембраною, сильфоном. У деяких конструкціях ЕПК використовується двосідельна конструкція запірного органа клапана (рис. 1.5 г).



1.5. Схеми розвантаження затворів

а – з поршнем; б – з мембраною; в – з сільфоном; г – з поршнем (двосидельна); д, е – з мембраною складної форми; ж – з панчішною мембраною

Мембрани, що використовують для урівноважування сердечника, можуть мати різні конструктивні різновиди. На рис. 1.5 д, е показана мембрана, що має складну форму, необхідну для перекриття отвору в сидлі корпусу. Тут мембрана виконує роль золотника. На рис. 1.5 ж замість плоскої мембрани використовується мембрана панчішна, за принципом дії близька до поршня.

Електропневматичні клапани зі урівноважуванням робочого середовища над сердечником за допомогою мембрани, поршня або сільфона за принципом дії подібні, тому що урівноважування створюється зусиллям, яке виникає від тиску робочого середовища на площу елемента, що врівноважує, але розрізняються конструкцією елемента, що врівноважує і ступенем урівноваженості. У двоседельних клапанах сердечник урівноважений, тому вони можуть використатися при будь-якому напрямку потоку робочого середовища. Точне урівноважування золотника в клапанах утрудняється тим, що ефективна площа мембрани не має постійної величини, а трохи змінюється з ходом мембрани. Впливають на неуврівноваженість і відхилення розмірів (у межах допуску), зміна сил тертя, гідродинамічний вплив середовища. У зв'язку із цим електромагнітні клапани з урівноваженим сердечником застосовуються в обмеженому діапазоні діаметрів проходу й тисків.

1.4.3. Електропневматичні клапани з підсилювачем. Більш широкі можливості мають клапани з мембранними або поршневыми підсилювачами, що перетворюють енергію робочого середовища в перестановочне зусилля, яке діє на сердечник [45, 83]. У конструкціях таких клапанів є основний золотник, що перекриває отвір у сідлі корпуса, і керуючий золотник, який механічно пов'язаний із сердечником електромагнітного привода. Керуючий золотник (іноді він називається «імпульсним клапаном») під дією електричного сигналу, що подається на обмотку електромагнітного привода, відкриває або перекриває прохід робочому середовищу через розвантажувальний отвір. У сучасних вітчизняних і закордонних конструкціях клапанів площа перетину розвантажувального отвору в багато разів (до 1000 і більше) менше площі перетину отвору в основному проході. Цим досягається різке зниження величини тягового зусилля, габаритів і споживаної потужності, необхідної

для керування електромагнітом. Як керуючий золотник у більшості випадків конструктивно використовується сердечник електромагнітного привода, що для цієї мети забезпечується еластичним ущільненням. Схеми основних типів запірних електромагнітних клапанів з підсилювачами наведені на рис. 1.6.

Залежно від наявності механічного зв'язку між основним і допоміжним (керуючим) золотниками розрізняють клапани зі вільноплаваючим золотником і клапани із примусовим підйомом золотника [45, 83]. Широко застосовуються електромагнітні запірні клапани зі вільноплаваючим золотником; вони можуть мати поршневий підсилювач (рис. 1.6. а, д, е) або мембранний підсилювач (рис. 1.6. б, г). На схемах клапанів із примусовим підйомом золотника роль поршня виконують: куля (рис. 1.6. е) або диск (рис. 1.6 д).

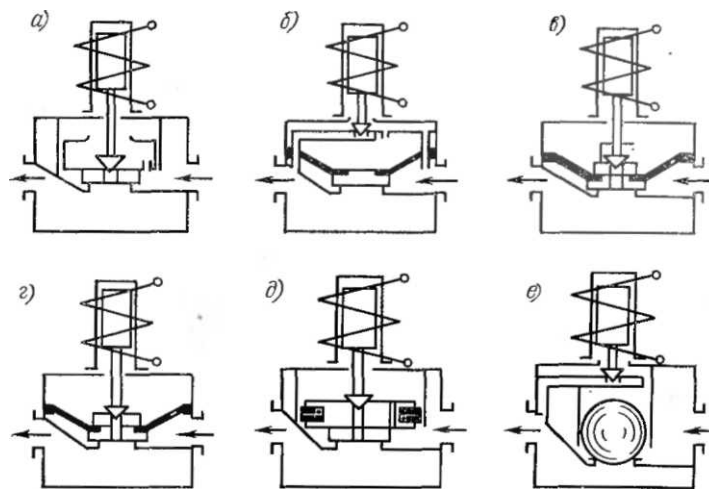


Рис. 1.6. Схеми основних типів запірних електромагнітних клапанів з підсилювачем

а, д, е – з поршневим; б, г – з мембранним; в – з мембранним підсилювачем і примусовим підйомом затвора

Керуючий запірний орган може мати рухливе сідло (рис. 1.6 а, в, г, д) або нерухоме сідло (рис. 1.6. б,е). Розвантажувальний отвір, що перекриває золотником керуючого запірного органа, служить для скидання тиску

робочого середовища з порожнини над мембраною або поршнем, у результаті чого піднімається основний золотник і відкривається основний запірний орган. Крім цього в мембрані, поршні або безпосередньо в корпусі виконується одне або кілька розвантажувальних отворів, які призначаються для подачі тиску робочого середовища в порожнину над мембраною або поршнем для закриття основного запірного органа. Замість отвору може бути використаний кільцевий зазор між циліндричними поверхнями поршня й напрямної втулки.

У клапані зі вільноплаваючим золотником відкриття й утримання основного золотника в піднятому над сідлом положенні здійснюється тільки силами, створюваними під дією перепаду тиску на площу мембрани або поршня, що виникає після відкриття керуючого запірного органа й проході середовища через розвантажувальний отвір.

У конструкціях клапанів зі вільноплаваючим золотником висота його підйому визначається тільки величиною швидкісного напору потоку робочого середовища. Отже, величина гідравлічного опору клапана буде змінною величиною, що залежить від швидкості протікання потоку робочого середовища через клапан. Істотними недоліками клапанів із плаваючим золотником і підсилювачем є неможливість відкриття клапана подачею електричного сигналу на обмотку електромагніта, якщо відсутній перепад тиску робочого середовища (немає потоку), і ймовірність мимовільного короткочасного відкриття проході при різкій подачі робочого середовища у вхідний патрубок. Це явище особливо характерно при рідких робочих середовищах, коли можливе утворення повітряної подушки в порожнинах над мембраною або поршнем. У момент різкого підйому тиску в порожнині вхідного патрубку й у порожнині над мембраною або поршнем на мембрані короткочасно створюється перепад тиску, величина якого за певних умов може виявитися достатньою для відкриття запірного органа. Аналогічне явище може мати місце у випадку

швидкого підвищення тиску в трубопроводі, що подає, викликаним спрацьовуванням швидкодіючих запірних пристроїв, установлених на трубопроводі до клапана.

Зазначена особливість повинна враховуватися при застосуванні й експлуатації таких клапанів. У всіх конструкціях електромагнітних клапанів з підсилювачем сідло основного запірного органа нерухомо й виконано в корпусі клапана. Сідло керуючого запірного органа може бути нерухомим (рис. 1.6. б, е) і рухливим (плаваючим) виконаним у тілі основного золотника. Останні простіше у виготовленні й надійніше в експлуатації, оскільки не мають довгих каналів сполучення, підданих засміченню відкладами. Недоліком цих клапанів є збільшений робочий хід сердечника електромагніта.

Поряд з клапанами, постаченими мембранним підсилювачем, випускаються різні клапани з поршневыми підсилювачами [45, 83, 92, 124]. Такі клапани також можуть мати рухливе або нерухоме сідло керуючого елемента. Принцип роботи їх аналогічний мембранним клапанам. Поршневі клапани складніше у виготовленні й менш надійні в експлуатації, чим мембранні. Останнє викликано можливістю заклинювання поршня в напрямній втулці при потраплянні твердих або волокнистих тіл разом з робочим середовищем у зазор між зазначеними деталями або відкладенні на їхніх взаємодіючих поверхнях осадів з робочого середовища. Вага запірного органа в клапанах з поршневим підсилювачем звичайно значно більше, ніж у клапанів з мембранним підсилювачем. Ця різниця сильно збільшується зі збільшенням умовного діаметра проходу клапанів. Значна вага запірного пристрою, а також сили тертя, що виникають між взаємодіючими поверхнями поршня й напрямної втулки (особливо у випадках наявності ущільнювальних кілець або манжет на бічній поверхні поршня), підвищують поріг чутливості клапана й перепад тиску робочого середовища, необхідного для утримання

основного золотника в піднятому над сідлом положенні. Випуск електромагнітних клапанів з поршневим підсилювачем поряд з більше прогресивними мембранними може бути пояснений наступними основними факторами:

- обмеженість механічної міцності й стійкості до впливу високих і низьких температур матеріалів, придатних для виготовлення мембран, що істотно звужує діапазон робочих температур і тисків клапанів з мембранним підсилювачем;

- вибірна стійкість гум, які є найпоширенішим матеріалом для виготовлення мембран, до різного за хімічним складом робочих середовищ, що призводить до необхідності передбачувати велику кількість конструкцій клапанів залежно від робочого середовища;

- неможливість застосування більшості матеріалів, придатних для виготовлення мембран, для клапанів, що працюють у середовищах, до яких пред'являються вимоги підвищеної хімічної чистоти;

- низька корозійна стійкість більшості матеріалів, придатних для виготовлення мембран, що обмежує застосування мембранних конструкцій у ряді агресивних середовищ.

Найбільш характерним є застосування електромагнітних клапанів з поршневим підсилювачем для гарячих середовищ (пара), низькотемпературних середовищ, а також для роботи на вакуумних трубопроводах й у чистих середовищах.

Клапани з кульовим запірним органом, виготовленим з гуми, мають просту конструкцію, але застосовуються рідко через низьку стійкість гуми, з якої звичайно виготовляється куля. Набувають застосування поршневі підсилювачі з вузьким поршнем у вигляді пластини, постаченої пружним неметалічним поршневим кільцем. Вони менш чутливі до забруднень робочого середовища й коливанням температури, чим підсилювачі зі

звичайним поршнем, мають меншу масу поршня, меншу масу клапана й споживають менше енергії.

Клапани із примусовим підйомом основного золотника [92] сполучають у собі характерні риси конструкцій клапанів безпосередньої дії й клапанів зі вільноплаваючим золотником. У таких конструкціях підйом основного золотника на повний хід відбувається незалежно від величини швидкісного напору потоку робочого середовища, що протікає через клапан. Для підйому використовується енергія робочого середовища й тягове зусилля, що розвиває електромагніт.

Конструкція й принцип дії запірного органа цих клапанів такі ж, як й у клапанів зі вільноплаваючим золотником. Відмінною рисою є наявність механічного зв'язку між керуючими й основним золотниками, що може здійснюватися застосуванням різних конструктивних рішень (головка й Т – подібний паз, пружина й ін.). Незалежно від конструкції вузла з'єднання основного й керуючого золотників повинна забезпечуватися певна послідовність роботи елементів клапана.

1.5. Аналіз статичних і динамічних характеристик струминного виконавчого пристрою

Як було сказано раніше струминний виконавчий пристрій складається з вихрового регулюючого органа, мембранного виконавчого механізму й електропневматичного клапана (рис. 1.7).

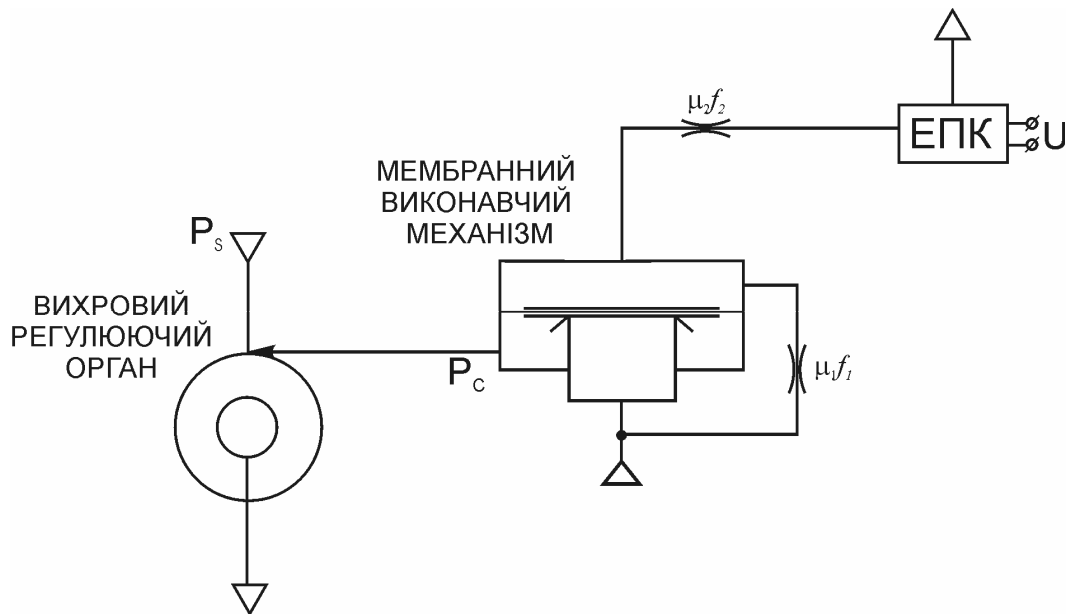


Рис.1.7. Схема струминного виконавчого пристрою

Розглянемо передатну функцію струминного виконавчого пристрою, що складається з передатних функцій регулюючого органа, виконавчого механізму, механопневматичного перетворювача (електропневматичного клапана) і лінії зв'язку

$$W_{c.v.n.}(s) = W_{p.o.}(s) \cdot W_{v.m.}(s) \cdot W_{m.p.n.}(s) \cdot W_{l.z.}(s),$$

де $W_{p.o.}(s)$ – передатна функція регулюючого органа;

$W_{v.m.}(s)$ – передатна функція виконавчого механізму;

$W_{m.p.n.}(s)$ – передатна функція механопневматичного перетворювача;

$W_{l.z.}(s)$ – передатна функція лінії зв'язку.

Необхідно відмітити, що для отримання передатної функції зроблені наступні припущення: усі процеси, що відбуваються у складових СВП адіабатні, температури гальмування на вході усіх складових СВП стали, зв'язок між рухомими частинами абсолютно жорсткий, усі елементи працюють в межах лінійних ділянок своїх характеристик.

Попередні дослідження [76] показали, що перехідні процеси, які протікають у вихровому й в одномембранному клапанах з достатнім ступенем точності, можуть бути описані за допомогою передатної функції аперіодичної ланки першого порядку із транспортним запізнюванням:

$$W(s) = \frac{Q_n(s)}{P_y(s)} = \frac{ke^{-\tau s}}{Ts + 1},$$

де s – оператор Лапласа, $Q_n(s)$ – лапласово зображення витрати живлення через клапан, $P_y(s)$ – лапласово зображення параметра керування (тиску або витрати, або площі сопла керування); k – коефіцієнт передачі; τ – час транспортного запізнювання; T – постійна часу вихрового клапана.

Передатна функція електропневматичного клапана може бути представлена у вигляді статичної ланки першого порядку [43]:

$$W(p) = \frac{Q_n(s)}{P_y(s)} = \frac{k}{Ts + 1}$$

Представимо модель усього струминного виконавчого пристрою у вигляді структурної схеми (рис.1.8),

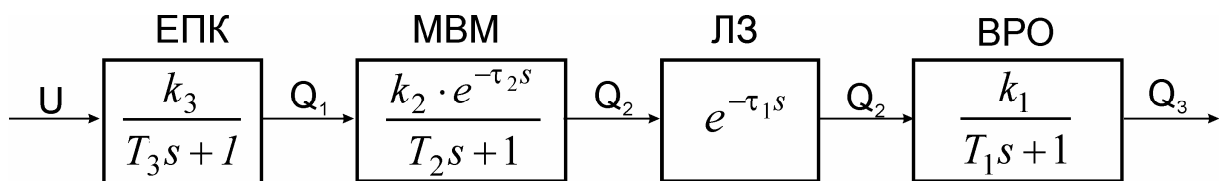


Рис. 1.8. Структурна схема струминного виконавчого пристрою

де k_1 – коефіцієнт передачі регулюючого органа (вихрового клапана); k_2 – коефіцієнт передачі виконавчого механізму (одномембранного клапана); k_3 – коефіцієнт передачі механопневматичного перетворювача

(електропневматичного клапана); T_1 – постійна часу регулюючого органа; T_2 – постійна часу виконавчого механізму; T_3 – постійна часу механопневматичного перетворювача; τ_1 – час транспортного запізнювання лінії зв'язку; τ_2 – час транспортного запізнювання одномембранного клапана.

Передатна функція струминного виконавчого пристрою:

$$W_{c.v.n.}(s) = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot e^{\tau_1 + \tau_2}}{T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \cdot s^3 + (T_1 \cdot T_2 + T_2 \cdot T_3 + T_1 \cdot T_3) \cdot s^2 + (T_1 + T_2 + T_3) \cdot s + 1}.$$

Якщо взяти до уваги те, що динамічні властивості мембранного клапана на порядок вище, ніж у вихрового клапана. А динамічні властивості ЕПК повинні бути на порядок вище, ніж у мембранного клапана, то з врахуванням вище сказаного передатна функція струминного виконавчого пристрою повинна визначатися постійної часу вихрового клапана T_1 :

$$W(s) = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot e^{\tau_1 + \tau_2}}{T_1 s + 1}.$$

Розглянемо перехідні процеси в СВП на основі отриманих передатних функцій (рис. 1.9).

Як видно із графіків, одним зі стримуючих факторів для подальшого поліпшення характеристик струминних виконавчих пристроїв є характеристики електромеханічних перетворювачів. Поліпшення їх динамічних і статичних характеристик, зокрема коефіцієнтів k_3 , T_3 повинне сприятливо позначитися на можливостях струминного виконавчого пристрою в цілому.

З однієї сторони, як показав огляд досліджень останніх років, для забезпечення максимальної швидкодії мембранного виконавчого механізму необхідно істотно збільшувати пропускну здатність електропневматичного клапана за рахунок збільшення площі отвору, що закриває, або збільшення ходу клапана, що негативно позначається на статичних і динамічних характеристиках ЕПК.

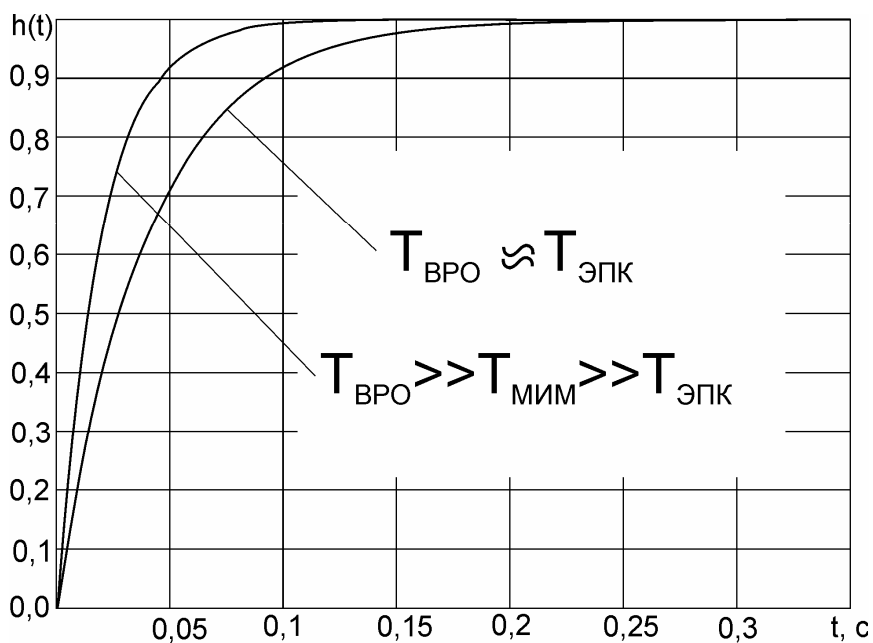


Рис. 1.9. Динамічні характеристики струминного виконавчого пристрою

З іншого боку – необхідність підвищення динамічних властивостей останнього, оскільки, як показав аналіз робіт, на даний момент постійна часу ЕПК має той же порядок, що й у вихрового регулюючого органа $T_1 \approx T_3$ (рис. 1.9). Необхідно відзначити, що раніше при розрахунку динамічних властивостей струминних виконавчих пристроїв електропневматичний клапан уважався безінерційною ланкою.

Ці умови перебувають у протиріччі. Особливо гостро це протиріччя проявляється в умовах збагачувальних фабрик, де для підвищення надійності знижують кількість складових СВП (один електропневматичний клапан та один мембранний виконавчий механізм керує декількома регулюючими органами одночасно).

Розв'язання цього протиріччя й дало поштовх до проведення даних досліджень, спрямованих на вдосконалювання робочих характеристик струминного виконавчого пристрою за рахунок підвищення статичних і динамічних властивостей ЕПК.

1.6. Сучасні дослідження електропневматичних клапанів

Як відзначалися раніше хоч електромагніти є самим ненадійним елементом пристрою сполучення, однак альтернативи їм поки немає. Розробки електрофлюїдних (безмеханічних пристроїв) перетворювачів [35] перебувають у стадії досліджень.

За даними дослідного відпрацювання пневмоагрегатів на підприємстві-розробнику на частку пневмоклапанів з електромагнітним приводом доводиться найбільша кількість повних функціональних відмов (від 16 до 22% від загальної кількості відмов) [55]. У роботах [52, 53, 56] показано, що більша частина цих відмов пов'язана з утомним руйнуванням стрижневих елементів – штоків, обумовлена в ударному контакті штока й сідла клапана. Виявлено причини й характер утомного руйнування штоків, дано ряд рекомендацій спрямованих на підвищення довговічності деталей клапана.

При забезпеченні безпечної й ефективної експлуатації систем керування й життєзабезпечення літальних апаратів, систем безпеки АЕС, де електромагнітні клапани є невід'ємною частиною, немаловажну роль відводять прогнозуванню їхнього технічного стану. У роботі [74] розглянуто новий метод прогнозування технічного стану електромагнітного клапана, що використовує як вихідну інформацію емпіричні залежності математичного очікування коефіцієнта варіації функціональних параметрів від наробітку. Цей метод базується на аналізі домінуючих тенденцій “поводження” функціональних параметрів. Однак ці методи ігнорують реальні фізико-хімічні закономірності формування

негативних змін в елементах конструкції. Тому в роботі [57] зроблена спроба розробки підходу до рішення завдання оцінки залишкового ресурсу з позиції аналізу механізму формування відмов. Робота [73] так само присвячена прогнозуванню функціональних параметрів клапанів з електромагнітним приводом. Метод прогнозування в цій статті базується на статистичному моделюванні змін вихідних параметрів клапанів з наробітком.

У роботі [57, 72] проводиться повний аналіз причин пов'язаних з відмовами електромагнітних клапанів систем устаткування літальних апаратів, даються рекомендації з підвищення надійності на етапі проектування й дослідного відпрацювання. Розглядається механізм формування відмов представлений у вигляді причинно-слідчого ланцюжка, основними ланками якого є: розвиток деградаційних процесів, зміна вихідного стану елементів, зміни параметрів розмірного ланцюга, зміни функціональних параметрів. За даними дослідного відпрацювання показані характерні прояви функціональних і параметричних відмов електромагнітних клапанів. За результатами стендових ресурсних випробувань ЕПК визначені середні значення мінімального наробітку на відмову [19, 20].

У гідропневмоклапанах, де використовуються гумові ущільнювачі елементів, одним з основних вимог є герметизація затворів, при мінімальній трудомісткості при виготовленні клапанів, з мінімальними габаритами й маси. У роботі [86] розглянута робота пневмогідроклапана з однопозиційним нейтральним електромагнітним приводом, що втягує. Наведено результати досліджень із гумовим ущільненням в елементах клапана при різній глибині проникнення сідла в ущільнювач. Це дозволило одержати об'єктивні дані про вплив деформаційних характеристик затворів на особливості механізму й умови герметизації, працездатність в умовах впливу цілого ряду експлуатаційних факторів, а так само поліпшити методику розрахунку клапанів з гумовим ущільнювачем у затворах при

проектуванні їхніх конструкцій. Дані дослідження дозволяють з достатнім ступенем вірогідності спрогнозувати зміни функціональних параметрів електромагнітного привода й зробити висновок щодо запасу працездатності клапана. У роботі [21, 85] представлений ряд клапанів з електромагнітним приводом розроблених і виготовлених у Київському центральному конструкторському бюро арматуробудування, які застосовуються в системах устаткування літальних апаратів і спеціалізованих мобільних машин. У роботі показані основні зміни, що відбуваються під дією експлуатаційних факторів в елементах затворів, узагальнені за результатами експериментального відпрацювання й експлуатації пневмоклапанів. Наведено результати досліджень впливу тривалого зберігання на герметичність затворів після натурних випробувань.

Вище наведений аналіз робіт [19-21, 52, 53, 55-57, 72-75, 85, 86] показав, що ціла низка робіт присвячена аналізу факторів, які впливають на надійність і довговічність електропневматичних клапанів й герметичність клапанного вузла, однак зовсім не розглядаються динамічні властивості цих клапанів.

Робота [27] присвячена розгляду й дослідженню узгодження тягових характеристик ЕПК із електромагнітним приводом і характеристик протидіючих руху сил. Автор вказує на ефективність погодженості характеристик тягових і протидіючих сил. Що повинне позитивно позначитися на техніко-економічних показниках, надійності, зносостійкості, потужності, вазі, габаритах, вібро- й ударостійкості клапанів. У роботі розглядається вплив параметрів магнітопроводу на вид тягової характеристики електромагніту, але не розглядається її вплив на динамічні характеристики клапана.

Основу сучасних досліджень процесів, що протікають в ЕПК становлять математичні моделі. Так у роботі [106] наведені підходи при математичному моделюванні процесів, що відбуваються в системі

сервоприводу із пропорційним електропневматичним клапаном, але модель не враховує нелінійність процесів, що відбуваються, тому цілком не може бути використана для досліду робочих характеристик ЕПК в складі СВП. В [128] проведене порівняння експериментальних й отриманих розрахунковим шляхом (за допомогою пакета FLUENT) витратних характеристик електропневматичного клапана, що працює на близькозвукових перепадах тиску. Динамічні властивості такого клапана не відповідають вимогам щодо СВП оскільки на 2 порядки нижчі ніж у існуючих вихрових регулюючих органів. У роботі [123] наведений огляд характеристик нової конструкції електропневматичного клапана для вільнопоршневого двигуна, які отримані на математичній моделі, однак конструкція має в собі допоміжну пружину, що значно знижує надійність і довговічність пристрою.

Експериментальні дослідження, що проведені в [101] присвячені розробці й дослідженню характеристик електропневматичного двопозиційного клапана для систем позиціонування. Наведено витратні характеристики, а також показана можливість використання запропонованої конструкції в системах з амплітудною модуляцією. Однак пропускна спроможність запропонованої конструкції не відповідає вимогам щодо мембранного виконавчого механізму. В [103] наведені результати експериментального дослідження гальмової системи на базі електропневматичного клапана соленоїдного типу у вигляді перехідних процесів і коефіцієнта витрати, а також показано вплив двох видів форми сідла клапана на коефіцієнт витрати. Але частота пропускання такого клапана не перевищує 0,1 Гц. У роботах [114, 122] наведені результати оптимізації характеристик електропневматичних клапанів сервоприводу. Однак схемне рішення таких клапанів має три вузли підсилення, що значно знижує надійність такого пристрою.

Огляд літературних джерел присвячених дослідженням електропневматичних клапанів показав, що переважна більшість

досліджень не відбиває їхніх динамічних властивостей. Багато робіт присвячені надійності, довговічності, а також забезпеченню герметичності клапанів. Ті ж деякі роботи, що містять динамічні характеристики, не мають цінності в цьому напрямку досліджень, оскільки не спрямовані на їхнє удосконалювання.

Критичний аналіз конструкцій і характеристик підсилювачів-перетворювачів, проведений вище, а також двадцятип'ятилітній досвід експлуатації струминних виконавчих пристроїв в умовах вуглезбагачувальних фабрик Донбасу показав, що в якості найбільш придатного за пред'явленими раніше вимогами до пристроїв сполучення вважати електропневматичні клапани з електромагнітами соленоїдного типу. У наших дослідженнях ця конструкція прийнята як базовий варіант.

Узагальнену схему такого клапан можна представити в наступному виді (рис. 1.10).

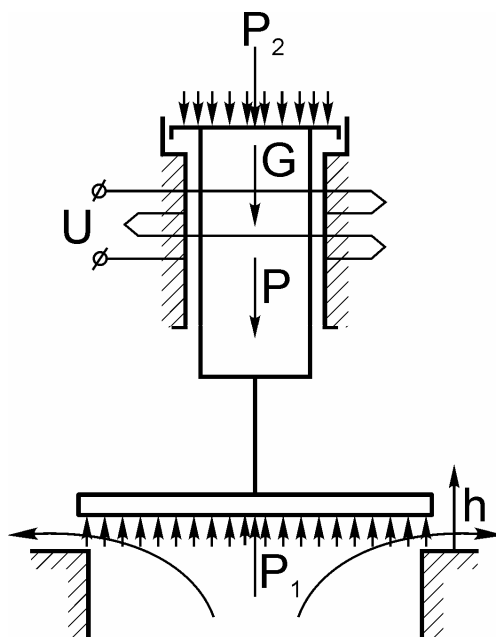


Рис. 1.10. Узагальнена схема електропневматичного клапан з електромагнітом соленоїдного типу

Розглянемо рівновагу сердечника електропневматичного клапана, опираючись на принцип Далмбера й представивши його рівнянням виду:

$$\frac{d^2h}{dt^2} = \frac{P - P_1 + P_2 + G - P_3(t) \cdot \text{sign}(dh/dt)}{m}, \quad (1.1)$$

де m – приведена маса рухливих частин;

h – переміщення сердечника;

P – електромагнітна сила;

P_1 – аеродинамічна сила, що діє з боку робочого потоку;

P_2 – аеродинамічна сила, що діє на торець сердечника;

G – вага рухливих частин електропневматичного клапана;

$P_3(t)$ – сили тертя.

З рівняння (1.1) випливає, що для одержання максимальної швидкодії електропневматичного клапана необхідно максимізувати праву частину рівняння.

Масу, електромагнітну силу й вагу сердечника та пов'язаних з ним рухомих частин ЕПК виключимо з розгляду, тому що вони тісно пов'язані з електромагнітними процесам, що протікають у соленоїді клапана й представляють тему окремого дослідження.

Сили тертя також виключимо, оскільки, як правило, їхня величина на багато менше рушійної сили, а конструктивна схема ЕПК не дозволяє істотно вплинути на величину цих сил.

У більшості досліджень аеродинамічна сила, що діє з боку робочого потоку, вважається постійною внаслідок малості ходу сердечника. Таким чином, у нашому випадку єдина сила здатна істотно змінити баланс сил є аеродинамічна сила, яка діє на торець сердечника, що визначається добутком тиску над сердечником на його площу. Створення додаткової сили, що компенсує опір називають розвантаженням.

Виходячи з вищесказаного та проведеного огляду досліджень можна укласти, що створення розвантажувального пристрою, яке дозволяє одержати додаткове зусилля на сердечнику електропневматичного клапана повинно позитивно вплинути на статичні й динамічні характеристики ЕПК [6].

Найбільш діючим способом підвищення пропускної здатності проточної частини ЕПК, для узгодження швидкодії мембранного виконавчого механізму і вихрового регулюючого органа, є установка дифузора. Виходячи з робіт [25, 63, 105, 125, 115] найбільш підходящим типом дифузора можна вважати щілинний, оскільки дозволяє зберегти розміри сідла клапана і як наслідок величину аеродинамічної сили, що діє з боку робочого потоку, найменшу величину ходу сердечника, а також габаритні розміри ЕПК.

1.7. Висновки до першого розділу. Мета і задачі досліджень

Проведений літературний огляд показав, що раніше при розрахунках струминного виконавчого пристрою динамічні властивості електропневматичного клапана не враховувалися, тобто він вважався безінерційною ланкою. Що дає істотну погрішність у визначенні динамічних властивостей струминного виконавчого пристрою, оскільки динамічні властивості електропневматичного клапана й вихрового регулювального органа, на даному етапі розвитку, перебувають на одному рівні. Аналіз передатної функції СВП і його складових показав, що поліпшення робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв можливо за рахунок удосконалювання статичних і динамічних якостей електропневматичних клапанів. При цьому найбільш діючим способом поліпшення статичних і динамічних характеристик електропневматичних

клапанів є застосування в конструкції щілинного дифузора й розвантажувального пристрою.

Резюмуючи вище викладене сформульовано мета і задачі дослідження.

Метою дисертаційної роботи є удосконалення робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв за рахунок поліпшення статичних і динамічних характеристик їх складових, а саме підвищення пропускної спроможності, швидкодії, зменшення споживаної потужності електропневматичних клапанів.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні задачі дослідження:

- встановити особливості робочих процесів у складових СВП і визначити напрямки удосконалювання його характеристик;
- встановити характер та особливості гідромеханічних процесів, які відбуваються в ЕПК СВП при його відкритті і закритті, для чого розробити його адекватну математичну модель;
- встановити гідродинамічну картину течії у проточній частині ЕПК, його пропускну спроможність та аеродинамічну силу, що діє на запірний елемент зі сторони робочого потоку;
- встановити закономірності впливу гідродинамічних та геометричних параметрів розвантажувального пристрою ЕПК СВП на характеристики його робочого процесу;
- розробити та впровадити у виробництво методику інженерного розрахунку та проектування СВП з удосконаленням ЕПК;
- визначити динамічні характеристики СВП з удосконаленням ЕПК та зробити аналіз його ефективності у складі струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО КЛАПАНА СТРУМИННОГО ВИКОНАВЧОГО ПРИСТРОЮ

2.1. Аналіз робочих процесів електропневматичного клапана

Критичний аналіз конструкцій і характеристик підсилювачів-перетворювачів показав, що в якості найбільш придатного, згідно з сформульованими раніше вимогами до пристроїв сполучення, є електропневматичні клапани з електромагнітами соленоїдного типу, схема якого представлена на рис. 2.1. Незважаючи на те, що електромагніти є найнадійнішим елементом пристрою сполучення, альтернативи їм поки немає.

У наших дослідженнях ця конструкція прийнята як базовий варіант, що позитивно зарекомендувала себе, працюючи у складі пневматичного привода відсаджувальних машин на збагачувальних фабриках України, Росії та інших країн.

Для аналізу динамічних властивостей ЕПК складемо математичну модель динамічних процесів, що протікають у ньому.

Рівняння руху сердечника із клапаном одержимо з умови його динамічної рівноваги на основі схеми, наведеної на рис. 2.1 [94].

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} = P - P_1 + P_2 \pm P_3(t) + G, \quad (2.1)$$

де M – маса рухливих частин електромагнітного пневматичного клапана (маса сердечника);

h – хід сердечника;

P – зусилля, що розвивається електромагнітом;

P_1 – аеродинамічна сила, що діє на запірну частину клапана площею F ;

P_2 – аеродинамічна сила, що діє на торець сердечника площею f ;

$P_3(t)$ – сумарна сила, що демпфірує та сила тертя;

G – вага рухливих частин.

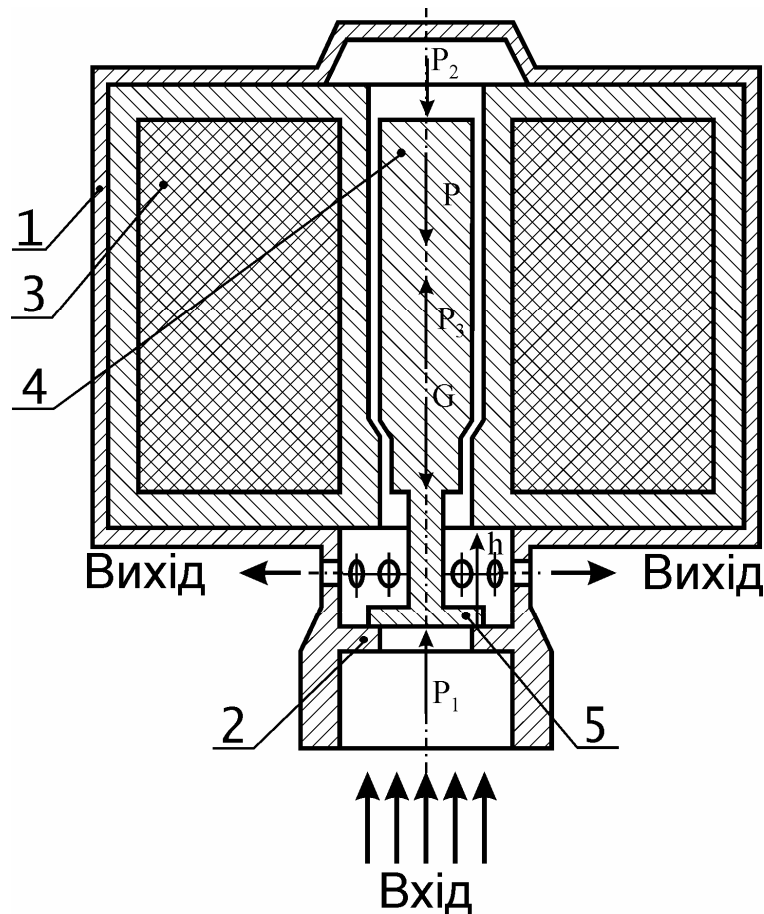


Рис. 2.1. Конструктивна схема електропневматичного клапана

1 – корпус; 2 – сідло; 3 – електромагніт; 4 – сердечник; 5 – запірна частина сердечника.

Зовнішню тягову характеристику електромагніту, що представляє залежність тягового зусилля P від ходу сердечника h й струму в котушці i можна представити похилими паралельними прямими [75].

Сердечник перебуває в рівновазі, якщо $P = P_n$ (тут P_n – сила, викликана діючим на керований елемент навантаженням). У загальному випадку величина P_n є функцією переміщення h . Наклавши графіки цих функцій на зовнішню силову характеристику, по крапках їхнього перетинання можна визначити

залежність $h = h(i_y)$, яка й буде статичною характеристикою навантаженого клапана. При слабкому магнітному гістерезисі й незначному сухому терті в рухливих частинах розглянуті вище характеристики припустимо вважати однозначними, а статичну характеристику лінійною. Внаслідок магнітного гістерезису або сухого тертя статична характеристика може мати петлю, яка, однак, у реальних пристроїв дуже мала. Не враховуючи магнітний гістерезис, зовнішню тягову характеристику перетворювача можна описати рівнянням [75]:

$$P = k_{pi}i - k_{ph}h, \quad (2.2)$$

де $k_{pi} = n_1 \operatorname{tg} \beta_1$ й $k_{ph} = n_2 \operatorname{tg} \beta_2$, а n_1 , β_1 й n_2 , β_2 – коефіцієнти масштабів і кутів нахилу характеристик відповідно за струмом і переміщенням.

Якщо тягова характеристика зображується кривими, то коефіцієнти k_{pi} й k_{ph} повинні бути визначені за абсолютним значенням похідних, обчислених для крапки, відповідної до рівноважного положення сердечника при $i_y = i_{y0}$ й $h = h_0$.

$$k_{pi} = \left. \frac{\partial P}{\partial i} \right|_{\substack{i=i_0 \\ h=h_0}}; \quad k_{ph} = \left. \frac{\partial P}{\partial h} \right|_{\substack{i=i_0 \\ h=h_0}};$$

При цьому надалі обмежувалися розглядом малих відхилень i і h від значень, що визначають рівновагу сердечника.

Для приблизних розрахунків аеродинамічної сили, що діє на запірну частину клапана, користуються в основному таким співвідношенням:

$$P_1 = (1,03 - 1,06) p_1 F.$$

Тут F – площа отвору, що закривається.

Це співвідношення слухне при відносному ході $\frac{h}{d} < 0,1 - 0,125$ [43].

На справді силу, що діє на запірну частину клапана з боку робочого середовища, слід знаходити зі співвідношення:

$$P_1 = \int_0^F p_1 dF, \quad (2.3)$$

де p_1 – тиск робочого середовища на запірну частину клапана, що змінюється за радіусом, а так само при різних положеннях запірного елемента.

Сила, що діє на торець сердечника:

$$P_2 = p_2 f,$$

де p_2 – тиск, який діє на торець сердечника площею f .

$P_3(t)$ – сила, що демпфірує, виникає при русі сердечника із клапаном внаслідок дії сил тертя й зміни електромагнітних сил через появу зустрічної ЕРС в обмотці котушки керування, визначається як:

$$P_3(t) = k_d \frac{dh}{dt}, \quad (2.4)$$

де k_d – коефіцієнт демпфірування сердечника, значення якого вибираються на підставі експериментальних даних.

З наведених вище рівнянь після простих перетворень одержимо:

$$\frac{M}{k_{ph}} \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{k_d}{k_{ph}} \frac{dh}{dt} + h = \frac{k_{pi}}{k_{ph}} i - \frac{P_1 - P_2 + G}{k_{ph}}. \quad (2.5)$$

Привівши рівняння до форми запису в зображеннях Лапласа s для випадку повністю розвантаженого сердечника (при цьому останній доданок у співвідношенні (2.5) перетворюється в нуль), отримали:

$$T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1 = \frac{k_{pi}}{k_{ph}} \frac{i(s)}{h(s)},$$

де постійна часу сердечника й коефіцієнт відносного демпфірування:

$$T_1 = \sqrt{M / k_{ph}} \quad (2.6)$$

$$\zeta = k_d / 2k_{ph} T_1.$$

Рівняння руху сердечника, записане у формі передатної функції, прийме вид:

$$W_{hi}(s) = \frac{h(s)}{i(s)} = \frac{k_{pi} / k_{ph}}{T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1}. \quad (2.7)$$

Орієнтовні значення ζ , відповідно до рекомендацій [43], становлять 0,1—0,2.

Коефіцієнт передачі електромагнітного пневмоклапана:

$$k_{hi} = k_{pi} / k_{ph}.$$

Отримана передатна функція виведена в припущенні, що струм в обмотках котушки управління зростає миттєво до номінального значення, що встановилося. Насправді ж індуктивний опір разом з активною складовою приводять до перехідного процесу, що описується відомим диференціальним рівнянням:

$$\frac{d(L \cdot i)}{dt} + R_c \cdot i = U(t),$$

де R_c – активний опір електромагніту;

U – напруга в котушці соленоїда;

t – час;

L – індуктивність котушки соленоїда,

з якого випливає, у випадку постійної індуктивності, передатна функція:

$$W_{iu}(s) = \frac{i(s)}{u(s)} = \frac{1/R_c}{L/R_c s + 1} = \frac{1/R_c}{T_2 s + 1}. \quad (2.8)$$

Підставляючи останню рівність у співвідношення (2.7), після перетворень отримали:

$$W_{hu}(s) = \frac{h(s)}{u(s)} = W_{hi}(s)W_{iu}(s) = \frac{1}{(T_2 s + 1)(T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 + 1)}. \quad (2.9)$$

Для проведення динамічного аналізу отриманого рівняння значення постійної часу T_2 визначалося експериментально виміром активного опору обмоток і залежності індуктивності соленоїда від ходу сердечника. Активний опір котушки керування становить $R_c = 120$ Ом. Зміна індуктивності (у діапазоні переміщення сердечника) знаходиться в невеликих межах і з погрішністю, що не перевищує $\pm 5\%$, може вважатися постійною величиною $L = 500 \pm 25$ мГн.

Таким чином:

$$T_2 \approx 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Постійна часу T_1 розраховувалася на основі експериментально отриманої тягової характеристики електромагніту (у ньютонках), яку можна апроксимувати залежністю виду:

$$P = 10,368 \cdot i^{-0,8482},$$

де i – струм (у амперах).

Аналізуючи отримані результати, можна стверджувати, що характеристика суттєво нелінійна й можна тільки в першому наближенні вважати її лінійною. Лінеаризація дає: $k_{ph} \approx 2,36 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$. Тоді постійна часу T_1 визначена з (2.6) становить: $T_1 = 5,8 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, для сердечника масою $M = 80 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$.

Порівнюючи значення постійних часу T_1 й T_2 , приходимо до важливого висновку, що вони приблизно однакові, а отже, динамічні процеси в котушці керування повинні бути враховані при моделюванні переміщення сердечника.

Підставляючи отримані значення постійних часу у (2.9), одержали кількісне вираження для передатної функції при $\zeta = 0,1$:

$$\bar{W}_{hu}(s) = \frac{1}{64 \cdot 10^{-9} s^3 + 19,2 \cdot 10^{-6} s^2 + 4,8 \cdot 10^{-3} s + 1}. \quad (2.10)$$

Відповідний передатній функції (2.10) перехідний процес, а також перехідні процеси при $\zeta = 0,3$ й $\zeta = 0,5$ показано на рисунку 2.2, з яких видно, що для одержання аперіодичного перехідного процесу (який є бажаним для систем автоматики) необхідно забезпечити коефіцієнт демпфірування не менш $\zeta = 0,5$.

Як видно з рисунка 2.2, клапан може працювати із частотою близько 40 Гц, а час його перехідного процесу становить приблизно $t_{mn} = 0,024 \text{ с}$. Таким чином, час перехідного процесу електропневматичного клапана сумірний з часом вихрового клапана [14, 68] і, отже, динамічні властивості ЕПК потребують удосконалювання для більш ефективної роботи.

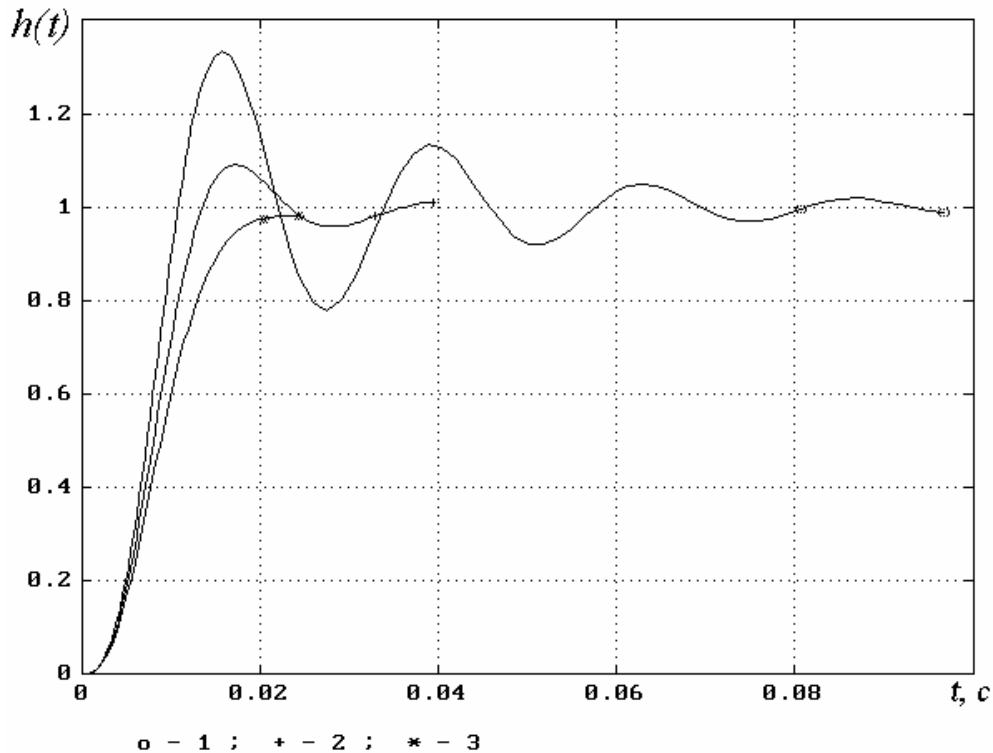


Рис. 2.2. Перехідні процеси в електропневматичному клапані

2.2. Математичне моделювання динаміки електропневматичного клапана

Для досягнення мети, поставленої в першому розділі, була розроблена модифікована конструкція клапана з розвантаженим сердечником, за рахунок використання енергії робочого середовища. Розвантаження сердечника відбувається за рахунок того, що робоче середовище через отвори в сердечнику потрапляє в порожнину над сердечником, при цьому виникає додаткове зусилля P_2 , що діє на сердечник клапана.

Як видно з рисунка 2.3, розрахункова схема електропневматичного клапана складається із двох дроселів: дроселя наповнення $\mu_1 f_1$, розташованого безпосередньо в сердечнику, і дренажного дроселя $\mu_2 f_2$, який являє собою щілину між сердечником і котушкою. Робоче середовище під тиском p_1 через отвір у сердечнику $\mu_1 f_1$ надходить у камеру, розташовану над сердечником,

змінний об'єм камери $W = var$ забезпечується за рахунок руху сердечника. Скидання повітря з камери, розташованої над сердечником, в атмосферу $p_{атм.}$ відбувається через дренажний дросель $\mu_2 f_2$.

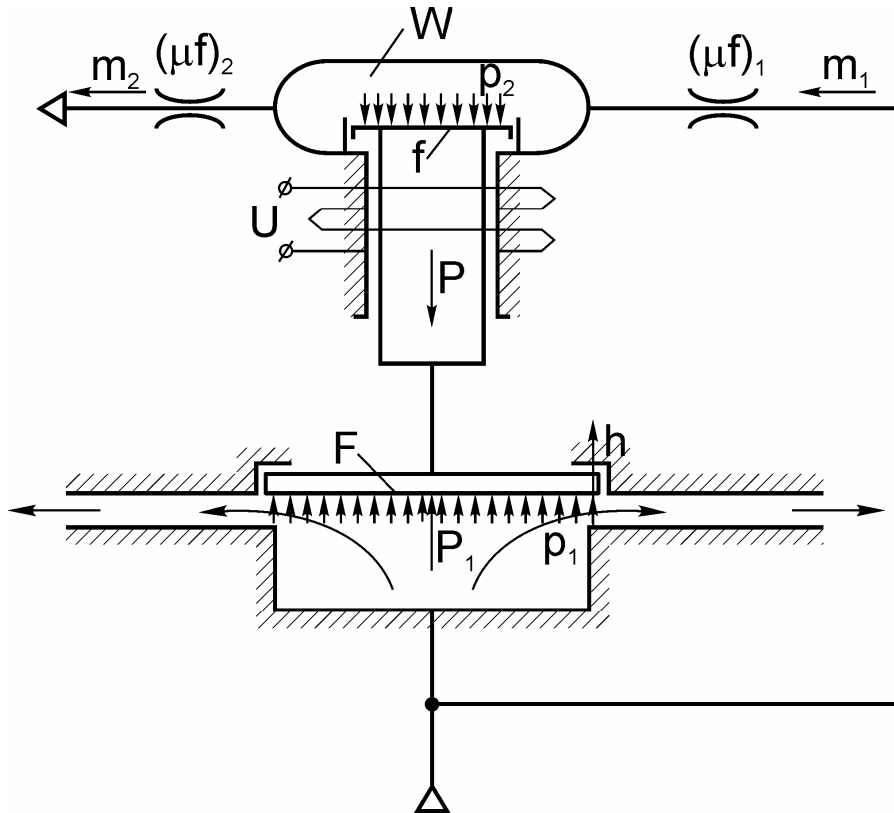


Рис. 2.3. Розрахункова схема ЕПК

Рівняння нерозривності використовувалось для докритичного адіабатичного витікання робочого середовища через елементи проточної частини в сердечнику й у зазорі між сердечником і електромагнітом, оскільки $\frac{p_{атм.}}{p_1} > \sigma_{кр} = 0,528$, а швидкість значно перевищує швидкість процесу теплообміну з зовнішнім середовищем

$$\frac{W_0 + f(H - h)}{kRT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{p_2}{RT} f \cdot V = m_1 - m_2,$$

де W – об'єм камери над сердечником;

ρ – питома маса робочого середовища.

W_0 – “мертвий” об’єм камери над сердечником;

H – повний хід сердечника;

k – коефіцієнт адіабати;

h – переміщення сердечника;

V – швидкість сердечника;

m_1 – витрата газу, який втікає в об’єм над сердечником;

m_2 – витрата газу, який витікає з об’єму над сердечником.

Значення масових витрат визначено з рівнянь Сен-Венана й Ванцеля [1, 31]:

$$m_1 = \mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]};$$

$$m_2 = \mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left[\left(\frac{p_{атм.}}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{атм.}}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

З урахуванням зроблених припущень математична модель електропневматичного клапана представлена системою рівнянь динамічної рівноваги сердечника, рівняннями витрати повітря при докритичному витіканні через елементи проточної частини і рівняннями електричних процесів з початковими й граничними умовами приймає такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{dh}{dt} = V; \\
 M \frac{dV}{dt} = P - P_1 + p_2 f - k_d V + Mg; \\
 P = k_{pi} i - k_{ph} h; \\
 \frac{dLi}{dt} + R_C \cdot i = U(t); \\
 \frac{W_0 + f(h_{\max} - h)}{kRT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{p_2}{RT} f \cdot V = m_1 - m_2; \\
 m_1 = \mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad \text{при } \frac{p_2}{p_1} \geq 0,528 \\
 m_2 = \mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left[\left(\frac{p_{амм.}}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{амм.}}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad \text{при } \frac{p_{амм.}}{p_1} \geq 0,528 \\
 \text{Початкові умови: } t = 0; h = 0; V = 0; i = 0; p_2 = p_a; T = 293^\circ C; U = 24 B. \\
 \text{Межові умови: } 0 \leq h \leq h_{\max}.
 \end{array} \right. \quad 2.11$$

Розв'язання рівнянь математичної моделі проводився методом Рунге – Кутта 4 – го порядку точності в середовищі пакета прикладних програм для інженерних і наукових розрахунків з відкритим вихідним кодом Freemat®.

За результатами розрахунків при таких параметрах натурального зразка електропневматичного клапана:

$$h = 4,5 \text{ мм}, \quad d = 16 \text{ мм}, \quad D = 16 \text{ мм}, \quad U = 24 \text{ В},$$

$$W_0 = 9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad p = 0,15 \text{ МПа},$$

$$L = 500 \pm 25 \text{ мГн}, \quad M = 80 \cdot 10^{-3} \text{ кг},$$

були отримані графіки перехідних процесів електропневматичного клапана з розвантаженням і без розвантаження при відкритті й закритті (рис. 2.4).

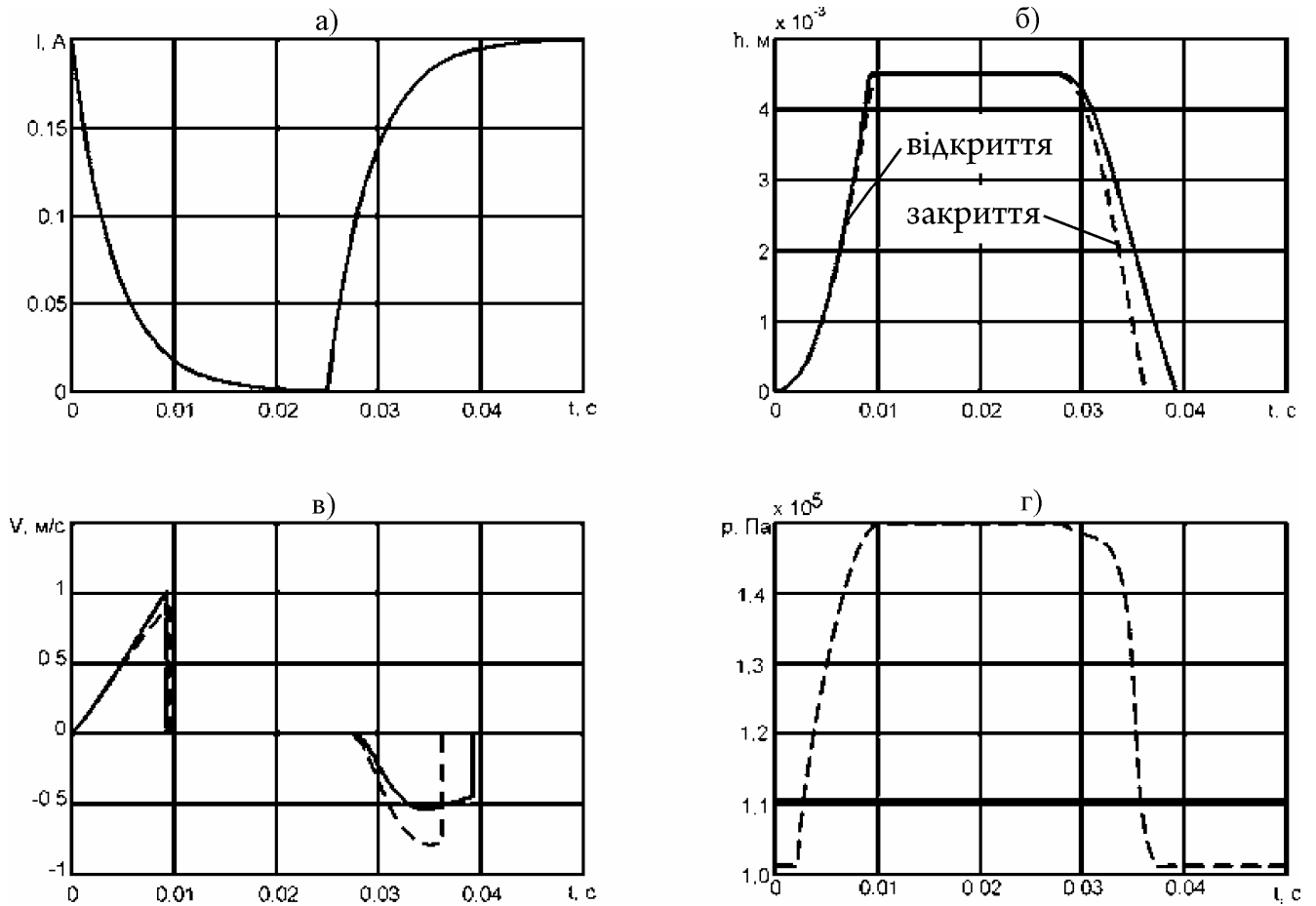


Рис. 2.4. Перехідні процеси при відкритті й закритті ЕПК

----- розвантажений сердечник; _____ нерозвантажений сердечник;
 а – зміна струму в соленоїді; б – переміщення сердечника; в – швидкість
 сердечника; г – зміна тиску в розвантажувальній камері

Із графіків, представлених на рис. 2.4, видно, що розвантаження сердечника суттєво впливає на динамічні властивості електропневматичного клапана. Встановлено, що розвантаження сердечника ЕПК дозволяє збільшити робочий тиск або площу отвору, яка запирається в 1,4 раза. Електричні процеси в соленоїді електромагніту протікають майже у два рази повільніше, ніж у механічній частині клапана. При розвантаженні сердечника час відкриття клапана практично не змінюється, а при закритті клапана його розвантаження дозволяє збільшити швидкодію більш, ніж на 30%, для прийнятої його геометрії проточної частини.

2.3. Математичне моделювання течії в проточній частині ЕПК

2.3.1. Математична модель тривимірної турбулентної течії в проточній частині електронневматичного клапана. Для підвищення пропускної здатності ЕПК у його конструкції нами було запропоновано використання щілинного дифузора (рис. 2.3). Наявність дифузора на виході ЕПК приводить до неможливості застосування інтегральних і напівемпіричних моделей, а також моделей, заснованих на інтегральних співвідношеннях Кармана [15, 28, 29] для прикордонного шару через наявність режимів роботи ЕПК, що характеризуються відривом потоку в дифузори. Використання моделей для вісесиметричної течії також неможливо, тому що відрив носить асиметричний тривимірний характер. Просторову течію у щілинному дифузори тільки з певним ступенем умовності можна розглядати як течію у плоскому дифузори з еквівалентним кутом розкриття. Однак, якщо є відрив потоку, то така схема стає не еквівалентною. Течія в ЕПК відбувається при числах Рейнольдса $10^5 - 10^6$, що говорить про сильно розвинуту турбулентну структуру [95, 96, 109, 111]. Наявність проблеми такого роду приводить до необхідності використання тривимірних рівнянь Рейнольдса [5, 16]. Оскільки найчастіше робочі тиски й швидкості (для газоподібної робочої рідини) невисокі, то можна обмежитися рівняннями для нестисливої рідини, які в декартовій системі координат мають вигляд [18, 31]:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{\overline{\partial u' u'}}{\partial x} + \frac{\overline{\partial v' u'}}{\partial y} + \frac{\overline{\partial w' u'}}{\partial z}; \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \frac{\overline{\partial u' v'}}{\partial y} + \frac{\overline{\partial v' v'}}{\partial x} + \frac{\overline{\partial w' v'}}{\partial z}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \frac{\overline{\partial u' w'}}{\partial y} + \frac{\overline{\partial v' w'}}{\partial x} + \frac{\overline{\partial w' w'}}{\partial z}. \end{cases} \quad (2.11)$$

де u , v і w – проекції осередненої складової вектора швидкості на осі координат x , y і z відповідно;

u' , v' і w' – проєкції пульсаційної складової вектора швидкості на осі координат;

F_x , F_y і F_z – проєкції вектора масових сил на осі координат;

ρ – питома маса середовища;

p – статичний тиск;

ν – молекулярна кінематична в'язкість.

Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додавали рівняння нерозривності [18, 31, 84]:

$$\operatorname{div} \bar{V} = 0$$

або в проєкціях на осі координат:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (2.12)$$

У рівняннях руху (2.11):

$$\overline{\rho V'_i V'_j} = \bar{\tau}_{ij}$$

є напругами Рейнольдса, а їхня сукупність, що складається з дев'яти членів – тензором «Рейнольдсових» напруг, породжуваних турбулентними пульсаціями.

Безпосереднє інтегрування диференціальних рівнянь (2.11), (2.12) отриманої математичної моделі неможливе через наявність додаткових дев'яти невідомих, до яких відносяться компоненти тензора «Рейнольдсових» напруг, а можливе тільки у випадку використання емпіричних моделей турбулентності, що ґрунтуються на понятті турбулентної в'язкості напруги Рейнольдса, що зв'язують з параметрами осередненого потоку.

Рівняння руху рідини у проточній частині ЕПК з використанням ефективної в'язкості [20, 38]:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} v_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} v_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} v_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} v_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} v_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} v_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} v_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} v_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} v_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \end{cases} \quad (2.13)$$

де $v_{eff} = \nu + \nu_T$, а ν_T – турбулентна (вихрова) кінематична в'язкість.

Для запису зв'язку між напругами Рейнольдса й турбулентною в'язкістю скористалися узагальненою гіпотезою Бусінеска [18, 31, 84].

$$\bar{\tau}_{ij} = 2\rho\nu_T \bar{S} - \frac{2}{3}\rho kE,$$

$$\text{де } \bar{S} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right) \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right) & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \text{ – осереднений тензор відносних}$$

швидкостей деформацій;

k – кінетична енергія турбулентності;

$$E = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \text{ – тензорна одиниця.}$$

Таким чином, в отриману математичну модель течії у проточній частині ЕПК увійдуть рівняння (2.12)–(2.13). Зауважимо, що для замикання рівнянь математичної моделі виникає потреба в адекватній моделі турбулентності.

2.3.2. Моделювання турбулентності у вихідному каналі ЕПК. Отримана математична модель складається із чотирьох рівнянь (трьох рівнянь руху й рівняння нерозривності) і містить десять невідомих величин, що говорить про незамкнутість математичної моделі. Для замикання математичної моделі необхідно використовувати модель турбулентності [89, 90, 81] для визначення зв'язку турбулентної в'язкості з параметрами осередненого потоку [3, 54]. Усі моделі турбулентності можна розділити на два основні класи: моделі поля осереднених швидкостей й моделі поля осереднених характеристик турбулентності. У свою чергу моделі поля осереднених характеристик турбулентності підрозділяються на моделі замикання за допомогою поля напруг Рейнольдса й поля кінетичної енергії турбулентності [41, 42].

Як показує практика розрахунків, використання моделей другого класу для розрахунків простих течій недоцільно, оскільки збільшення складності математичних моделей не приводить до істотного підвищення точності. Однак, існують винятки. Так для розрахунків закрученої вісесиметричної течії використання моделей поля осереднених характеристик турбулентності дає краще узгодження з експериментальними даними.

У більш складних випадках сильно закручених і відривних течій застосування моделей турбулентності, що не використовують гіпотезу Бусінеска, зокрема модель напруг Рейнольдса [3, 11, 92], що дозволяє одержати більш високу точність. Для розрахунків на такій моделі до рівнянь математичної моделі додаються шість нелінійних диференціальних рівнянь у часткових похідних для кожного з напруг Рейнольдса й ще два диференціальні рівняння у часткових похідних характеристик, що описують перенос, турбулентності. Додаткові рівняння виводяться з рівнянь Рейнольдса з використанням певних

допущень для замикання системи. Вирішуючи рівняння моделі турбулентності, знаходять напруги Рейнольдса й безпосередньо підставляють їх у рівняння руху, не використовуючи поняття турбулентної в'язкості [107, 116, 126]. Однак складність програмної реалізації такої моделі турбулентності в багатьох випадках перебиває те підвищення точності над моделями, що використовують гіпотезу Бусінеска.

Ґрунтуючись на тому, що моделі турбулентності типу « $k - \varepsilon$ » [95, 98, 110] краще описують властивості вільних зсувних течій, а моделі типу « $k - \omega$ » мають перевагу при моделюванні примезових течій, оптимальним вибором буде модифікована двошарова « $k - \omega$ » модель турбулентності переносу зсувних напруг Ментера. Яка дає задовільні результати для розрахунків обмежених стінками потоків [99, 118, 119], оскільки немає негативних рис властивих моделі Саффмена-Вилкокса (стандартна « $k - \omega$ » модель) і сімейству « $k - \varepsilon$ » моделей.

Для моделей такого типу функціональний зв'язок між турбулентною в'язкістю й осередненими характеристиками турбулентності визначається співвідношенням:

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}, \quad (2.14)$$

де $a_1 = 0,31$ – емпіричний коефіцієнт;

k – кінетична енергія турбулентності;

ω – питома (в одиниці об'єму) швидкість дисипації;

Ω – абсолютна величина завихреності;

F_2 – змішувальна функція:

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right],$$

де y – відстань від стінки;

β^* – константа, яка рівняється 0,075.

У свою чергу кінетична енергія турбулентності рівна [38, 93, 94]:

$$k = \frac{1}{2}(u'u' + v'v' + w'w'), \quad (2.15)$$

Де u' , v' і w' – проекції пульсаційної складової вектора швидкості на осі координат.

Зміна в часі й просторі кінетичної енергії турбулентності й питомої швидкості її дисипації описуються рівняннями переносу характеристик турбулентності:

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial t} + V_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{k1} v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + V_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \Omega^2 - \beta \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega 1} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{cases}$$

де V_j – компоненти швидкості;

де $P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, 10 \beta^* k \omega \right)$ – генеративний турбулентний член;

$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 v}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right]^4 \right\}$ – емпірична функція;

$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right)$ – позитивна частина перехресних дифузійних

членів.

Математичне моделювання проводилося при таких значеннях констант моделі: $\sigma_{k1} = 0,85$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$; $\alpha_1 = 5/9$; $\alpha_2 = 0,44$; $\beta_1 = 3/40$; $\beta_2 = 0,0828$, обумовлених рівнянням $\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1)$.

До переваг обраної моделі турбулентності необхідно віднести врахування впливу структури турбулентності з боку шарів рідини, розташованих вище за течією, а також нечутливістю до граничних умов у зовнішньому потоці.

2.3.3. Постановка граничних умов. Виходячи з можливостей і порядку завдання граничних умов, укажемо, з якими типами граничних умов буде реалізовуватися математична модель течії у проточній частині ЕПК.

Для простоти завдання й програмної реалізації приймали «жорсткі» граничні умови, що дозволило розрахувати поле течії в проточній частині електропневматичного клапана з дифузором на виході.

На твердих стінках приймається рівність нулю швидкості, внаслідок прилипання рідини до твердих стінок:

$$\bar{V}|_r = 0.$$

У вхідному перетині проточної частини клапана задавали значення тиску гальмування:

$$p|_z = p_z.$$

У вихідному перетині вихідного каналу задавали рівність нулю статичного тиску:

$$p|_z = 0.$$

Для характеристик турбулентності на твердій поверхні прийняті такі граничні умови. Рівність нулю потоку кінетичної енергії турбулентності:

$$Fk = 0.$$

Питома швидкість дисипації енергії турбулентності на твердій стінці розраховувалася за залежністю:

$$\omega = 10 \frac{6\nu}{\beta_1 (\Delta y)^2},$$

де Δy – примежовий крок.

У вхідному перетині проточної частини клапана питома швидкість дисипації розраховували за залежністю:

$$\omega_\infty = (1 \rightarrow 10) \frac{V}{L_\infty},$$

де L_∞ – орієнтовна довжина розрахункової області.

У вхідному перетині кінетична енергія турбулентності розраховували на основі вихрової в'язкості:

$$k_\infty = \nu_{t_\infty} \omega_\infty,$$

де $\nu_{t_\infty} = 10^{-(2 \rightarrow 5)} \nu$ – вихрова в'язкість у вхідному перетині.

2.3.4. Розрахунки течії у вихідному каналі ЕПК. На отриманій математичній моделі тривимірної турбулентної течії нестисливої рідини (наведеної нижче) був проведений чисельний експеримент. Розрахунок течії у вихідному каналі електропневматичного клапана із щільним дифузором на виході проводився у програмному комплексі з відкритим вихідним кодом OpenFOAM (OpenCFD Ltd) [13, 102, 104, 108, 120, 121].

$$\begin{cases} \frac{\partial u_i}{\partial t} + V_j \frac{\partial V_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_T) \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0. \end{cases}$$

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}$$

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial t} + V_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{k1} \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + V_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \Omega^2 - \beta \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{\omega 1} \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{cases}$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, 10 \beta^* k \omega \right);$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right]^4 \right\};$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right).$$

Для цього в першій наближенні були прийняті геометричні розміри щілинного дифузора на основі рекомендацій наведених в [69], але без скруглення вхідних кромek дифузора. Оскільки це викликало б ріст площі, що запирається, і, як наслідок, знівелювало позитивний ефект від застосування заходів, спрямованих на поліпшення статичних характеристик електропневматичного клапана.

Розрахункова сітка проточної частини клапана наведена на рис. 2.5.

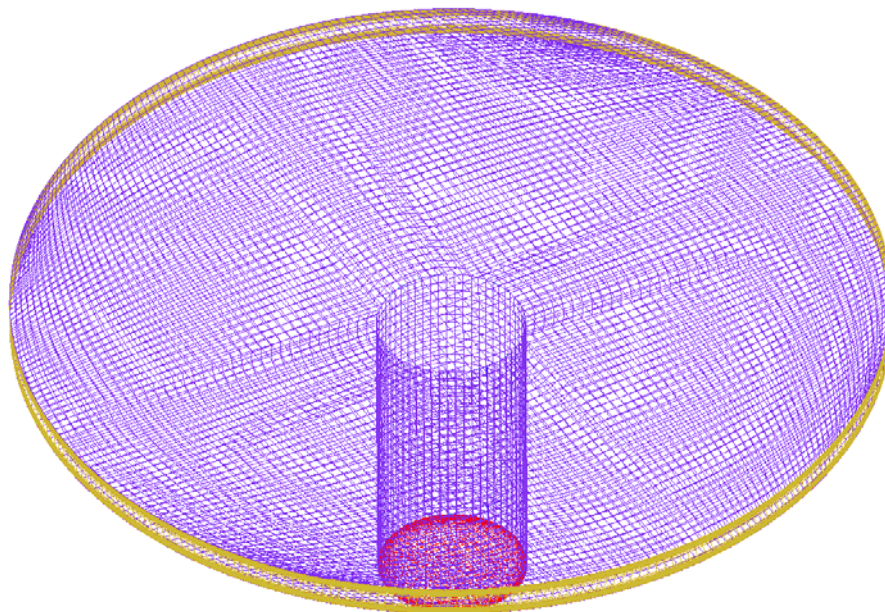


Рис. 2.5. Розрахункова сітка

Для одержання високої точності при розрахунках течії в зонах прикордонних шарів (у твердих стінок) застосуємо ущільнення сітки для забезпечення оптимальної безрозмірної відстані від твердої стінки y^+ (рис. 2.6) [100, 118].

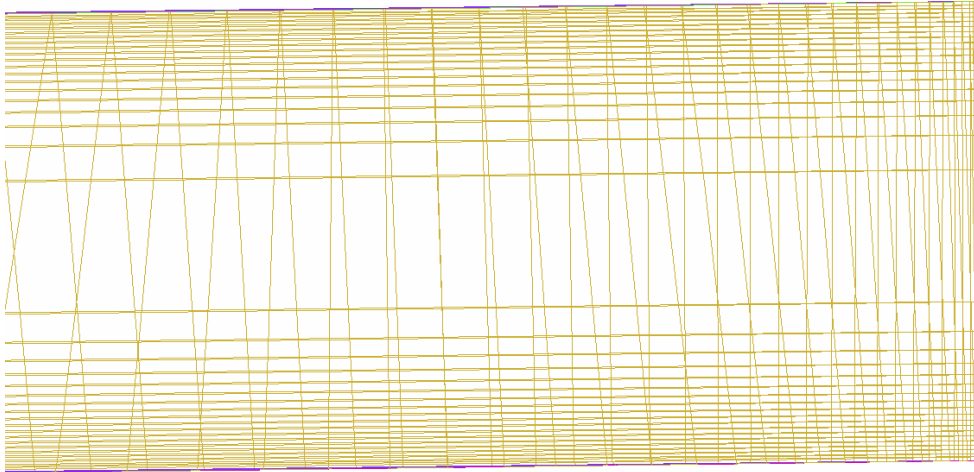


Рис. 2.6. Ущільнення розрахункової сітки у твердих стінок

Для адекватного розв'язання примежового шару у стінок вхідного каналу клапана використана O-топология розміщення призматичних елементів розрахункової сітки (рис. 2.7).

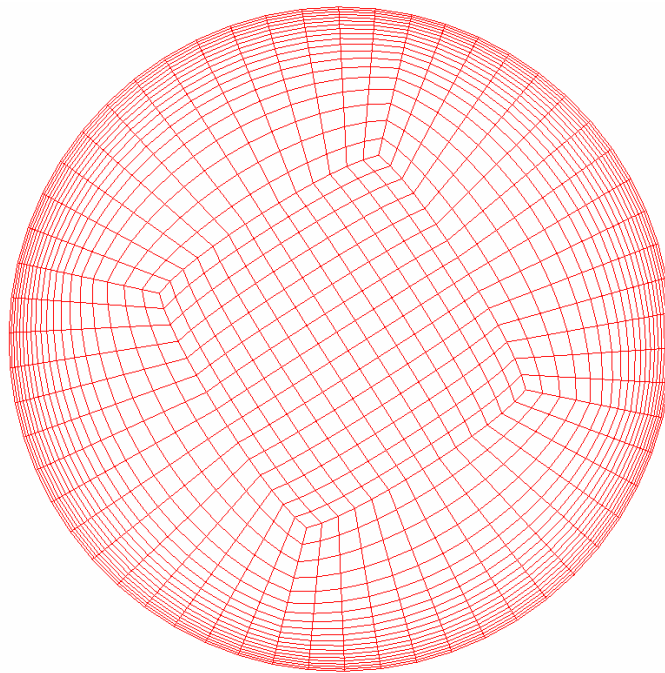


Рис. 2.7. O-топология розміщення призматичних елементів розрахункової сітки

Для визначення ефективності роботи щілинного дифузора був зроблений розрахунок течії у вихідному каналі електропневматичного клапана. Результати розрахунків наведені на рис. 2.8-2.12, де показані картини течії у вихідному каналі ЕПК і каналі із щілинним дифузором у вигляді векторів поля швидкостей.

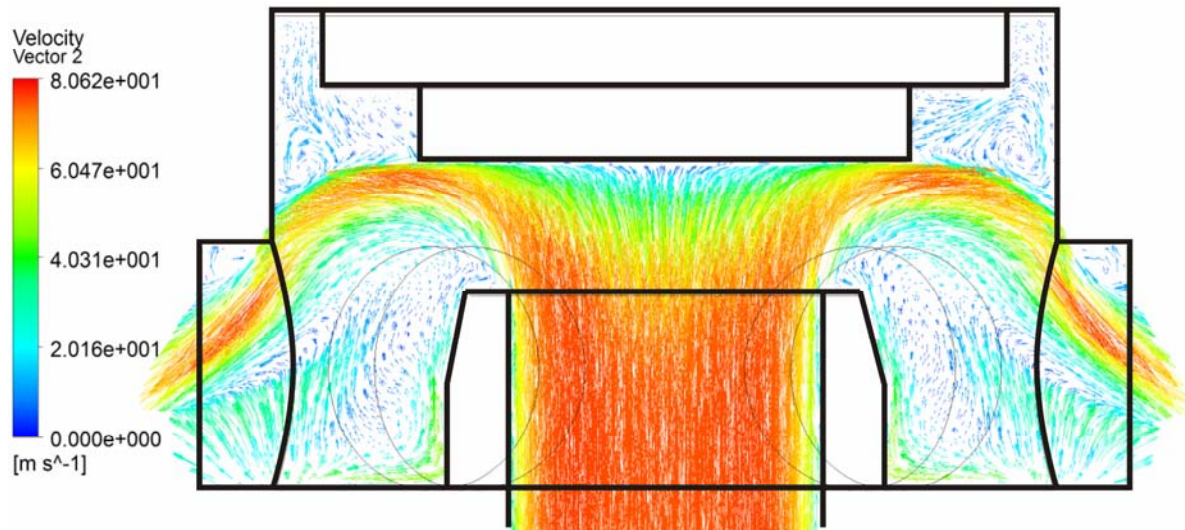


Рис. 2.8. Картини течії рідини у вихідному каналі базового ЕПК

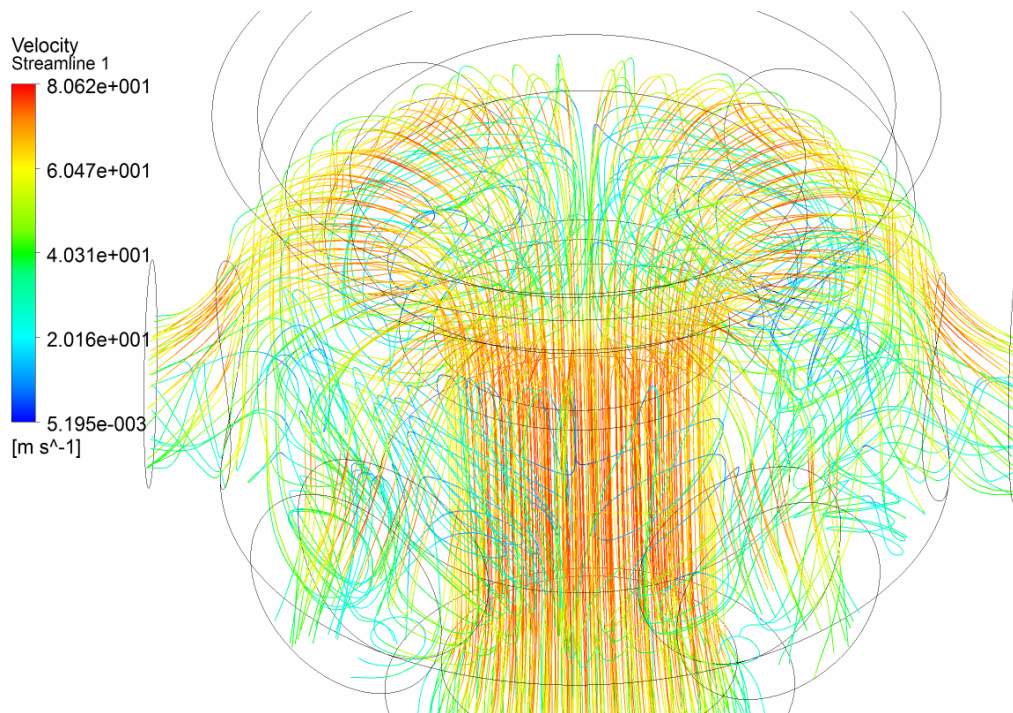


Рис. 2.9. Лінії струму у вихідному каналі базового ЕПК

Чисельний розрахунок показав, що використання щілинного дифузора у вихідному каналі дозволяє збільшити пропускну спроможність електропневматичного клапана приблизно на 30%. Цей результат підтверджується експериментальними дослідженнями. Невелике підвищення пропускну спроможності клапана в порівнянні з даними аналогічного дослідження вихрового регулюючого органа [69] пов'язане з відривом потоку від стінки щілинного дифузора (рис. 2.10). З розрахункових картин течії видно, що робочий потік при

русі не займає увесь перетин, а приблизно його третину уздовж верхньої стінки щілинного дифузора. Це обумовлене впливом гострих кромek сідла клапана, що викликає відрив потоку.

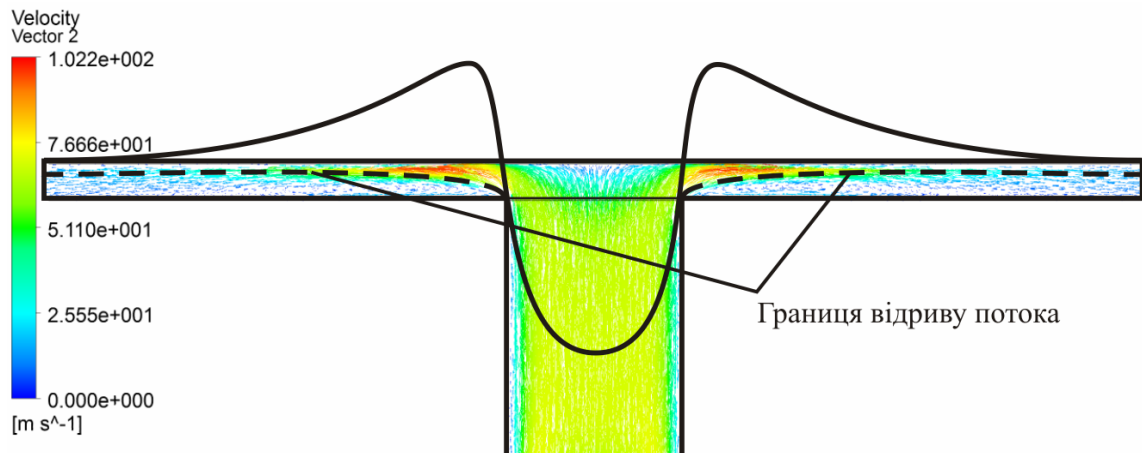


Рис. 2.10. Картини течії рідини у вихідному каналі ЕПК із щілинним дифузором із прямолінійними утворюючими

Скруглення кромek, для запобігання відривної течії неможливо, тому що приводить до збільшення діаметра й відповідно площі і, як наслідок, сили для закриття отвору. Для запобігання відривної течії проводилося профілювання стінок щілинного дифузора, зони відриву течії уздовж нижньої стінки замінялися твердою стінкою. Нижче наведені картини течії в клапані з вихідним каналом у вигляді щілинного дифузора із криволінійними утворюючими.

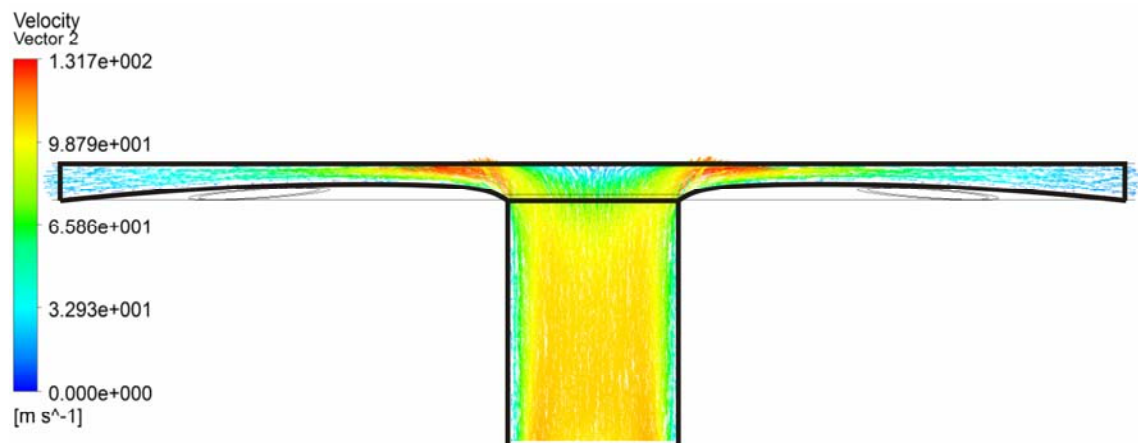


Рис. 2.11. Картини течії рідини в каналі ЕПК із профільованими стінками щілинного дифузора

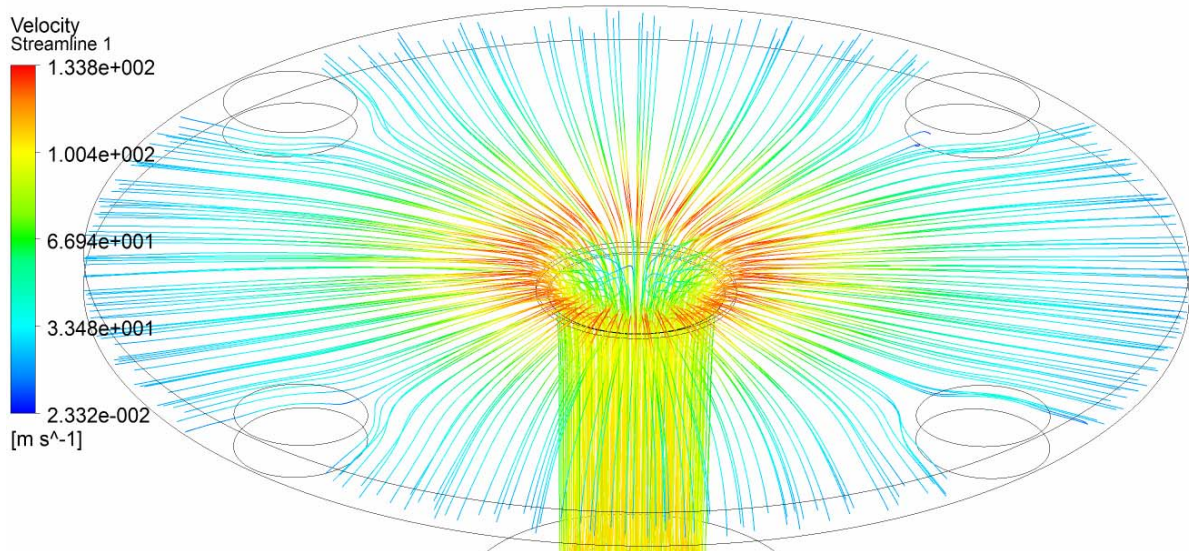


Рис. 2.12. Лінії струму в каналі ЕПК із профільованими стінками щілинного дифузора

Як показав чисельний розрахунок (рис. 2.11, 2.12), пропускна спроможність клапана з профільованим щілинним дифузором збільшилася до 50% у порівнянні з базовим варіантом.

При моделюванні робочих процесів, що протікають в електропневматичному клапані, аеродинамічна сила, що діє на запірний елемент із боку робочого потоку, у першій наближенні була прийнята постійною. Для обґрунтування прийнятого допущення був проведений чисельний експеримент з визначення розподілу тиску по верхній стінці щілинного дифузора при різних положеннях запірного елемента. Результати розрахунків наведені на рис. 2.13-2.16.

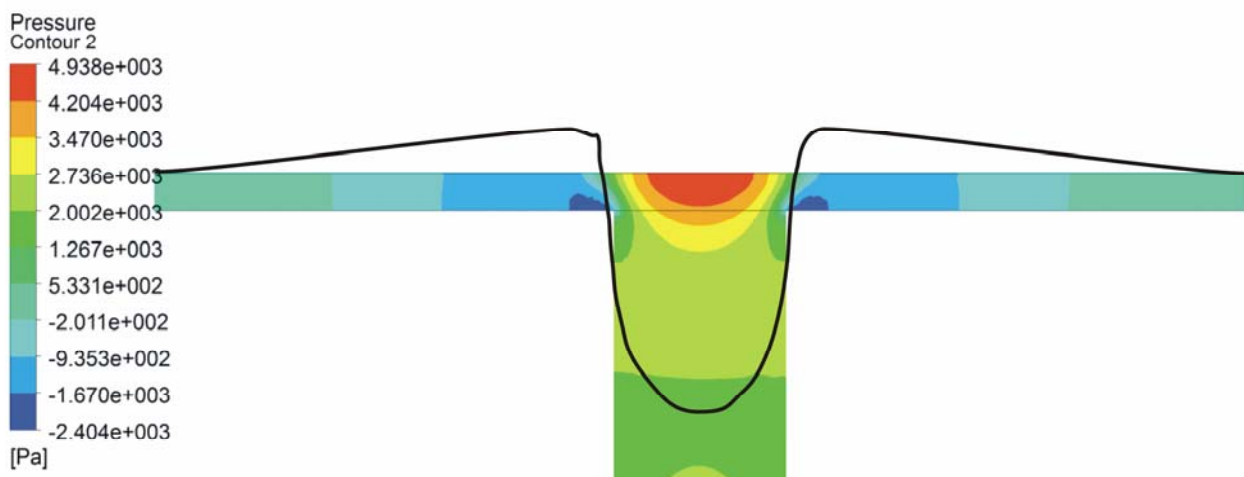


Рис. 2.13. Розподіл тиску по верхній кришці щілинного дифузора при $h = h_{\max}$

Розглядаючи криву розподілу тиску уздовж радіуса щілинного дифузора видно, що розподіл тиску має близьку до параболічної форму з максимумом у центрі запірного елемента.

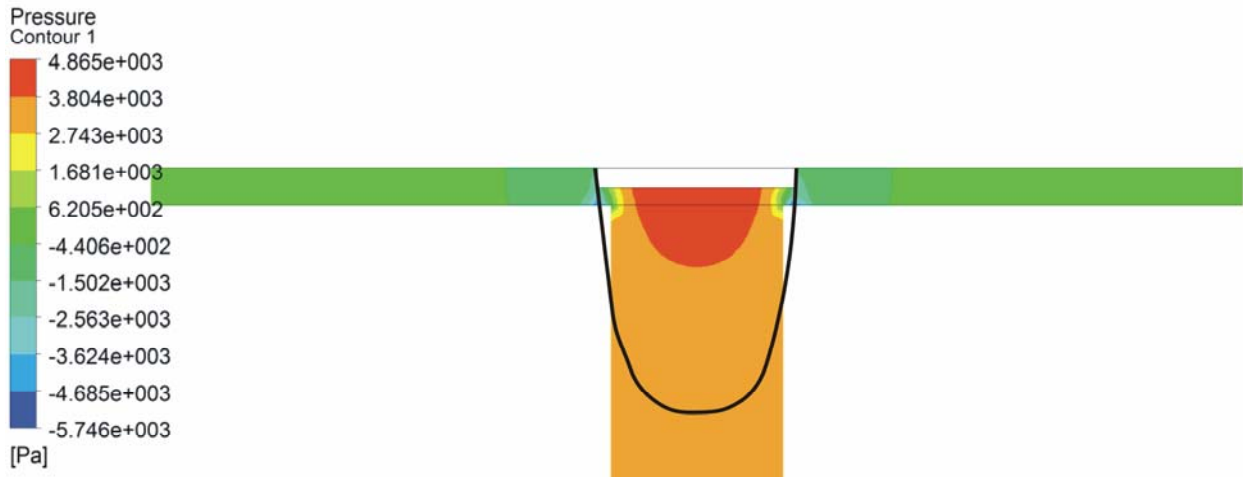


Рис. 2.14. Розподіл тиску по поверхні запірного елемента при $h = 0,54h_{\max}$

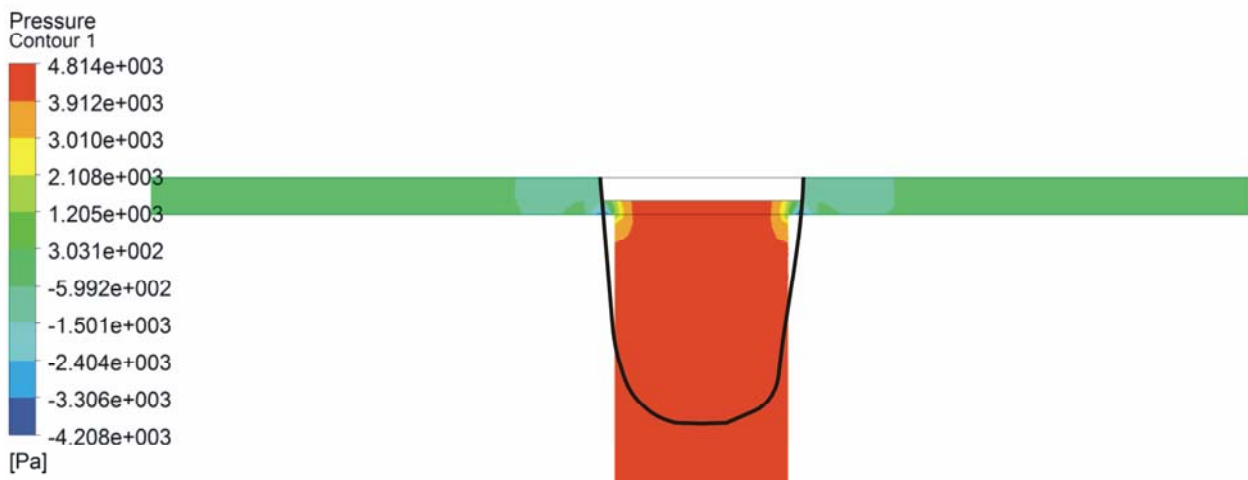


Рис. 2.15. Розподіл тиску по поверхні запірного елемента при $h = 0,36h_{\max}$

З отриманого розподілу тиску по поверхні запірного елемента (суцільна лінія) видно, що при збільшенні зазору між сідлом клапана й запірним елементом еюра тиску трансформується із прямокутної форми (при повністю закритому клапані) у близьку до параболічної, при цьому максимум тиску завжди перебуває в центрі запірного елемента й, практично, не залежить від величини зазору. Таким чином зниження тиску на периферії запірного елемента призводить до зменшення аеродинамічної сили, що діє на запірний елемент:

$$P_1 = \int_F p_1 ds,$$

де $p_1 = f(h, r)$ – тиск на поверхні запірною елемента;

F – площа запірною елемента.

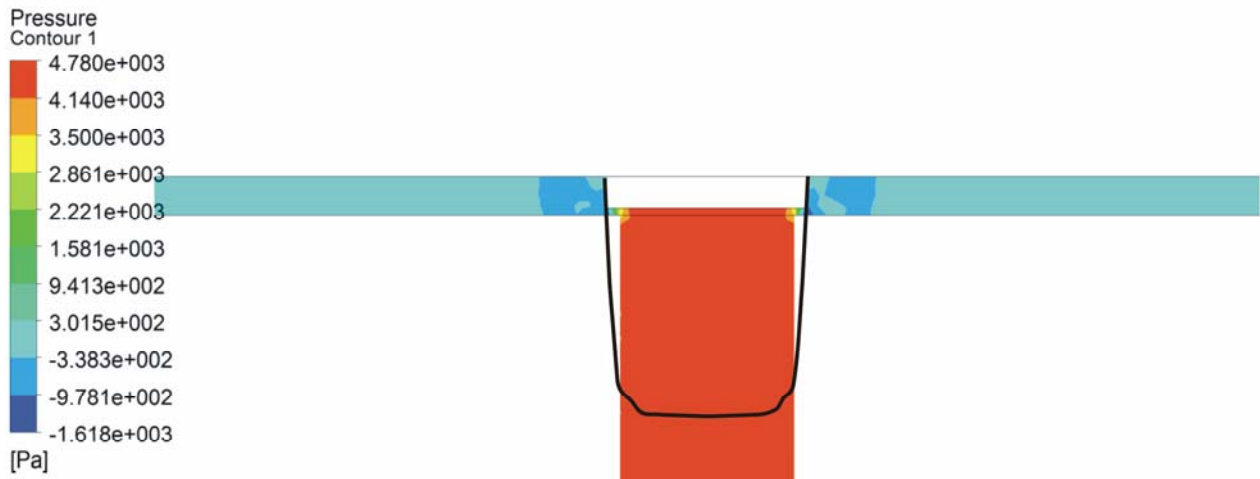


Рис. 2.16. Розподіл тиску по поверхні запірною елемента при $h = 0,18h_{\max}$

Проведені розрахунки показали, що аеродинамічна сила зменшується практично удвічі при зміні зазору між сідлом клапана й запірною елементом від нуля до максимуму, що підтверджується отриманими експериментальними даними, наведеними у 3 розділі.

2.4. Визначення впливу аеродинамічної сили на робочий процес електропневматичного клапана

Для дослідження впливу встановленої істотної зміни, аеродинамічної сили від ходу сердечника електромагніту на динаміку електропневматичного клапана в розроблену математичну модель (2.11) внесемо отриману залежність (2.3) і проведемо порівняльні розрахунки динаміки відкриття й закриття клапана для випадків з постійною й дійсною аеродинамічною силою. Результати обчислень наведені на рис. 2.17.

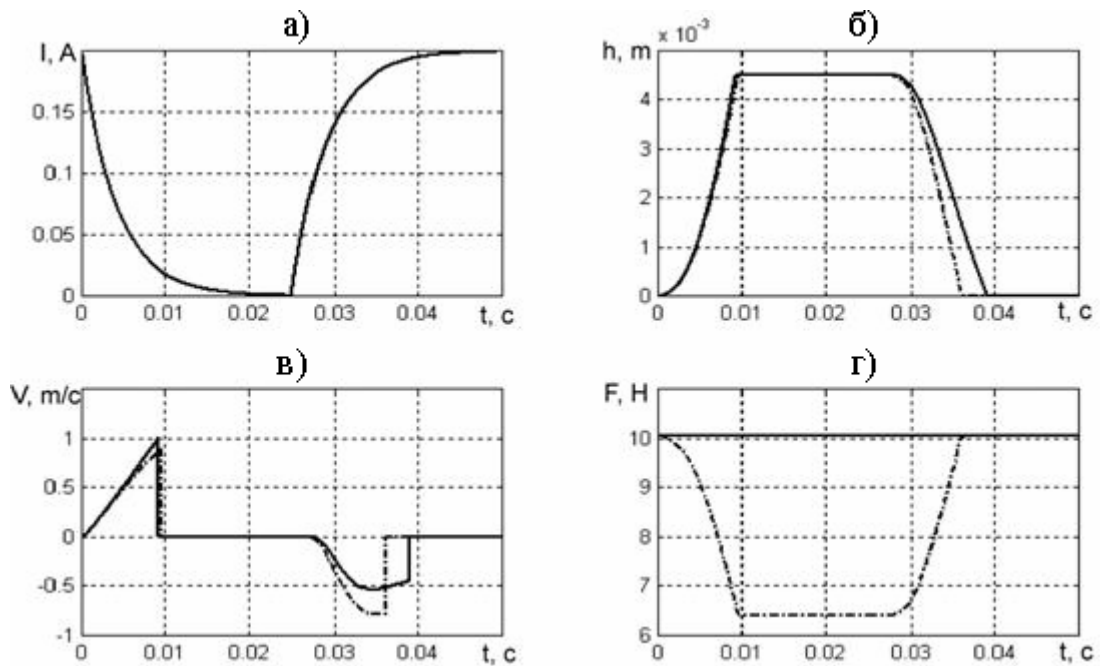


Рис. 2.17. Перехідні процеси в електропневматичному клапані при його відкритті й закритті

а – зміна струму в соленоїді; б – переміщення сердечника; в – швидкість сердечника; г – зміна аеродинамічної сили

Штрихпунктирною лінією на рисунках зображені графіки перехідних процесів при постійній аеродинамічній силі, суцільною лінією – при змінній. З отриманих графіків видно, що зміна аеродинамічної сили від ходу сердечника істотно впливає на час закриття електропневматичного клапана, який в порівнянні з варіантом розрахунків при $P_1 = const$ зменшується практично на 30%. При цьому час відкриття клапана практично не змінюється при даних його геометричних розмірах.

2.5. Висновки до другого розділу

- Розроблена математична модель робочого процесу ЕПК СВП, яка заснована на рівняннях динамічної рівноваги запірного органу, рівнянні нерозривності, рівняннях витрат рідини при докритичній течії через елементи проточної частини клапана, рівняннях стану робочого

середовища і рівняннях електричних процесів з початковими й граничними умовами, що дозволило розрахувати перехідні процеси в електричній, механічній і пневматичній системах клапана. Адекватність математичної моделі підтверджена за критерієм Фішера (довірчі інтервали за струмом, переміщенням та тиском дорівнюють відповідно $\Delta I = \pm 0,01 A$, $\Delta h = \pm 2,1 \cdot 10^{-5} m$, $\Delta p = \pm 6,25 \cdot 10^3 Pa$ при значенні довірчої ймовірності $\alpha = 0,95$).

- Розвантаження сердечника електропневматичного клапана дозволяє збільшити робочий тиск або площу отвору, яка запирається, приблизно у 1,4 раза, що дозволяє підвищити коефіцієнт підсилення.
- Використання щілинного дифузора із прямолінійними утворюючими у вихідному каналі підвищує пропускну спроможність клапана майже на 30%. Менше збільшення пропускну здатності в порівнянні з даними попередніх досліджень пов'язане з відривом потоку від стінок дифузора через гострі вхідні кромки.
- Профілювання стінок щілинного дифузора дозволяє збільшити пропускну здатність клапана до 50%.
- Установлено, що при повністю відкритому клапані тиск досягає тиску живлення тільки в центрі запірного елемента, зі зменшенням зазору епюра тиску вирівнюється й здобуває прямокутну форму, що дозволяє розрахувати силу дії робочого середовища на запірний елемент електропневматичного клапана розташованого у щілинному дифузори.
- Встановлено, що аеродинамічна сила дії робочого середовища на запірний елемент електропневматичного клапана з боку робочого потоку лінійно зменшується при зростанні ходу практично в 2 рази. Використання цієї залежності дозволяє підвищити точність розрахунку робочих процесів ЕПК.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНИХ І ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО КЛАПАНА СТРУМИННОГО ВИКОНАВЧОГО ПРИСТРОЮ

3.1. Загальні положення

Завданнями експериментальних досліджень було:

- встановлення значення тягового зусилля, що розвивається електромагнітом, яке використовувалося в математичній моделі;
- визначення залежності аеродинамічної сили, що діє на запірний елемент від його ходу;
- визначення ефективної площі кільцевої щілини, розташованої між сердечником і електромагнітом;
- візуалізація течії в щілинному дифузорі електропневматичного клапана;
- встановлення закономірності розподілу тиску по поверхні запірного елемента ЕПК.

Зауважимо, що висновки другого розділу “Математичне моделювання робочих процесів в електропневматичному клапані струминного виконавчого пристрою” сформульовані за результатами чисельних експериментів, проведених на математичних моделях з врахуванням експериментальних даних отриманих у цьому розділі.

Динамічні характеристики електропневматичного клапана досліджувалися за допомогою перехідних процесів в електричній, пневматичній і механічній системах клапана. При цьому визначалися

характер процесу й час спрацьовування ЕПК. Зазначені параметри й характеристики знімалися на спеціально розроблених експериментальних моделях і стендах кафедри "Гідрогазодинаміка" Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Фізична модель електропневматичного клапана мала натуральні розміри, що не вимагало перерахунків експериментально встановлених гідродинамічних параметрів і характеристик з моделей на натурний зразок.

3.2. Експериментальний стенд

Дослідження проводили на пневматичному стенді (рис. 3.1), схема якого наведена на рис. 3.2, призначений для дослідження статичних і динамічних характеристик електропневматичних клапанів.



Рис. 3.1. Експериментальний стенд

Пневматичний стенд складається з повітрорудвки, витратомірних пристроїв і вимірювальних приладів. У якості вимірювальних приладів використовувалися чашкові манометри, п'єзометри, ртутний термометр.

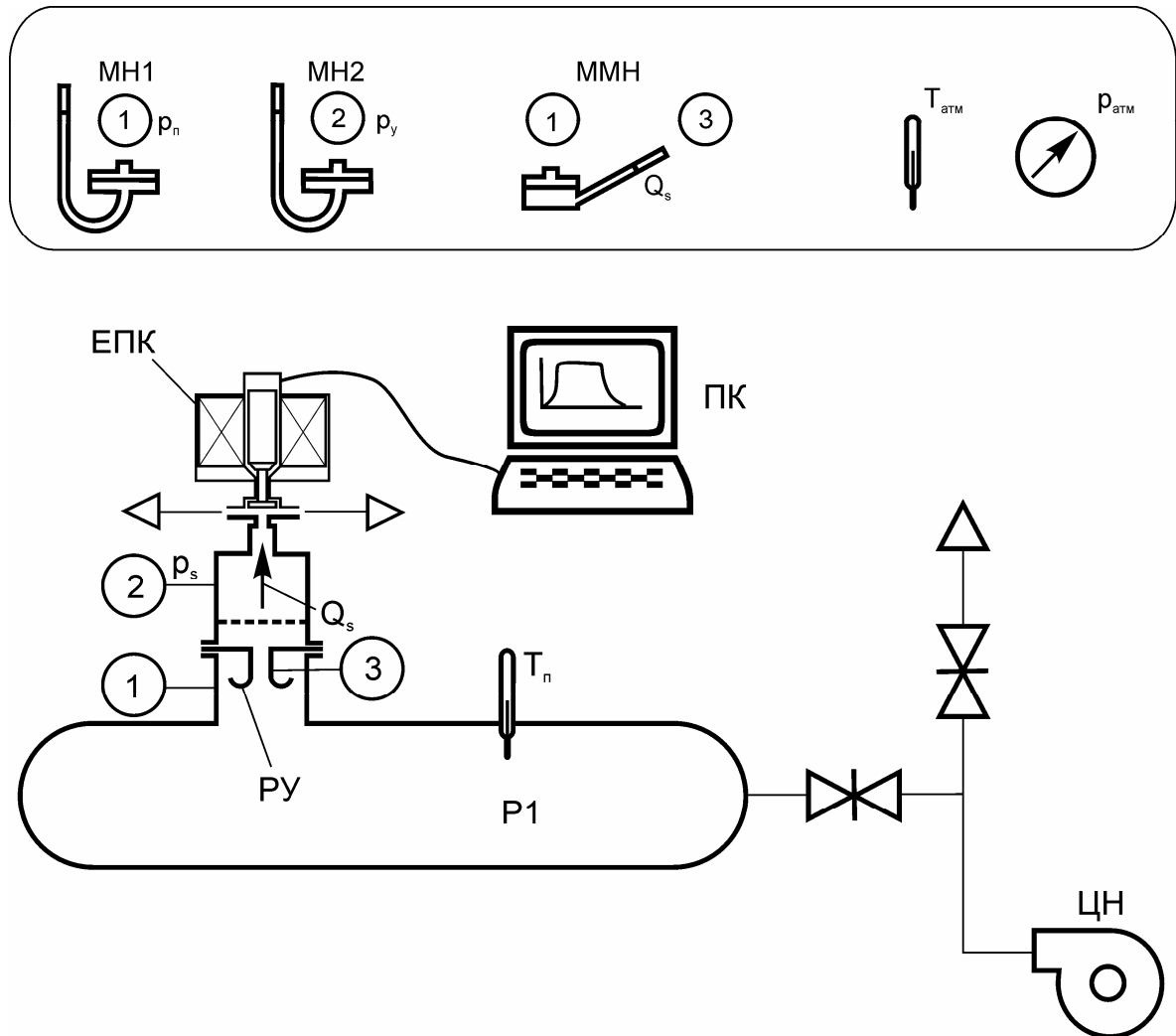


Рис. 3.2. Схема експериментального стенда

МН1, МН2 – чашкові манометри; T_n , T_{atm} – термометри; p_{atm} – барометр; РУ – витратомір; ЦН – відцентровий нагнітач; ПК – персональний комп'ютер; ЕПК – електропневматичний клапан.

Робоче середовище (від повітродувки) підводиться до ресивера, для забезпечення стабільності характеристик на вході до експериментальної моделі, а потім у робочу порожнину електропневматичного клапана.

Сталість електричних параметрів на вході до електромагніта клапана забезпечувалося за рахунок стабілізатора напруги. Електрична схема містить: електропневматичний клапан 1, амперметр 2, який підключається в розрив лінії живлення, вольтметр 3 підключений паралельно, регульований стабілізатор напруги 4, ключ 5. Стабілізатор напруги, що використовували, забезпечував стабільність вихідної напруги в діапазоні 2...26 В.

3.3. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура

При експериментальних дослідженнях статичних і динамічних характеристик ЕПК одним з основних завдань був вибір приладів, датчиків, підсилювальної апаратури, що й реєструє, які задовольняють вимогам точності.

Прилади для стаціонарних вимірів. При вимірі тиску, температури, витрати, переміщення використовувалися стандартні прилади й методи. Для забезпечення високої точності виміру тиску манометри вибиралися тільки зразкові, тиск навколишнього повітря вимірювався барометром-анероїдом (барометр-анероїд контрольний М67, діапазон виміру тиску 610 ÷ 790 мм.рт.ст., межа похибки, що допускається $\pm 0,8$ мм.рт.ст.). Для одержання високої точності тиск вимірювався чашковим манометром. Витрата повітря в дослідах вимірювалася за допомогою дроселюючого витратомірного пристрою трубки Вентурі. Використовували термометри з похибкою виміру температури не більш 1 °С. Перепади тисків на витратомірних пристроях вимірювалися за допомогою мікроманометрів

типу ММН. Переміщення запірною органа контролювалося штангенциркулем і кінцевими заходами (індикаторами).

Електричний сигнал, що подавався на котушку електропневматичного клапана, вимірювався за допомогою цифрового мультиметра фірми SUNS DT 838, відносна похибка виміру $0,8\%$ ($\pm 1,6$ мА, $\pm 0,05$ В). Індуктивність котушки електромагніту вимірялася RLC вимірником E7-22 фірми CHY Firemate Co., Ltd. Відносна похибка виміру індуктивності – $0,7\%$ (у діапазоні 2 мГн – 200 Гн).

Використовувалися заходи ваги – гирі й набір гир класу точності F2 ГОСТ 7328-2001. Гирі класу точності F2 призначені для механічних і електронних ваг, ваг високого й середнього класу, для проведення технічних аналізів. Клас точності 0,005.

Прилади для нестационарних вимірів. Для виміру динамічних процесів, що протікають у пневматичній, електричній і механічній системах, використовувалися високоточні датчики переміщення, тиску серії MPX фірми MOTOROLA з виходом по напрузі (чутливість 2,5 мВ/кПа, час реакції 1 мс). У якості підсилювачів електричного сигналу використовувалися інструментальні підсилювачі фірми Analog Devices серії AD623 з відносною похибкою підсилення $0,35\%$ при частоті пропускання до 100 Гц. Для перетворення вимірюваних величин використовувався аналого-цифровий перетворювач на базі мікроконтролера фірми Microchip PIC16F877A, що забезпечує 10 біт перетворення даних (1024 відліку) з похибкою $\pm 0,5\text{LSB}$ при частоті дискретизації 25 кГц.

3.4. Методика обробки експериментальних даних і оцінка похибок вимірів

Розрахунки похибок вимірюваних величин проводилися з використанням статистичних методів. Апроксимація залежностей проводилася методом регресійного аналізу, заснованому на методі найменших квадратів, у припущенні, що розподіл випадкових похибок носить нормальний (Гаусовський) характер [2, 47, 50, 91].

Розрахунки похибок виміру проводилися за залежністю співвідношеннях:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2} ,$$

де систематична похибка приладу σ_S обчислювалася за залежністю:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2} ,$$

а випадкова похибка σ_R – з теорії малих вибірок.

У наведеній вище формулі σ_A – похибка приладу; σ_O – похибка зчитування.

Для розрахунків довірчого інтервалу з урахуванням поправки Стьюдента t_{st} на кінцеве число дослідів [2, 47], у межах якого перебувають усі (випадкові) похибка вимірів середнього значення фактора, використовувалося співвідношення:

$$|\Delta \bar{y}| = t_{st} \sigma .$$

Представляли остаточний результат паралельного виміру у такому вигляді:

$$y = \bar{y} \pm \Delta y ,$$

з обов'язковою вказівкою довірчої ймовірності, для якої ухвалювалося поправки Стьюдента. У всіх наших вимірах довірна ймовірність ухвалювалася постійною й рівною $\alpha = 0,95$.

Для непрямих вимірів відносна похибка визначалася за такою залежністю:

$$\Delta \bar{\Pi} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln \Phi}{\partial y_i} \cdot \Delta y_i \right)^2} ,$$

де Π – параметр; Φ – функція, що описує рівняння виміру; y_i – безпосередньо обмірювані величини, які входять у рівняння виміру й Δy_i – похибок обмірюваних величин.

3.4.1. Випадкові похибки при паралельних вимірах. Визначення випадкової похибки кожної з обмірюваних величин визначалася за викладеною нижче послідовністю [2, 47, 50, 91].

Для того самого значення фактора x_i , перебуває найбільш імовірно значення вимірюваної величини \bar{y} з n вимірів, яким є середньоарифметичне значення для прийнятого («нормального») закону розподілу похибки:

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^{i=n} y_i / n .$$

Похибка одиночного виміру оцінювалася його дисперсією:

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y} - y_i)^2}{n - 1} .$$

За критерієм Стьюдента, вид якого наведений нижче:

$$t_S = \frac{|\bar{y} - y_i|}{S} ,$$

визначалися грубі виміри, для яких розраховане значення критерію перевищує табличне. Потім грубі виміри виключалися та заново визначалося значення \bar{y} і оцінювалася його дисперсія відтворення:

$$\sigma_R^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y} - y_i)^2}{n(n - 1)} .$$

Довірчий інтервал для всіх вимірюваних величин обчислювався виходячи з довірчої ймовірності, рівної $\alpha=0,95$, з урахуванням поправки Стьюдента на кінцеве число досвідів.

3.4.2. Оцінка похибки при динамічних вимірах. У нашому випадку структурна схема вимірювального каналу наведена на рис.3.3. Сумарна динамічна похибка (при відсутності домінуючої в ланцюзі виміру):

$$\Delta = \delta_1(t) + \delta_2(t) + \dots + \delta_m(t),$$

де δ_i – динамічні похибки окремих ланок.

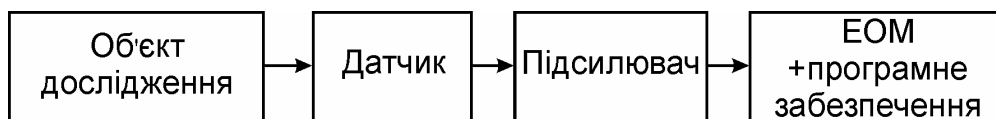


Рис. 3.3. Схема вимірювального каналу

Відзначимо, що арифметичне підсумовування приводить до завищеного значення похибки, проте, такий підхід виправданий, оскільки необхідно запас за точністю, розрахований на можливі відхилення умов проведення експерименту від передбачуваних.

Окремі складові загальної похибки визначали в такий спосіб. Індуктивний датчик і підсилювач мають передатну функцію виду

$$W(p) = \frac{1}{s^2 + 2\gamma zs + z^2},$$

де $\tilde{t} = t/\Delta$ – безрозмірний час; $z = \omega_0^* \Delta$.

Оцінка похибки, внесеної ланкою другого порядку

$$\delta \leq \sqrt{2} V^* \exp(-2\gamma t_0) / z_1^{-2},$$

де $V \leq V_0 + |x|_m^* \exp(z\gamma t_0)$,

звідки

$$|\delta| \leq \sqrt{2}^* (V_0 + x_m^* (1 - \exp(-z\gamma t_0))^* z_1^{-2},$$

$V = \int_0^t |x(\tau)| d\tau$ – повна варіація функції $x(t)$ на проміжку часу $[0; t_0]$.

Таким чином, визначені всі складові загальної похибки. Отримане значення максимальної похибки виміру нестационарного струму, переміщення й тиску дозволяє розрахувати дисперсію відтворення. Задавшись довірчою ймовірністю $\alpha = 0,95$, знаходили за

$$S_e^2 = \left(\frac{\sum \delta_i}{2} \right)^2,$$

де $\sum \delta_i$ – сумарна помилка виміру, що включає і її статичну складову.

3.4.3. Систематичні похибки приладів і апаратури, що використовувались в дослідженнях. Діаметри критичних перетинів витратомірних пристроїв трубок Вентурі контролювалися штангенциркулем з ноніусною шкалою з ціною розподілу 0,05 мм.

Атмосферний тиск вимірювався барометром-анероїдом типу М67 з абсолютною похибкою, обумовленою класом точності, яка становила 26,6 Па.

Абсолютна похибка виміру тисків чашковими манометрами не перевищувала 10 Па.

Перепади тисків на витратомірних пристроях вимірялися за допомогою мікроманометрів з максимальною абсолютною похибкою виміру 8 Па, а мінімальною – 2 Па.

Похибка виміру температури повітря лабораторними термометрами не перевищувала $1^{\circ} K$.

Для витратомірного пристрою, згідно з формулою для обчислення похибки непрямого виміру,

$$\delta_{\text{випр}} = \sqrt{\delta_{\mu}^2 + \delta_f^2 + \delta_{\Delta p}^2 + \delta_{\rho}^2},$$

де відносні похибки:

$$\delta_{\mu} \leq 0,005 \text{ – коефіцієнт витрати трубок Вентурі};$$

$$\delta_f = 2\delta_d \leq 0,01 \text{ – площі перетину};$$

$$\delta_{\Delta p} \leq 0,02 \text{ – різниці тиску};$$

$$\delta_{\rho_{\text{max}}} = \delta_p + \delta_T \leq 0,0015 + 0,003 = 0,0045 \text{ – питомої маси повітря.}$$

Таким чином, отримали

$$\delta_{\text{випр}} = \sqrt{0,005^2 + 0,01^2 + 0,02^2 + 0,0045^2} = 0,022.$$

3.4.4. Регресійний аналіз і оцінка похибок апроксимацій. Коефіцієнти прийнятої апроксимаційної моделі знаходили на основі методу найменших квадратів [2, 91]. Оцінка відхилення розрахованих за допомогою регресійного рівняння й експериментальних результатів у всіх випадках була однаковою, а методика її визначення викладена нижче.

Ступінь розсіювання експериментальних і розрахункових крапок оцінювався дисперсією адекватності, яка визначалася як сума квадратів відхилень, віднесеної до ступенів свободи [50, 91].

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum \Delta y_k^2}{f},$$

де ступінь свободи $f = k - (n + 1)$ – різниця між числом k дослідів і числом коефіцієнтів апроксимаційної моделі $n + 1$, які обчислюються за результатами незалежних дослідів.

Перевірка адекватності даних, отриманих на математичних моделях даним, що отримані експериментально проводилася на основі критерію Фішера [2, 47, 50, 91].

$$F_F = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_e^2},$$

де S_e^2 – дисперсія відтворюваності.

Розрахунки дисперсії адекватності розрахункових і експериментальних залежностей з осцилограм перехідних процесів проводилися із числом крапок порівняння більшим 20. При довірчій імовірності $\alpha = 0,95$ і числом крапок більшим 20 табличне значення критерію Фішера дорівнює $F_{FT} \approx 1,9$ [2]. Математична модель є адекватною, якщо розрахункове значення критерію Фішера менше табличного:

$$F_F < F_{FT}.$$

3.5. Методика й порядок проведення експериментальних досліджень

Завдання експериментальних досліджень, позначені на початку розділу, вирішувалися в тій само послідовності. Для більшої зручності методику, порядок проведення й отримані результати наведемо для кожного досліджуваного пристрою, не відокремлюючи їх одне від одного.

Проточні частини щілинного дифузора із прямолінійними утворюючими й із профільованими утворюючими виготовлені однакового розміру, що дозволило судити про вплив профілювання на пропускну спроможність ЕПК. Дослідження пропускну спроможності проводилися при значеннях чисел Рейнольдса не менше 10^4 і чисел Маху $\ll 1$, що дозволяє використовувати отримані значення пропускну спроможності клапана для реальних конструкцій ЕПК без необхідності перерахунку моделі на натуру.

3.6. Визначення залежності індуктивності соленоїда електромагніту від ходу сердечника

Експериментальні дослідження з визначення залежності індуктивності соленоїда електромагніту електропневматичного клапана від ходу сердечника проводилися на експериментальній установці, схема якої представлена на рис 3.4. Схема містить у собі електропневматичний клапан і тестер, який підключається до обмоток соленоїда.

Переміщення сердечника електромагніту викликає зміну властивостей магнітопроводу соленоїда, що позначається на індуктивності соленоїда. Результати експериментальних досліджень представлені на рис.3.5.

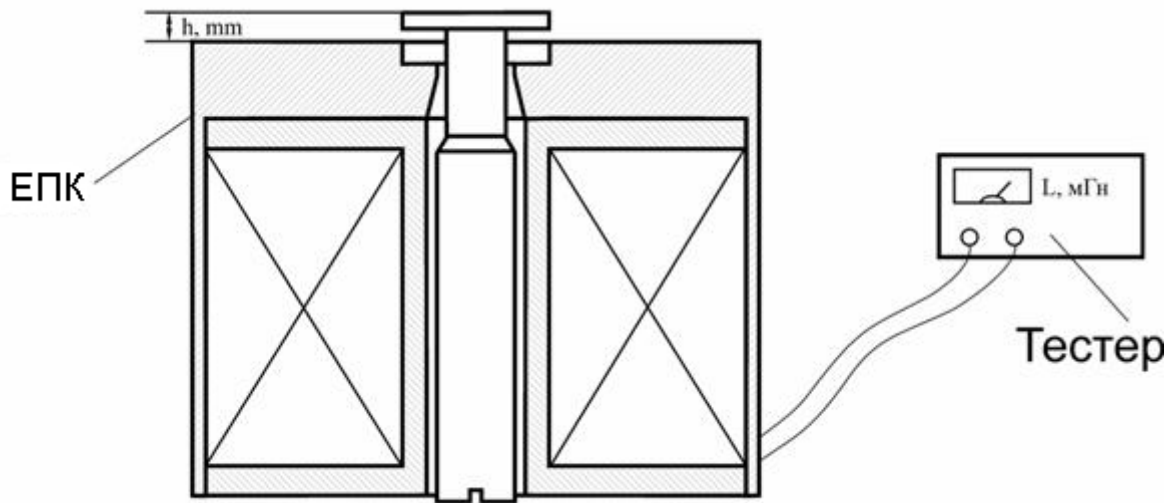


Рис.3.4 Схема експериментальної установки для визначення залежності індуктивності соленоїда електромагніту від ходу сердечника

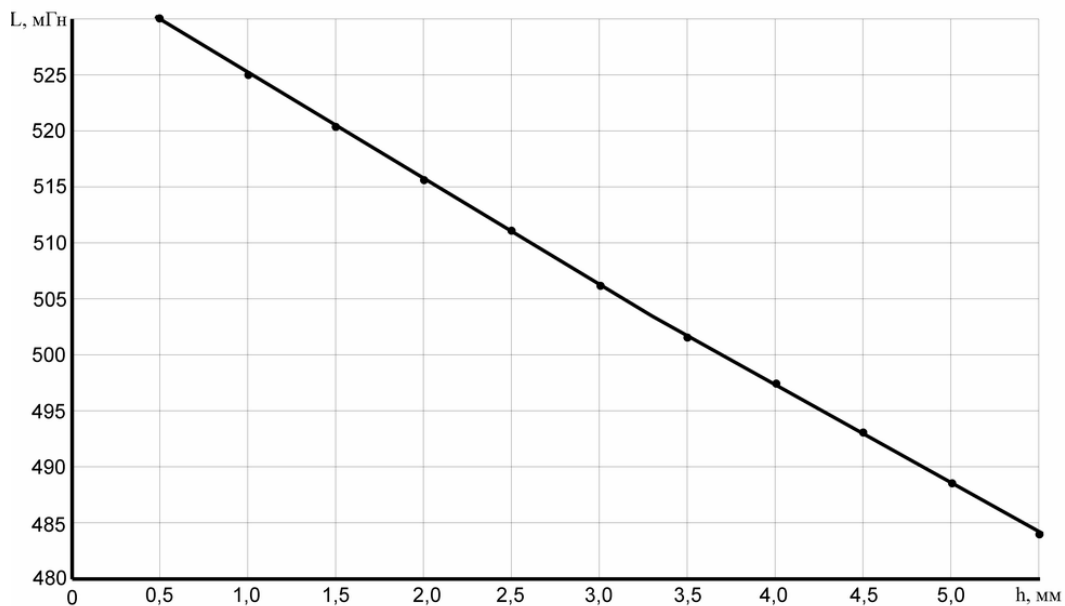


Рис. 3.5. Залежність індуктивності соленоїда електромагніту електропневматичного клапана від ходу сердечника

Рівняння регресії індуктивності соленоїда (у мГн) при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$ й квадраті коефіцієнта кореляції Пірсона $r^2 = 0,9997$ може бути представлено у вигляді:

$$L = -9,2025 \cdot h + 534,26,$$

де h – треба підставляти у міліметрах.

Аналіз отриманої залежності індуктивності соленоїда електропневматичного клапана від ходу сердечника показав, що з похибкою, що не перевищує 5%, індуктивність можна вважати величиною постійною й рівною $L = 500 \text{ мГн}$.

3.7. Визначення тягової характеристики електромагніту ЕПК

Дослідження проводилися в такий спосіб:

- на електромагніт подавалася постійна напруга, яка вимірювалася вольтметром;
- на запірний елемент ставили важки й фіксували, яку масу може підняти сердечник при даній напрузі і який струм відповідає його роботі;
- змінювали хід сердечника, за допомогою прокручування сердечника й запірного елемента (1 оберт відповідає 1 мм ходу сердечника);
- експеримент повторювали при іншій напрузі.

Експериментальна тягова характеристика електромагніту представлена на рис. 3.6. При проведенні дослідів довірчий інтервал становив $\pm 0,01$ при довірчій імовірності $\alpha = 95\%$. Рівняння регресії для тягового зусилля (у ньютонках) представлено повним поліномом 3 – го порядку (струм і переміщення сердечника необхідно підставляти відповідно у міліамперах і міліметрах):

$$P = a + bi + ch + di^2 + eh^2 + fih + gi^3 + Hh^3 + Iih^2 + ji^2h$$

$a = -0,02343$; $b = -0,008724$; $c = -0,07533$; $d = 0,0005415$; $e = 0,07523$;
 $f = -0,01440$; $g = -9,855 \cdot 10^{-7}$; $H = -0,01355$; $I = 0,002240$; $j = -2,879 \cdot 10^{-5}$.

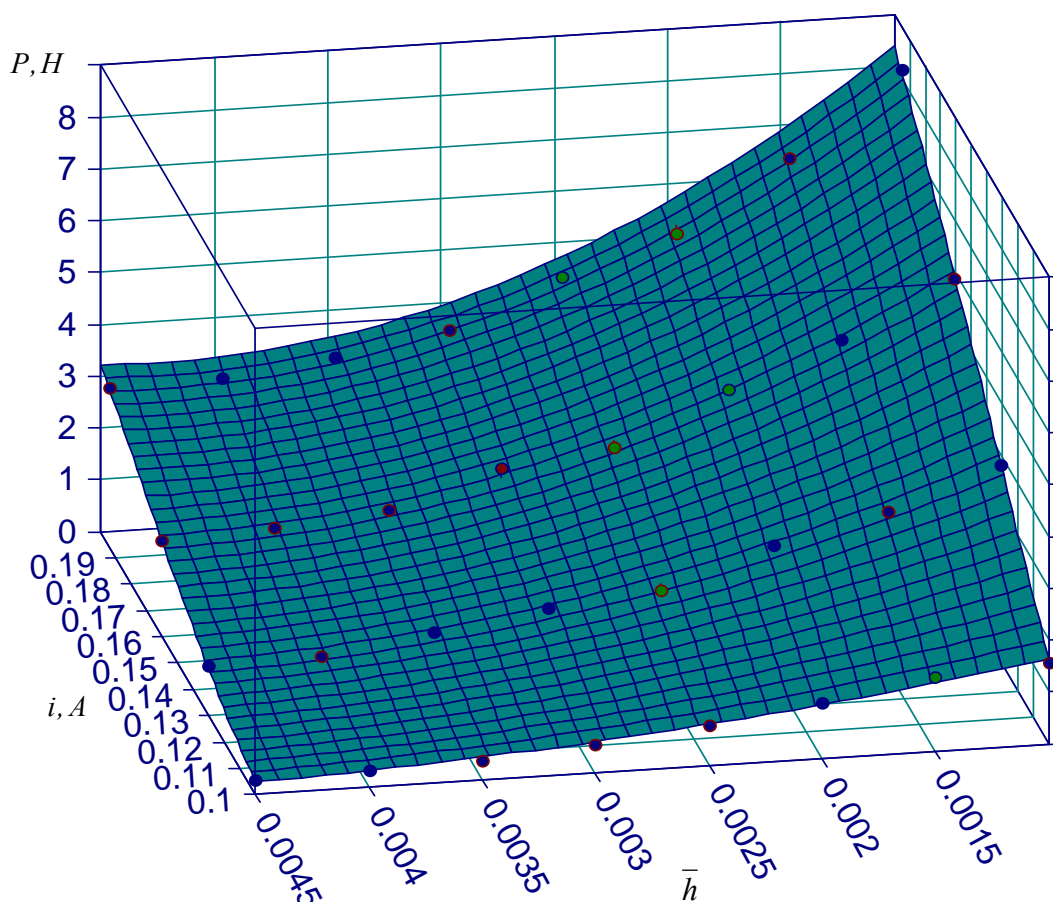


Рис. 3.6. Експериментальна тягова характеристика електромагніту

Із графіка видно, що залежність тягового зусилля від ходу сердечника й струму в соленоїді являє собою криволінійну поверхню, отже раніше введене в математичну модель лінійне рівняння тягової характеристики не відповідає дійсності й вимагає уточнення.

3.8. Визначення зусилля з боку робочого потоку на запірний елемент ЕПК

Аналіз сил, які входять до рівняння руху сердечника, показав, що однією з основних сил, яка визначає динаміку електропневматичного

клапана, є аеродинамічна сила P_1 з боку робочого потоку, що діє на запірний елемент клапана. У зв'язку з тим, що аеродинамічна сила P_1 є функцією розподілу тиску по поверхні запірного елемента й величини зазору, строге визначення є складним завданням, вона визначалась експериментально.

Складність експериментального визначення аеродинамічної сили, що діє на запірний елемент, полягає в необхідності одночасного виміру зазору між запірним елементом і сідлом клапана й самого зусилля. Для розв'язання поставленого завдання був запропонований оригінальний метод. Для реалізації цього методу розроблена експериментальна модель, схема й фотографія якої наведені на рис. 3.7 і 3.8.

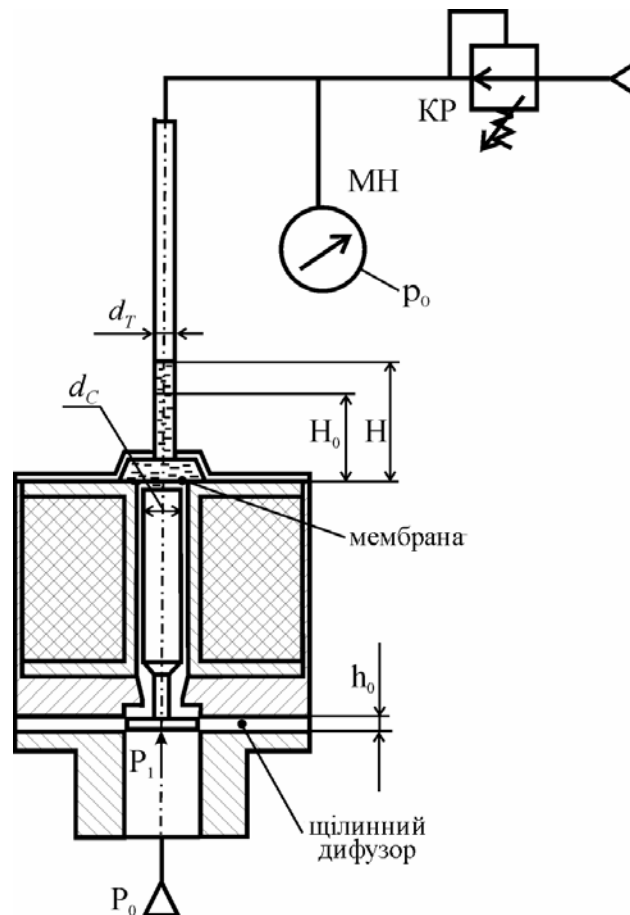


Рис. 3.7. Схема експериментальної моделі з визначення силової дії потоку на запірний елемент ЕПК

МН – манометр; КР – редукційний клапан



Рис. 3.8. Фотографія експериментальної моделі з визначення силової дії потоку на запірний елемент ЕПК

Порожнина у верхній частині клапана, організована торцем сердечника й кришкою клапана, заповнена рідиною й з'єднується зі скляною трубкою із внутрішнім діаметром d_T , закріпленою в кришці. Герметичність конструкції досягається за рахунок установки «млявої»

мембрани, що відокремлює рідину від проточної частини клапана. Аеродинамічна сила P_1 , яка діє на запірний елемент, урівноважується вагою сердечника й силою тиску рідини, що перебуває в порожнині клапана й трубці на висоті H . Для зменшення величини стовпа рідини в трубці до неї подавалося повітря під надлишковим тиском p_0 , величина якого настраювалася за допомогою редукційного клапана КР і вимірялася манометром МН. Таким чином, за величиною тиску й висотою стовпа рідини в трубці й порожнині клапана одночасно вимірялися величина аеродинамічної сили, що діє на запірний елемент, і величина зазору.

Експериментальні дослідження проводилися в 2 етапи:

1. Установка заданого ходу клапана.
2. Визначення величини сили, що діє на запірний орган.

Тарування пристрою проводилася за допомогою набору кінцевих заходів, які встановлювалися між сідлом і запірним елементом. Хід сердечника h й зміна висоти стовпа рідини ΔH в скляній трубці пов'язані співвідношенням:

$$\Delta H = H - H_0 = h \frac{d_C^2}{d_T^2}, \quad (3.1)$$

де H_0 – рівень рідини, відповідний до закритого клапана;

H – висота стовпа рідини в трубці;

d_T – діаметр трубки;

d_C – діаметр сердечника електромагніту.

Під дією тиску p_0 , що подавався до скляної трубки, змінювався рівень рідини й, відповідно, хід сердечника. Експериментально визначена

залежність між переміщенням сердечника й висотою рідини в скляній трубці H , що наведена на рис.3.9.

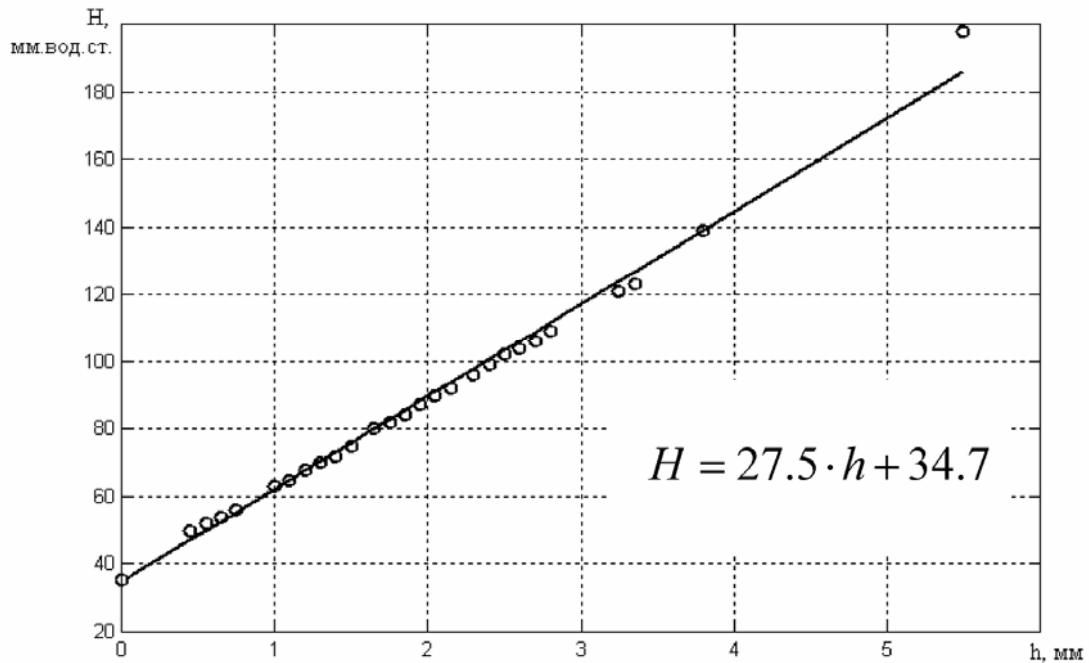


Рис. 3.9. Тарувальна характеристика пристрою для виміру аеродинамічної сили, яка діє на запірний елемент

По вимірюваному тискові p_0 й відповідному рівню рідини в скляній трубці проводився розрахунок аеродинамічної сили, що діє на запірний елемент за формулою:

$$P_1 = (p_0 + \rho g H) \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} + G, \quad (3.2)$$

де p_0 – тиск повітря в трубці;

G – вага сердечника.

Результати експериментально визначеної аеродинамічної сили наведені на рис. 3.10.

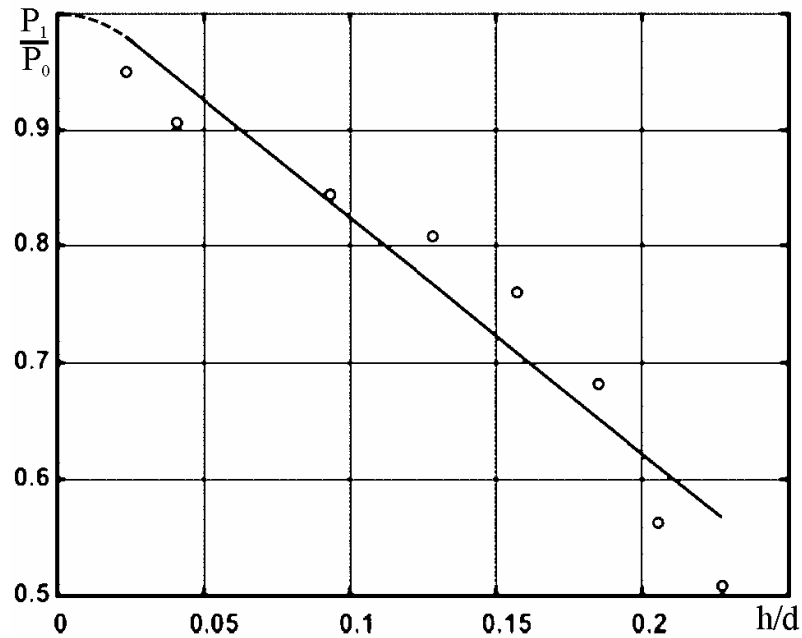


Рис. 3.10. Залежність відносної аеродинамічної сили від ходу запірника елемента

Отримані дані були апроксимовані залежностями виду:

$$\begin{cases} \frac{P_1}{P_0} = 1,03 - 2,03 \frac{h}{d} & \text{при } \frac{h}{d} > 0,025; \\ \frac{P_1}{P_0} = 1 - 32 \cdot \left(\frac{h}{d}\right)^2 & \text{при } \frac{h}{d} < 0,025. \end{cases} \quad (3.3)$$

Довірчий інтервал становить $\pm 0,05$ при довірчій імовірності 95%.

Із графіка на рис. 3.10. видно, що при збільшенні ходу сердечника сила, діюча на запірний елемент клапана, зменшується й при досягненні максимальної величини ходу сила знижується практично в 2 рази. Для

підтвердження отриманого результату проведено експеримент з визначення розподілу тиску по поверхні щілинного дифузора при різних положеннях запірного елемента клапана.

3.9. Дослідження розподілу тиску по верхній кришці щілинного дифузора ЕПК

Для уточнення фізичної картини явища, що відбувається та пояснення причини розбіжності результатів досліджень з класичною теорією щодо сили, яка діє на запірний елемент з боку робочого середовища для умов порівнянності площі сопла й площі перешкоди був проведений експеримент з дослідження розподілу тиску по поверхні щілинного дифузора електропневматичного клапана й візуалізації течії в ньому.

На поверхні верхньої кришки щілинного дифузора були виконані дренажні отвори діаметром 0,4 мм. Отвори розташовувалися уздовж двох перпендикулярних один одному прямих, що проходять через вісь симетрії дифузора, на рівній відстані 3 мм. З метою збільшити точність виміру на другій лінії отвори були зміщені щодо центру дифузора на величину 1,5 мм, що дозволило зменшити шаг виміру. Величина зазору між запірним елементом і сідлом клапана контролювалася за допомогою набору кінцевих заходів.

Тиск вимірявся за допомогою водяного мановакууметра при декількох положеннях запірного елемента, переміщення якого відповідало

$$\frac{h}{h_{\max}} = 0,28; 0,56; 0,85.$$

У результаті експерименту були побудовані графічні залежності розподілу тиску по верхній кришці щілинного дифузора при різних величинах положення запірного елемента клапана які наведені на рис. 3.11.

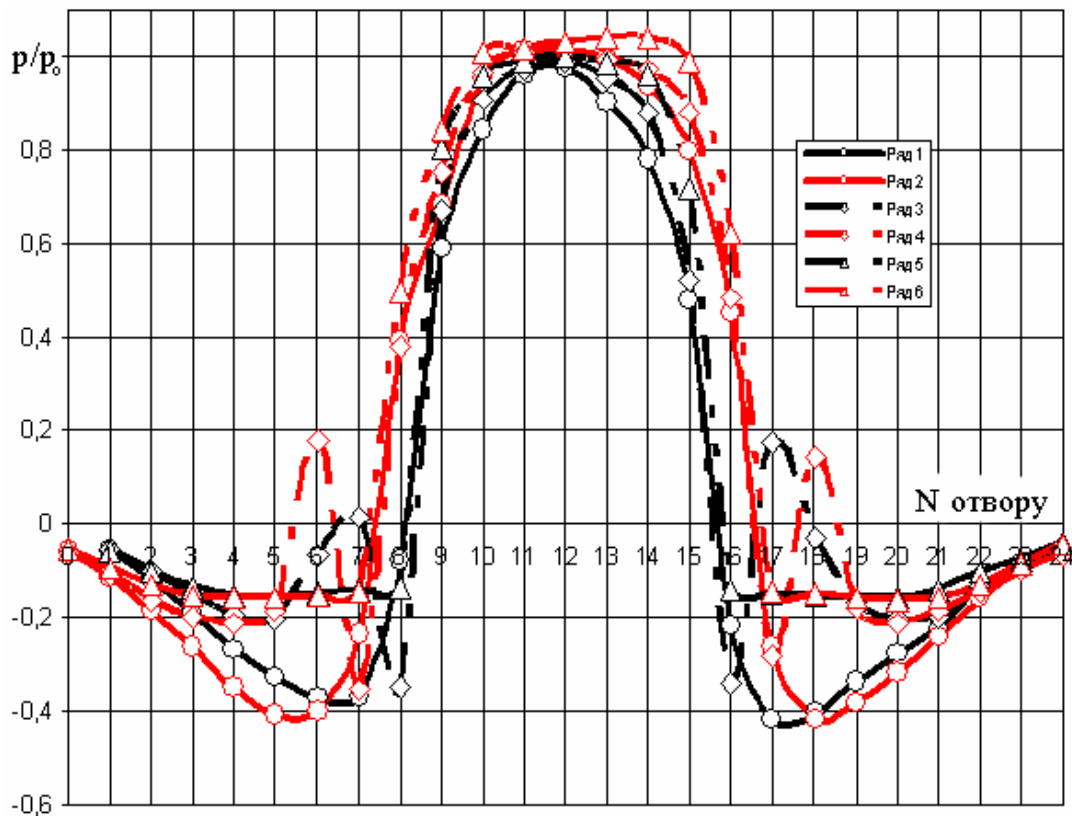


Рис. 3.11 Розподіл тиску по верхній кришці щілинного дифузора
 0 – при відносному ході сердечника 0,28;
 ◇ – при відносному ході сердечника 0,56;
 Δ – при відносному ході сердечника рівному 0,85.

Із графіків видно, що при максимальній величині зазору тиск досягає тиску живлення тільки в центрі запірного елемента, зі зменшенням зазору епюра тиску вирівнюється й набуває прямокутної форми, що підтверджує отриману раніше апроксимаційну залежність аеродинамічної сили дії потоку на запірний елемент від його ходу. Зауважимо, що у

порівнянні з класичною теорією взаємодії струменя з перешкодою, розглянута сила не збільшується, а зменшується більш, ніж в 2 рази.

Для визначення картини течії в щілинному дифузори була проведена візуалізація течії в ньому. Як засіб візуалізації використовувалася суміш алюмінієвої пудри з мінеральним маслом. Внутрішні частини верхньої й нижньої кришок щілинного дифузора були змазані сумішшю, що дозволило зафіксувати картину течії в дифузори. На рисунках 3.12 і 3.13 наведені результати візуалізації на верхній і нижній кришках щілинного дифузора.



Рис. 3.12. Верхня кришка щілинного дифузора

З картини течії видно, що течія у дифузори безвідривна тільки уздовж верхньої кришки (характерні радіальні смуги), що доводить роботу

щілинного дифузора, однак внаслідок гострої кромки на сидлі клапана потік відривається від нижньої кришки дифузора, що позначається на пропускній спроможності електропневматичного клапана.



Рис. 3.13. Нижня кришка щілинного дифузора

3.10. Визначення ефективної площі дренажної кільцевої щілини

Невідомою величиною математичної моделі є ефективна площа дренажної кільцевої щілини $\mu_2 f_2$, яка є щілиною між котушкою й сердечником. З метою визначення пропускної спроможності цієї щілини була розроблена експериментальна установка, що наведена на рис. 3.14.

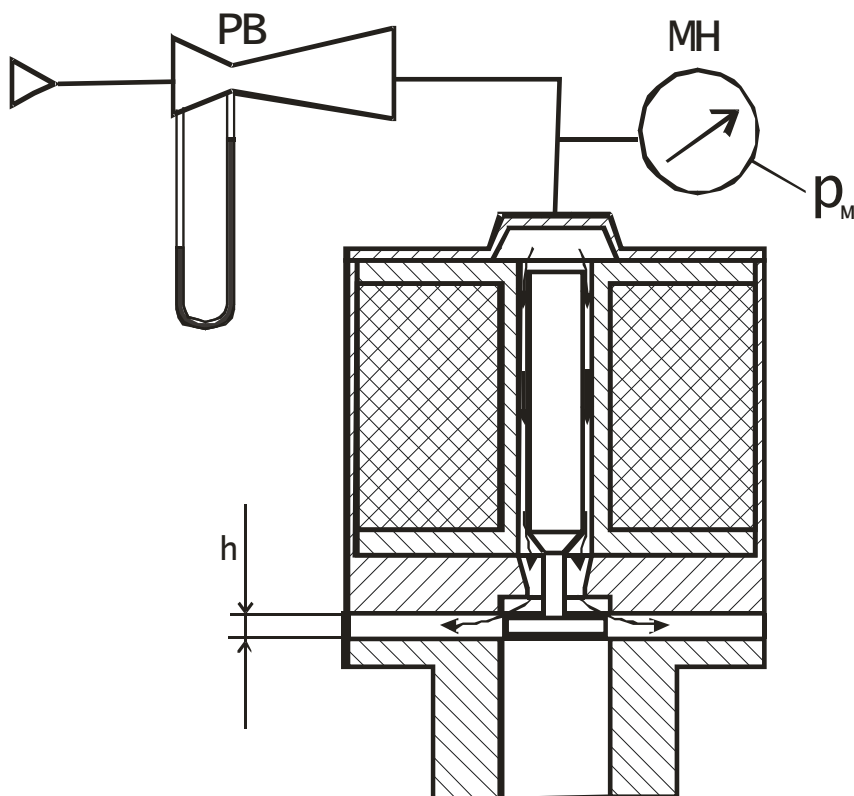


Рис.3.14. Схема експериментального стенда
 PB – витратомірний пристрій Вентурі; MH – манометр.

Експеримент проводився у такий спосіб: повітря через кришку в корпусі подавалося у середину клапана й виходило через щілину між катушкою й сердечником. Витрата, що протікає через електропневматичний клапан, вимірювалася за допомогою витратомірного пристрою – трубки Вентурі, встановленої в каналі підведення потоку робочого середовища. За його допомогою витрата через клапан визначалася за перепадом тиску, який вимірювався чашковим мікроманометром. Атмосферний тиск вимірювався барометром. Температура повітря вимірювалася термометром, установленим перед витратомірним пристроєм.

Ефективна площа дренажної кільцевої щілини знаходилась з використанням формули:

$$Q = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3.4)$$

де $\mu_2 f_2$ – ефективна площа дренажної щілини;

p_1 – тиск перед витратоміром;

p_2 – тиск в “горлі” витратоміра;

T_1 – температура перед витратоміром;

$\rho = \frac{p_{атм} + p_1}{RT_1}$ – питома маса середовища перед витратоміром.

$p_{атм}$ – атмосферний тиск.

За результатами експерименту був побудований графік витратної характеристики дренажного дроселя, наведений на рис. 3.15.

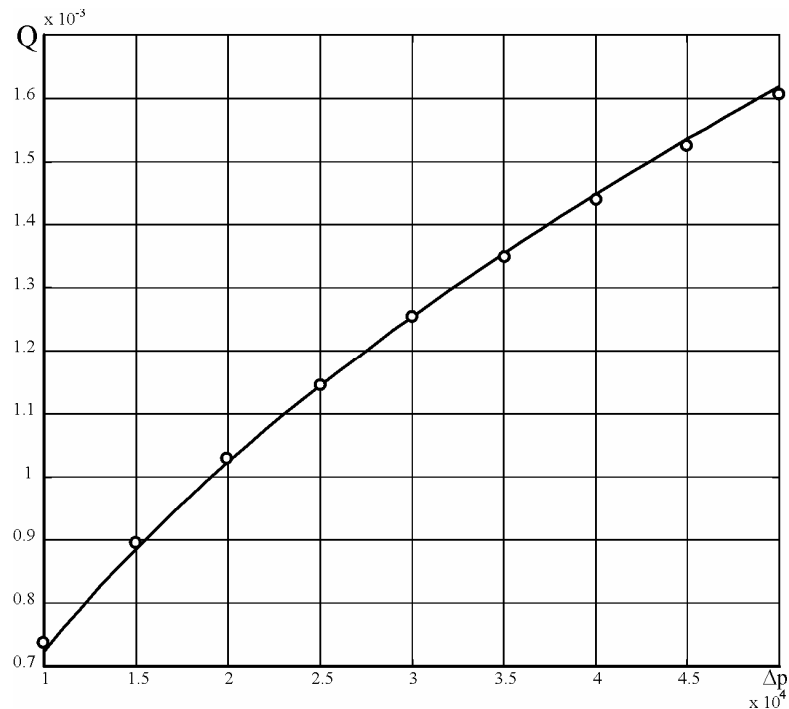


Рис.3.15. Витратна характеристика дренажного дроселя

Витратна характеристика, що представлена на рис. 3.15, була апроксимована залежністю (3.4), характерною для опису турбулентного

режиму течії через дросель з якої ефективна площа кільцевої дренажної щілини $\mu_2 f_2 = 5,56 \text{ мм}^2$, визначена з точністю апроксимації $r^2 = 0,979$ при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$.

3.11. Перевірка адекватності математичної моделі тривимірної турбулентної течії у вихідному каналі електропневматичного клапана

Адекватність математичної моделі перевірялася зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально (на якісному рівні), і порівнянням розрахункового розподілу тиску по верхній стінці щілинного дифузора з експериментальними даними (на кількісному рівні).

Експериментальна картина течії й картина течії, розрахована за математичною моделлю (див п. 2.3.4.), наведені на рис. 3.16.

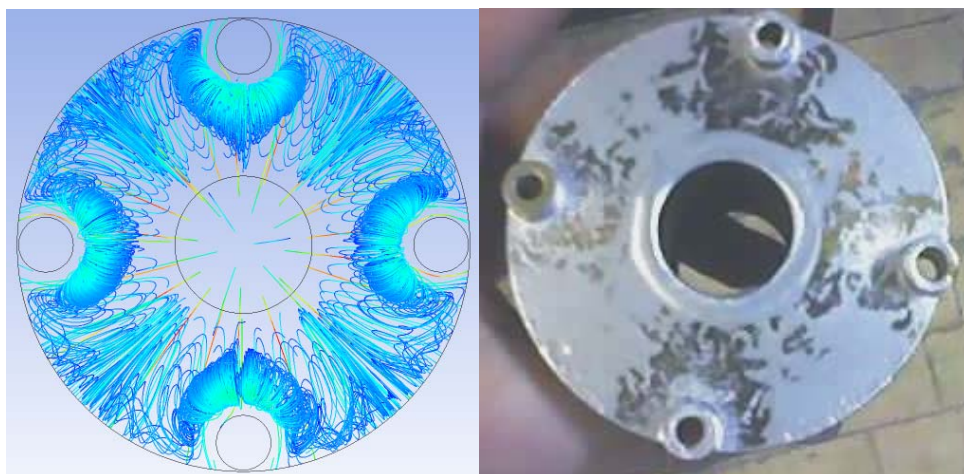


Рис. 3.16. Розрахункова (ліворуч) і експериментальна (праворуч) картини відривної течії у щілинному дифузори вихідного каналу клапана

Порівнюючи картину течії, розраховану на математичній моделі, з результатами візуалізації, можна з упевненістю відзначити їхню якісну подібність. При повністю відкритому клапані розрахункові лінії струму у поверхні верхній стінці дифузора є відрізками прямих, які виходять із центру, що в точності відповідає знімку кришки дифузора, де алюмінієва пудра рівномірно лежить на поверхні, утворюючи радіальні «язики». У поверхні нижній стінці щілинного дифузора потік відривається, що супроводжується безладним нагромадженням часток алюмінієвої пудри на поверхні дифузора на експериментальному знімку й повторюється на розрахунковій картині течії у вигляді вихорів.

Зауважимо, що якісного порівняння недостатньо для підтвердження адекватності математичної моделі. Для кількісної оцінки було зроблено зіставлення розрахункового розподілу тиску по верхній стінці щілинного дифузора з експериментальними даними (рис. 3.17).

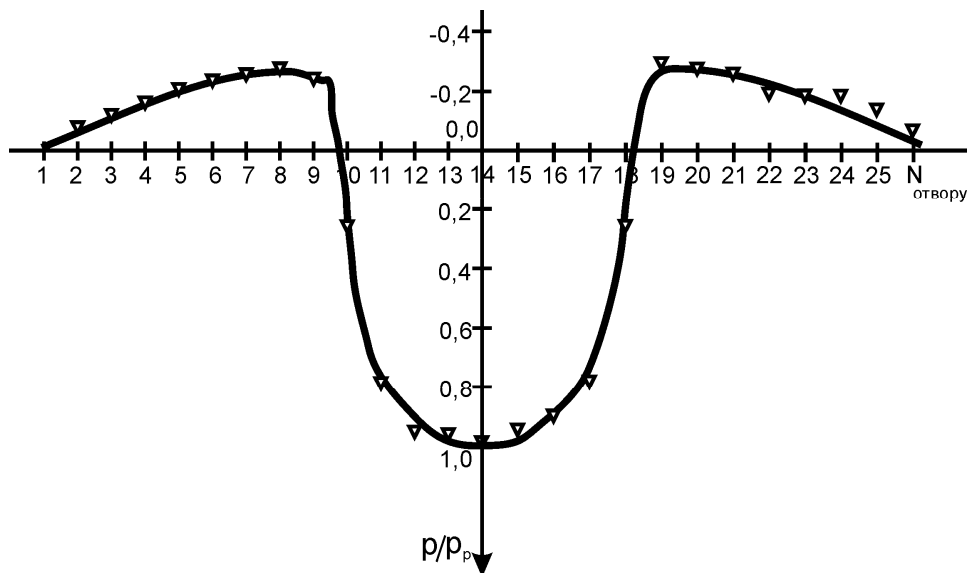


Рис. 3.17. Розподіл статичного тиску по верхній стінці дифузора

Наведені вище графіки показують гарний збіг розрахункових розподілів тиску з експериментальними даними (довірчий інтервал $\Delta p/p_0 = \pm 0,035$ при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$). Обчислене значення критерію Фішера для наведеного на рисунку розподілу тиску по поверхні нижньої кришки дифузора становить $F_{FC} \approx 1,6$, що не перевищує табличне значення $F_{FC} = 1,9$ (при $\alpha = 0,95$ і $n = 20$). На підставі зіставлення картин течії та розподілу тиску по поверхні щілинного дифузора робимо висновок про адекватність розробленої математичної моделі тривимірної турбулентної течії нестисливої рідини у вихідному каналі електропневматичного клапана.

3.12. Перевірка адекватності математичної моделі динаміки ЕПК

Перевірка адекватності розробленої математичної моделі електропневматичного клапана проводилася шляхом порівняння параметрів, розрахованих на математичній моделі, з даними, отриманими в межах фізичного експерименту на натурному зразку. Для цього осцилографували зміну струму в соленоїді, переміщення сердечника електромагніту й пульсації тиску в камері над сердечником при стрибкоподібній зміні напруги, що подавалася на обмотки соленоїда електропневматичного клапана за допомогою спеціальних датчиків, як було описано в п. 3.3.

Отримані осцилограми рис. 3.18 – 3.20 дозволяють установити адекватність математичної моделі, що описує робочі процеси в електричній, механічній і пневматичній системах електропневматичного клапана.

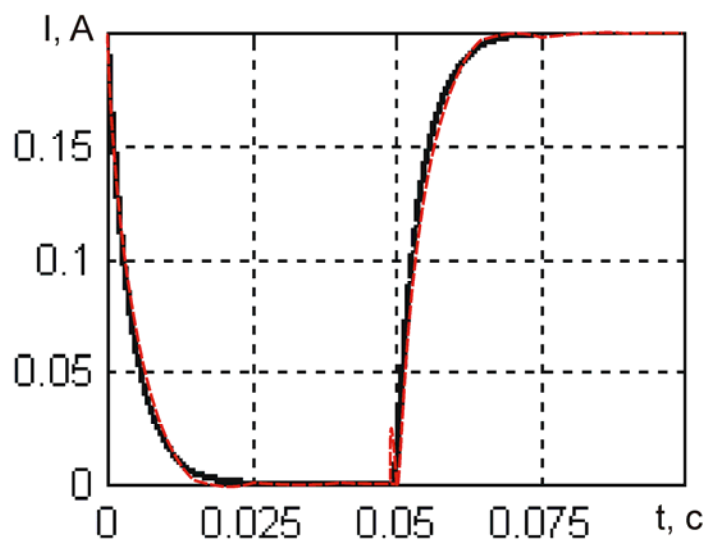


Рис. 3.18. Перехідні процеси в електричній частині ЕПК

--- – фізичний експеримент; - – чисельний експеримент

А так само підтвердити адекватність розробленої математичної моделі електропневматичного клапана в цілому.

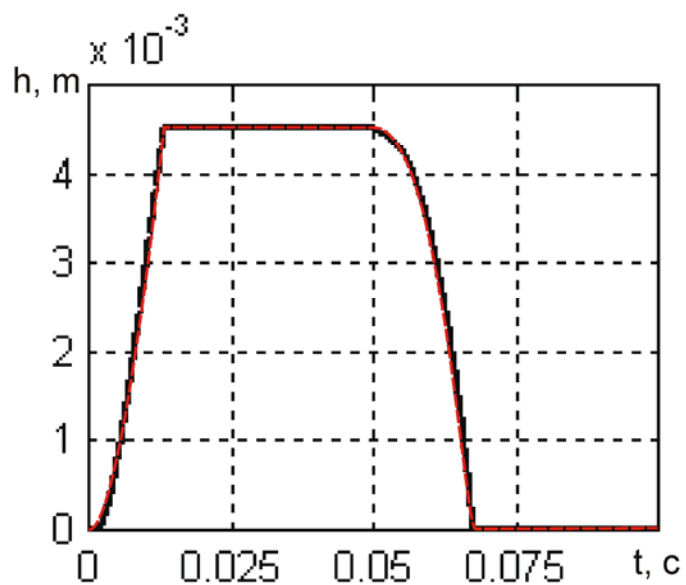


Рис. 3.19. Перехідні процеси в механічній частині ЕПК

--- – фізичний експеримент; - – чисельний експеримент

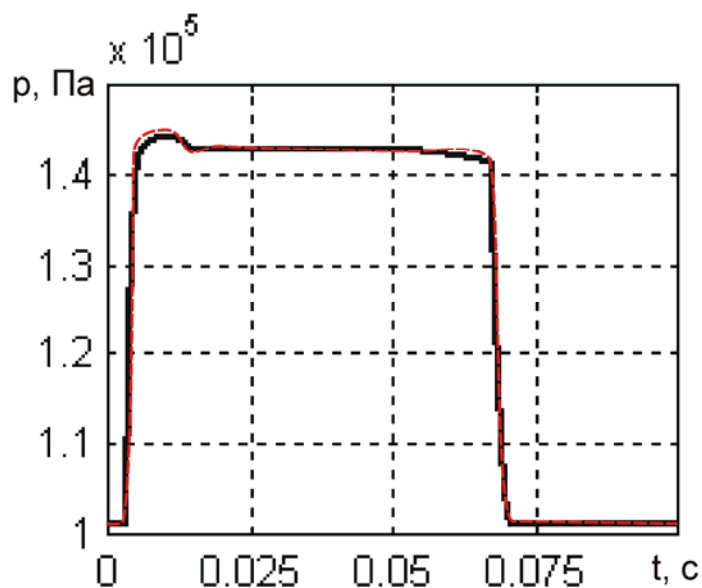


Рис. 3.20. Перехідні процеси в пневматичній частині ЕПК

--- – фізичний експеримент; - – чисельний експеримент

Довірчі інтервали за струмом, переміщенням та тиском дорівнюють відповідно $\Delta I = \pm 0,01 A$, $\Delta h = \pm 2,1 \cdot 10^{-5} m$, $\Delta p = \pm 6,25 \cdot 10^3 Pa$ при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$. Обчислене значення критерію Фішера для наведених на рисунках перехідних процесів становить $F_{FC} \approx 1,4$, $F_{FC} \approx 1,6$, $F_{FC} \approx 1,7$ відповідно для струму, переміщення та тиску, які не перевищують табличне значення $F_{FC} = 1,9$ (при $\alpha = 0,95$ і $n = 20$). На підставі вищесказаного робимо висновок про адекватність розробленої математичної моделі.

3.13. Висновки до третього розділу

- Показано, що експериментальний стенд, експериментальні моделі й обрана контрольно-вимірювальна апаратура дозволяють провести всю серію експериментів з достатньою точністю.

Зроблена оцінка похибок усіх складових експериментального комплексу, визначена сумарна похибка непрямих вимірів.

- Установлено залежність індуктивності соленоїда від ходу сердечника й показано, що індуктивність можна вважати величиною постійної й рівною $L = 500 \text{ мГн}$, з похибкою, що не перевищує 5%.
- Установлено, що залежність тягового зусилля від ходу сердечника й струму в соленоїді є криволінійною поверхнею, тому раніше введене в математичну модель лінійне рівняння тягової характеристики цілком не відповідає дійсності й вимагає заміни.
- Розроблений оригінальний спосіб одночасного виміру зазору між сідлом й запірним елементом і аеродинамічної сили, відповідно до положення запірної частини, який може бути використано при вимірюванні цієї сили в інших елементах.
- Визначена залежність аеродинамічної сили P_1 , діючої на запірний елемент клапана, від величини зазору й установлено, що зі збільшенням зазору сила лінійно зменшується й при повністю відкритому клапані стає у два рази менше, ніж при повністю закритому, використання якої підвищує точність математичної моделі.
- Установлено, що при повністю відкритому клапані тиск досягає тиску живлення тільки в центрі запірної частини, зі зменшенням зазору епюра тиску вирівнюється й набуває прямокутної форми, що підтверджує отриману раніше апроксимаційну залежність аеродинамічної сили потоку, що діє на запірний елемент.
- У результаті візуалізації течії в щілинному дифузорі (із прямолінійними утворюючими) електропневматичного клапана

показано відрив потоку від нижньої стінки дифузора. Відрив викликано гострими вхідними кромками дифузора, що призводить до зниження очікуваної пропускної спроможності.

- Установлена величина ефективної площі дренажної щілини базового клапана $\mu f_2 = 5,56 \text{ мм}^2$, з точністю апроксимації $r^2 = 0,97934$ при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$, що дозволяє розрахувати геометричні та гідродинамічні параметри розвантажувального пристрою сердечника електропневматичного клапана.
- На підставі зіставлення розрахункових картин течії в щілинному дифузори з картинами течії, отриманими в результаті візуалізації, а також зіставлення розрахункового розподілу тиску по верхній стінці щілинного дифузора з результатами фізичного експерименту підтверджена адекватність математичної моделі тривимірної турбулентної течії нестисливої рідини у вихідному каналі електропневматичного клапана. Розроблена математична модель може бути використана для дослідження течії в інших пневматичних елементах та пристроях.
- Підтверджена адекватність математичної моделі динаміки електропневматичного клапана шляхом порівняння параметрів, розрахованих на математичній моделі в електричній, механічній і пневматичній системах клапана, з даними, отриманими в межах фізичного експерименту на натурному зразку ($\Delta I = \pm 0,01 \text{ А}$, $\Delta h = \pm 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, $\Delta p = \pm 6,25 \cdot 10^3 \text{ Па}$ при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$), що дозволяє обґрунтовано її використовувати в методиках розрахунку і проектування струминних виконавчих пристроїв.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРОМИСЛОВИХ СИСТЕМ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ СТРУМИННІ ВИКОНАВЧІ ПРИСТРОЇ

4.1. Оптимізації геометричних параметрів розвантажувального пристрою електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою

З урахуванням зроблених нами припущень та після уточнення експериментальним шляхом усіх складових математичну модель електропневматичного клапана, що представлена системою рівнянь динамічної рівноваги сердечника, рівняннями витрати повітря при докритичному витіканні через елементи проточної частини отвору в сердечнику, у зазорі між сердечником і електромагнітом і рівняннями електричних процесів з початковими й граничними умовами, можна представити у такому вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dh}{dt} = V; \\ M \frac{dV}{dt} = P - P_1 + (p_2 - p_e) \cdot f - k_d V - Mg; \\ P = a + b \cdot I + c \cdot h + d \cdot I^2 + e \cdot h^2 + f \cdot I \cdot h + g \cdot I^3 + j \cdot h^3 + k \cdot I \cdot h^2 + l \cdot I^2 \cdot h; \\ \frac{dLi}{dt} + R_c \cdot i = U(t); \\ P_1 = \begin{cases} \left(1,03 - 2,03 \frac{h}{d}\right) \cdot (p_s - p_e) \cdot F, & \text{якщо } \frac{h}{d} > 0,025 \\ \left(1 - 32 \cdot \left(\frac{h}{d}\right)^2\right) \cdot (p_s - p_e) \cdot F, & \text{якщо } \frac{h}{d} \leq 0,025 \end{cases} \\ \frac{W_0 + f(H-h)}{kRT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{p_2}{RT} f \cdot V = m_1 - m_2; \\ m_1 = \mu_1 f_1 p_s \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left[\left(\frac{p_2}{p_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \text{якщо } \frac{p_2}{p_s} \geq 0,528 \\ m_2 = \mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left[\left(\frac{p_e}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \text{якщо } \frac{p_2}{p_s} \geq 0,528. \end{array} \right.$$

Початкові умови: $t = 0; h = 0; V = 0; i = 0; p_2 = p_a; T = 293^\circ\text{C}; U = 24\text{В}$.

Граничні умови: $0 \leq h \leq h_{\max}$.

Розв'язання рівнянь математичної моделі проводилося методом Рунге – Кутта 4 – го порядку точності в середовищі пакета прикладних програм для інженерних і наукових розрахунків з відкритим вихідним кодом Freemat®.

При розрахунку за такими параметрами натурального зразка електропневматичного клапана:

$$H = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad d = 0,013 \text{ м}, \quad D = 0,013 \text{ м}, \quad U = 24 \text{ В},$$

$$W_0 = 9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad p_s = 0,15 \text{ МПа}, \quad L = 500 \text{ мГн}, \quad M = 80 \cdot 10^{-3} \text{ кг},$$

а також з удвічі меншою масою сердечника були отримані графіки перехідних процесів зміни струму в котушці електромагніту, переміщення сердечника і його швидкості для нерозвантаженого сердечника електропневматичного клапана (рис. 4.1).

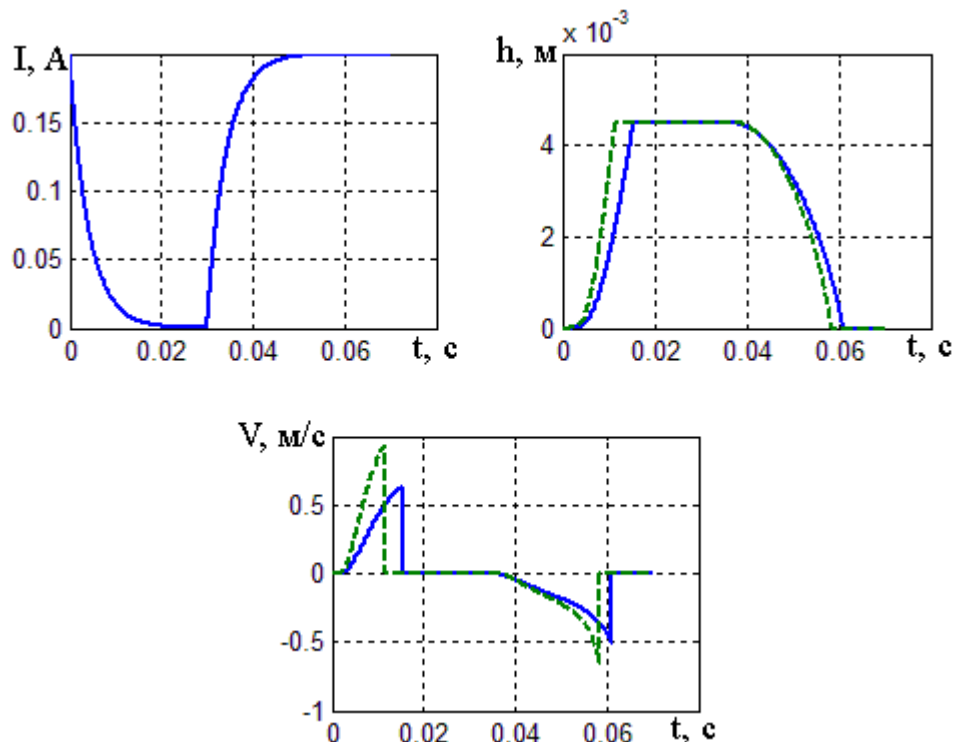


Рис. 4.1. Перехідні процеси в електропневматичному клапані при його відкритті й закритті

————— $M=80$ г; - - - - - $M=40$ г.

Із графіків виходить, що маса суттєво впливає на швидкодію клапана. Так, зниження маси удвічі дозволяє зменшити час відкриття клапана на 25%. При цьому перехідні процеси в електромагніті протікають удвічі повільніше, ніж у механічній системі клапана, а при закритті клапана їхні часи порівнянні, що говорить про істотний потенціал у поліпшенні динамічних властивостей електропневматичного клапана за рахунок оптимізації електромагніту. Виходячи, що електромагніт є предметом самостійного дослідження далі будемо проводити дослідження без врахування динамічних процесів, що протікають у котушці електромагніту.

Для отримання мінімальних значень часу перехідного процесу клапана необхідно провести оптимізацію геометричних параметрів розвантажувального пристрою, для чого момент відкриття дроселя наповнення треба зробити залежним від переміщення сердечника. Результати наведені на рис. 4.2, з яких виходить, що зсув отвору від краю сердечника впливає по різному на час відкриття й закриття клапана.

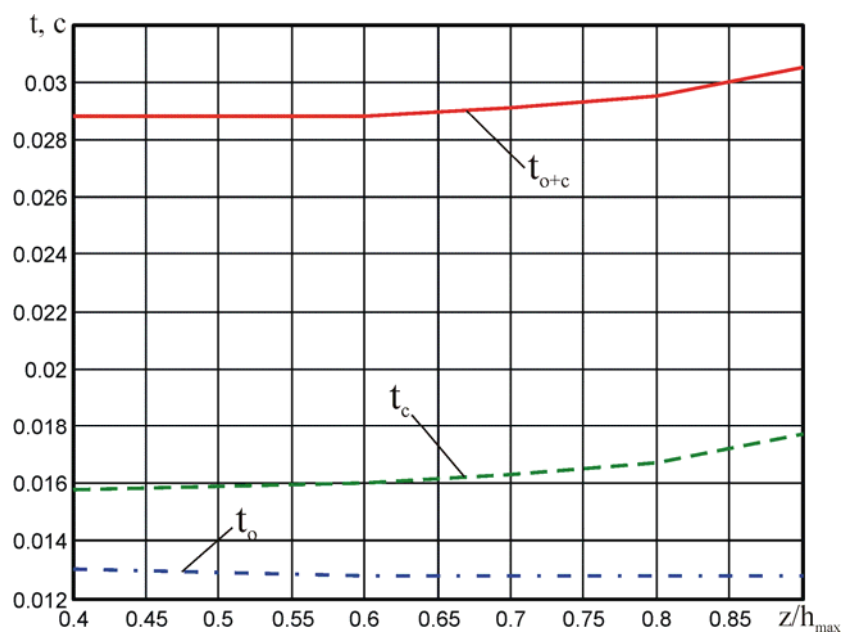


Рис. 4.2. Залежність часу перехідних процесів електропневматичного клапана від положення отвору дроселя наповнення

Так, зі збільшенням відстані z час відкриття зменшується, а час закриття збільшується. У такий спосіб прийняли відстань від краю сердечника до отвору наповнення рівним $0,6H$, що забезпечить мінімальний сумарний час відкриття й закриття електропневматичного клапана.

З умов працездатності електропневматичного клапана визначили співвідношення площ дроселя наповнення й дренажного дроселя розвантажувального пристрою. Для цього визначили необхідний тиск у розвантажувальній камері з умови повністю розвантаженого сердечника у його верхньому положенні:

$$p_2 = p_1 - \frac{M \cdot G}{F},$$

$$\text{де } p_1 = \left(1,03 - 2,03 \frac{H}{d}\right)(p_s - p_e) + p_e = 0,59 \cdot p_s + 0,41 \cdot p_e, [\text{Па}].$$

Виходячи з рівності масових витрат, що втікають та витікають з камери над сердечником визначимо співвідношення ефективних площ дроселя наповнення й дренажного дроселя розвантажувального пристрою для досліджуваного клапана:

$$\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = \frac{p_2 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT} \left[\left(\frac{p_e}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}{p_s \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT} \left[\left(\frac{p_2}{p_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}.$$

Для базового клапану чисельне значення цього співвідношення становить

$$\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = 0,848.$$

Для встановлення апроксимуючих залежностей, часів відкриття t_o , закриття t_c і сумарного часу відкриття та закриття t_{o+c} клапана від параметрів розвантажувального пристрою (відносної ефективної площі дроселя наповнення $\overline{\mu f} = \frac{\mu_1 f_1}{F}$ та відносного об'єму камери над торцем сердечника \overline{W}) був спланований двофакторний чисельний експеримент за методом Бокса-Уілсона, а результати експерименту були оброблені за методом найменших квадратів. Результати експерименту наведені на рис. 4.3 та 4.4.

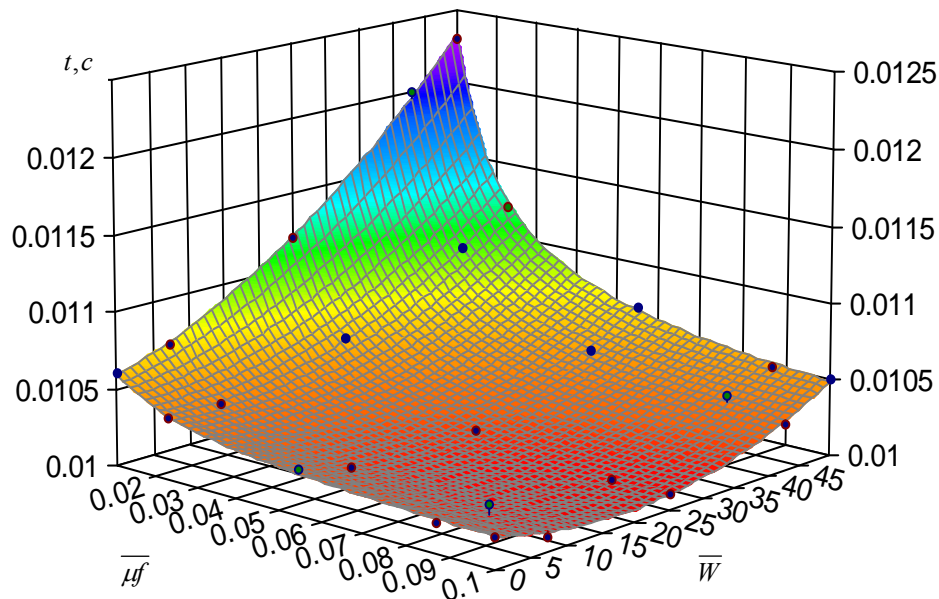


Рис. 4.3. Поверхня відгуку часу закриття клапана

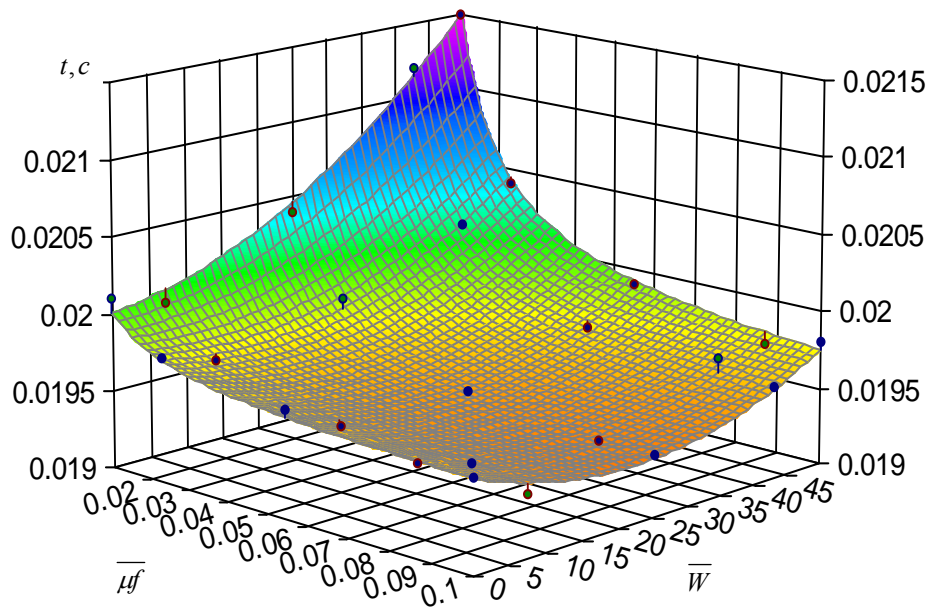


Рис. 4.4. Поверхня відгуку сумарного часу відкриття й закриття клапана

Із графіка (рис. 4.3) видно, що екстремум існує тільки для \bar{W} , а для відносної ефективної площі дроселя наповнення мінімум лежить на межі області визначення.

Рівняння регресії для часу (у секундах) закриття клапана при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$ й квадраті коефіцієнта кореляції Пірсона $r^2 = 0,9979$ може бути представлено у вигляді:

$$t_z = 0,01014 + \frac{7,788 \cdot 10^{-6}}{\mu f} - 1,742 \cdot 10^{-5} \cdot \bar{W} - \frac{3,283 \cdot 10^{-8}}{\mu f^2} + 3,944 \cdot 10^{-7} \cdot \bar{W}^2 + \frac{3,256 \cdot 10^{-7} \cdot \bar{W}}{\mu f}$$

Залежність часу відкриття клапана не наведена, оскільки час перехідного процесу практично не залежить від параметрів розвантажувального пристрою і з похибкою $\pm 2\%$ може бути прийнятим постійним.

Із графіка (рис. 4.4) видно, що як і для закриття клапана так і для сумарного часу відкриття і закриття також екстремум існує тільки для \overline{W} , а для відносної ефективної площі дренажного дроселя мінімум лежить на межі області визначення.

Рівняння регресії для сумарного часу (у секундах) відкриття й закриття клапана при довірчій імовірності $\alpha = 0,95$ й квадраті коефіцієнта кореляції Пірсона $r^2 = 0,9907$ може бути представлено у вигляді:

$$t_{\text{в+з}} = 0,01953 + \frac{6,944 \cdot 10^{-6}}{\mu f} - 2,346 \cdot 10^{-5} \cdot \overline{W} - \frac{2,103 \cdot 10^{-8}}{\mu f^2} + 4,721 \cdot 10^{-7} \cdot \overline{W}^2 + \frac{2,962 \cdot 10^{-7} \cdot \overline{W}}{\mu f}$$

Узявши похідну від сумарного часу за перемінною \overline{W} і дорівнявши її нулю, знаходили екстремум:

$$\overline{W} = 24,85 - \frac{0,3137}{\mu f},$$

Таким чином визначено оптимальний відносний об'єм розвантажувальної камери.

Порівняльні графіки перехідних процесів в електричній, механічній і пневматичній складових електропневматичного клапана з оптимальними геометричними параметрами розвантажувального пристрою наведені на рис. 4.5.

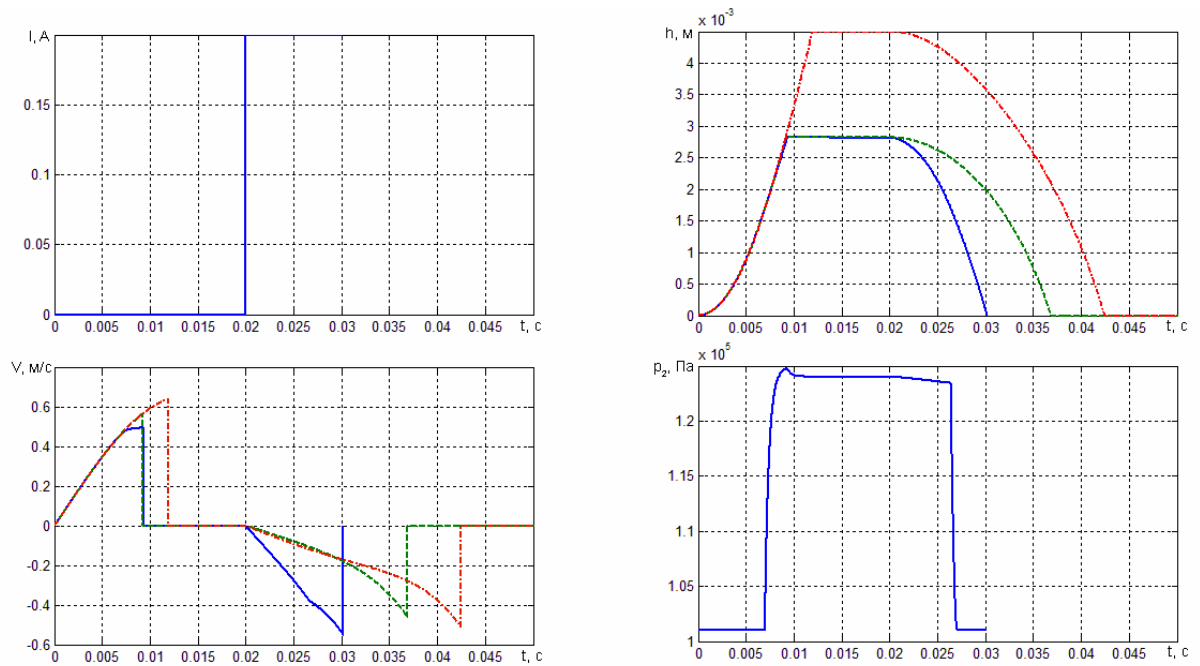


Рис. 4.5. Перехідні процеси в електропневматичному клапані при його відкритті й закритті

--- – нерозвантажений сердечник ЕПК; --- – нерозвантажений сердечник ЕПК з щілинним дифузором, — – розвантажений сердечник ЕПК з щілинним дифузором

Згідно з отриманими результатами, наведеними на рис. 4.5, використання розвантажувального пристрою з оптимальними геометричними параметрами дозволяє зменшити час закриття на 40%, а сумарний час відкриття й закриття на 26%.

Комплексне застосування розвантажувального пристрою й щілинного дифузора в проточній частині електропневматичного клапана (рис. 4.5) дозволяє збільшити його швидкодію при відкритті на 27%, закритті на 63%, сумарний час відкриття й закриття на 52% у порівнянні з базовим клапаном.

Відмітимо, що поліпшення швидкодії електропневматичного клапана за рахунок установки щілинного дифузора обумовлене відповідно меншим ходом сердечника електромагніту.

4.2. Оцінка динамічних властивостей струминного виконавчого пристрою з удосконаленим електропневматичним клапаном

На підставі отриманих даних з теоретичних й експериментальних досліджень характеристик електропневматичного клапана, а так само даних про динамічні властивості мембранного виконавчого механізму і вихрового регулюючого органу, що є складовими струминного виконавчого пристрою (п. 1.5 розділу 1) були отримані часові й частотні характеристики струминного виконавчого пристрою з базовим електропневматичним клапаном (суцільна лінія) і модернізованим (штрихова лінія), наведені на рисунках 4.6-4.8.

Із графіків видно, що реалізація запропонованих рішень із вдосконалення робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв за рахунок підвищення пропускної спроможності, швидкодії, зниження споживаної потужності електропневматичного клапана дозволило збільшити швидкодію СВП у 1,7 раза, а частоту пропускання в 1,5 раза.

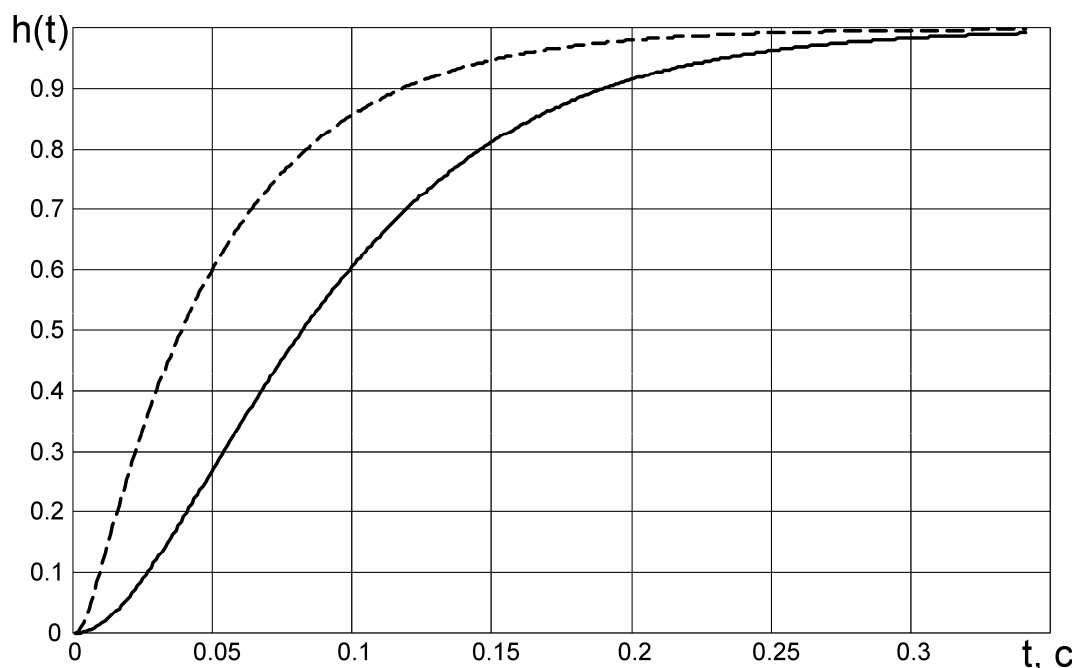


Рис. 4.6. Графіки переходного процесу струминного виконавчого пристрою
 ———— — з базовим ЕПК; — — — — з удосконаленим ЕПК

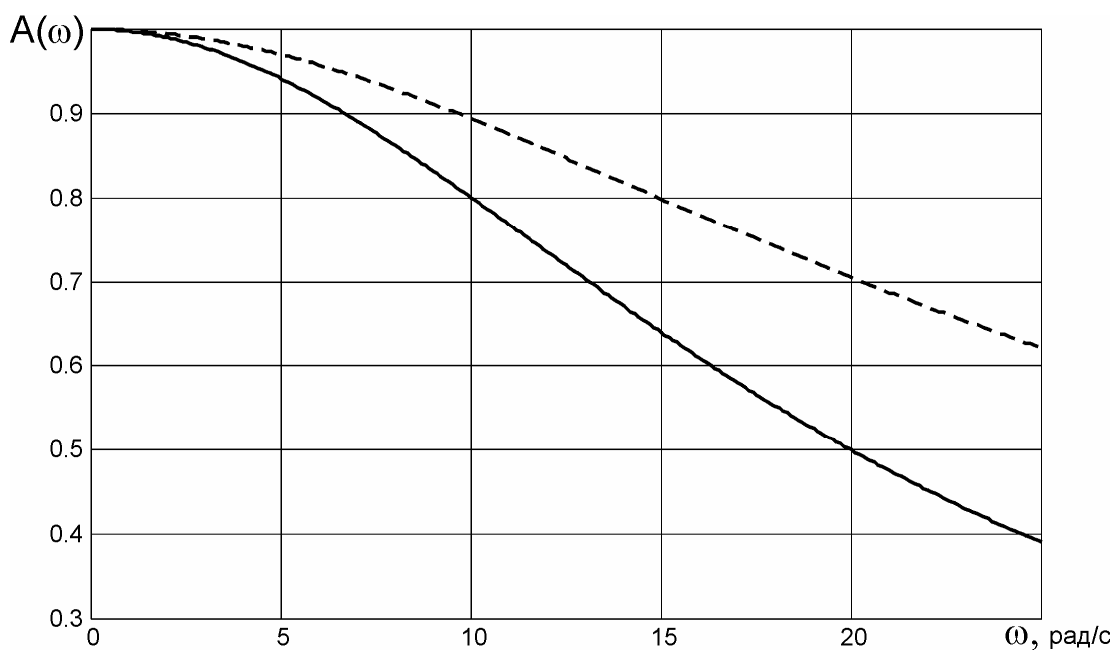


Рис. 4.7. Графіки амплітудно-частотної характеристики СВП

— — з базовим ЕПК; - - - з удосконаленим ЕПК

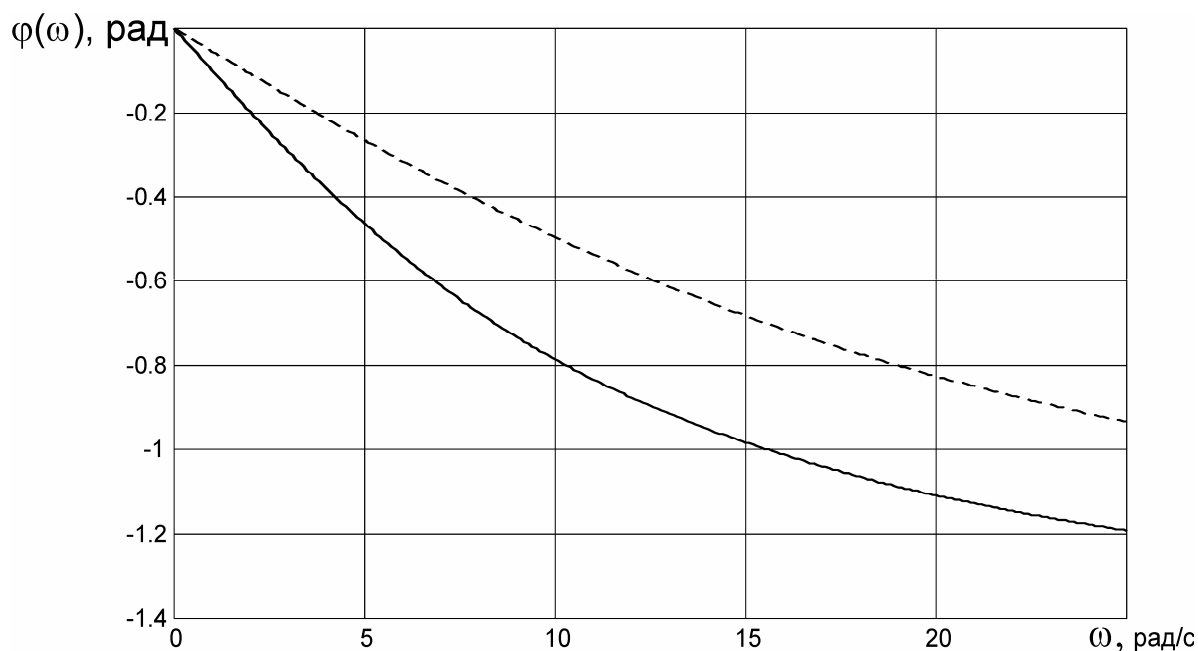


Рис. 4.8. Графіки фазочастотної характеристики СВП

— — з базовим ЕПК; - - - з удосконаленим ЕПК

4.3. Методика інженерного розрахунку струминного виконавчого пристрою

На підставі проведених теоретичних й експериментальних досліджень були отримані дані, що дозволяють доповнити і розширити методику

інженерного розрахунку та проектування струминних виконавчих пристроїв шляхом врахування особливостей, що привносяться модифікованим електропневматичним клапаном.

Алгоритм розрахунку складається з трьох блоків: розрахунок вихрового регулюючого органу, розрахунок мембранного виконавчого механізму і розрахунок електропневматичного клапана.

Розрахунок вихрового регулюючого органу

Вихідними даними для розрахунків вихрового регулюючого органу є тиск p_{sys} в пневмосистемі й витрата Q_s живлення.

Далі необхідно вибрати тип підведення потоку живлення, а також тип дифузора, якщо він необхідний. Осьовий тип підведення потоку живлення застосовується в системах, де необхідно зберегти співвісність каналів входу й виходу. Радіальний тип підведення дозволяє повернути потік на кут 90° . Існує також радіальний кільцевий тип підведення потоку живлення, що є різновидом радіального типу і є чимось середнім між двома основними типами підведення, тобто потік живлення підводиться радіально, а всередині самого вихрового регулюючого органу рівномірно розподіляється за діаметром вихрової камери.

У випадку обмеженості габаритних розмірів необхідно застосовувати дифузор на виході, що дозволяє знизити габаритні розміри вихрової камери при збереженні пропускної спроможності вихрового регулюючого органу. Слід також врахувати, що щілинний дифузор дозволяє максимально знизити розмір вихрової камери й габарити всього регулюючого органу в осьовому напрямку, однак у випадку наступного використання робочої рідини необхідно встановлювати пристрій для повороту потоку й конфузори для пристрій для підведення потоку у трубопровід. Осьовий дифузор має трохи

гірші габаритні показники, а в осьовому напрямку збільшення конструкції досягає восьми калібрів «горла» регулюючого органу, але при його використанні не виникає необхідності в застосуванні додаткових пристроїв. Щодо осьових габаритів, раціональним є вісерадіальний дифузор, але в цьому випадку зниження розмірів вихрової камери є незначним в порівнянні із щілинним і осьовим дифузорами.

Як було сказано в [33], для отримання мінімального значення тиску запирання p_{cc} необхідно, щоб відносний діаметр вихрової камери дорівнював $\bar{D} = 5$.

Для отримання раціональних витрати Q_{cc} й потужності N_{cc} запирання необхідно вибрати раціональну площу каналу живлення на вході у вихрову камеру. Згідно з рекомендаціями [33], для радіального, радіального кільцевого й осьового типу підведення раціональні значення площі каналу живлення відповідно становлять:

$$\bar{F}_s = 2,5 \div 3 \text{ – радіальний тип підведення;}$$

$$\bar{F}_s = 2 \div 2,5 \text{ – кільцевий тип підведення;}$$

$$\bar{F}_s = 2 \div 2,5 \text{ – осьовий тип підведення.}$$

При застосуванні дифузора на виході збільшуються втрати тиску на вході у вихровий регулювальний орган, тому необхідно забезпечити більші величини площі вхідного каналу у вихрову камеру. Для цього:

$$\bar{F}_s = 3 \div 3,5 \text{ – радіальний тип підведення;}$$

$$\bar{F}_s = 2,5 \div 3 \text{ – кільцевий тип підведення;}$$

$$\bar{F}_s = 2,5 \div 3 \text{ – осьовий тип підведення.}$$

Інші розміри вхідного каналу розраховуються за такими залежностями згідно [33]:

Радіальний тип підведення	Кільцевий тип підведення	Осьовий тип підведення
$\bar{B} = 1,3 \div 2,0$		
$\bar{H} = \frac{\pi \bar{F}_s}{4\bar{B}}$	$\bar{H} = 0,5 \div 1$	
$\bar{H}_0 \leq \frac{5 \cdot \bar{H} \cdot (1 - 0,2 \cdot \bar{D}_0)}{\bar{B}}$	$\bar{h} = \frac{\bar{F}_s}{20}$	$\bar{D}_1 = 25 - \bar{F}_s$
$\bar{D}_0 \leq 5 - 2\bar{d}_c$		

Необхідно також урахувати виконання умов $\bar{H} \geq \bar{d}_c$ і $\bar{H} > 0,5$.

Далі необхідно розрахувати коефіцієнти витрати й збільшення тиску запирання, спричиненого формою й розмірами каналу живлення, відповідно до [33].

Для радіального типу каналу живлення:

$$\mu_0 = \left(\frac{\pi \left[\zeta + (1 - \bar{B})^2 \right]}{100 \cdot \bar{H} \cdot \bar{B} + 1} \right)^{\frac{1}{2}} ;$$

$$\delta \bar{p}_{cc} = 5 \cdot A_1 \cdot \bar{H} + 25 \cdot B_1 \cdot \bar{H}^2, \text{ де коефіцієнти } A_1 = 0,71, \text{ а } B_1 = 0,5.$$

Для радіального кільцевого типу каналу живлення:

$$\mu_0 = \left(400 \left[\zeta + \left(1 - \frac{\bar{h}}{H} \right)^2 \right] \bar{h}^2 + \zeta_e + 1 \right)^{\frac{1}{2}} ;$$

$$\delta \bar{p}_{cc} = 5 \cdot A_2 \cdot \bar{h} + 25 \cdot B_2 \cdot \bar{h}^2, \text{ де коефіцієнти } A_2 = 1,67 \cdot 10^{-2}, \text{ а } B_2 = 8,7 \cdot 10^{-3}.$$

Для осьового типу каналу живлення:

$$\mu_0 = \left(400 \left[\zeta + \left(1 - \frac{\bar{\delta}}{H} \right)^2 \right] \bar{\delta}^2 + \zeta_e + 1 \right)^{\frac{1}{2}} ;$$

$$\delta \bar{p}_{cc} = 5 \cdot A_3 \cdot \bar{\delta} + 25 \cdot B_3 \cdot \bar{\delta}^2, \text{ де } 2\delta = D - D_1, \text{ коефіцієнти } A_3 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ і } B_3 = 9,2 \cdot 10^{-3}.$$

Подальші розрахунки необхідно робити, прийнявши параметр, за яким буде оптимізована конструкція вихрового регулюючого органа, тобто тиск p_{cc} , витрата Q_{cc} або потужність N_{cc} запирання. Однак необхідно зазначити, що зниження тиску запирання призводить до росту витрати запирання й навпаки. Таким чином, потужність запирання є компромісним параметром, але треба пам'ятати, що в конкретних умовах експлуатації найбільш прийнятним параметром оптимізації може виявитися кожен із трьох наведених вище параметрів.

Оскільки тиск у системі p_{sys} відомий, то для всіх трьох варіантів підведення потоку живлення необхідно визначити або тиск живлення p_s , або

відносний тиск запирання \bar{p}_{cc} , а потім визначити відсутній параметр за нижче наведеною залежністю:

$$\bar{p}_{cc} = \frac{P_{sys}}{P_s}.$$

Однак для визначення тиску запирання необхідно також урахувати втрати тиску в каналі керування, каналі живлення й шорсткість стінок вихрової камери. Для цього необхідно використовувати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{p}_{cc} = \frac{P_{sys}}{P_s} = \bar{p}_{cc0} + \delta \bar{p}_{cc} (\bar{p}_{cc0} - 1) + \delta_d \bar{p}_{cc}, \\ \varphi_c^2 \cdot \bar{p}_{cc0} = \bar{p}_{cc}^* + K\Delta \cdot \bar{\Delta}; \end{cases}$$

де $\delta_d \bar{p}_{cc}$ – збільшення тиску запирання, викликаного дифузором на виході (для бездифузрного варіанта дорівнює нулю);

φ_c – коефіцієнт швидкості в соплі керування;

$K\Delta$ – коефіцієнт пропорційності відносно шорсткості тиску запирання;

$\bar{\Delta}$ – відносна шорсткість стінок вихрової камери.

Для вихрового регулюючого органу з дифузором на виході збільшення тиску запирання обчислюється за залежностями:

$\delta_d \bar{p}_{cc} = 0,075$ – для вісерадіального типу дифузора;

$\delta_d \bar{p}_{cc} = 0,25$ – для осевого типу дифузора з кутом розкриття 7° ;

$\delta_d \bar{p}_{cc} = 0,175$ – для осьового типу дифузора з кутом розкриття 14° ;

$\delta_d \bar{p}_{cc} = -0,0187\bar{D}_d^2 + 0,1838\bar{D}_d + 0,1963$ – для щілинного типу дифузора.

Далі необхідно розрахувати діаметр сопла керування. Так для відносного діаметра вихрової камери $\bar{D} = 5$ апроксимаційна залежність має вигляд:

$$\bar{p}_{cc}^* = -0,837\bar{d}_c + 1,727,$$

де \bar{d}_c – відносний діаметр сопла керування.

Основний геометричний параметр вихрового регулюючого органа – діаметр вихідного отвору визначається з відомих співвідношень для нестисливої або слабостисливої рідини:

$$Q_s = \mu_0 \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{2 \frac{p_s - p_e}{\rho}};$$

$$m_s = \mu_0 \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{2 \frac{(p_s - p_e) p_e}{RT}}.$$

Для врахування дифузорності виходу, діаметр вихідного отвору розраховується за тими самими залежностями, але при цьому за коефіцієнт витрати μ_0 взято коефіцієнт витрати, приведений до «горлового» перетину вихрового регулюючого органу μ_0^* .

Так, для використання дифузора на виході вихрового регулюючого органу з радіальним, радіальним кільцевим і осьовим типами підведення потоку живлення приведений коефіцієнт витрати для вісерадіального типу дифузора, рівний відповідно [33]:

Вісерадіальний тип дифузора		
$\mu_0^* = 0,95$	$\mu_0^* = 0,98$	$\mu_0^* = 0,98$
Осьовий тип дифузора з кутом розкриття 7°		
$\mu_0^* = 1,49$	$\mu_0^* = 1,65$	$\mu_0^* = 1,65$
Осьовий тип дифузора з кутом розкриття 14°		
$\mu_0^* = 1,25$	$\mu_0^* = 1,37$	$\mu_0^* = 1,37$

Для щілинного типу дифузора приведений коефіцієнт витрати розраховується за такою залежністю:

$\mu_0^* = -0,0349\bar{D}_d^2 + 0,3629\bar{D}_d + 0,9786$ – з осьовим і вісерадіальним типами підведення потоку живлення;

$\mu_0^* = -0,0349\bar{D}_d^2 + 0,3629\bar{D}_d + 0,8837$ – з радіальним типом підведення потоку живлення,

де \bar{D}_d – відносний діаметр «тарілки» дифузора.

Абсолютні значення геометричних розмірів спроектованого вихрового регулюючого органу знаходять шляхом множення всіх отриманих параметрів на діаметр вихідного отвору, а параметри запирання за такими залежностями:

$$\bar{p}_{cc} = \frac{p_{cc} - p_e}{p_s - p_e};$$

$$\bar{Q}_{cc} = \frac{Q_{cc}}{Q_0};$$

$$\bar{N}_{cc} = \bar{p}_{cc} \cdot \bar{Q}_{cc}.$$

Динамічні якості спроектованого вихрового регулюючого органу визначаються за апроксимуючою передатною функцією:

$$W(s) = \frac{\Delta p(s)}{\Delta Q(s)} = \frac{k}{Ts + 1},$$

де коефіцієнт передачі знаходиться зі співвідношення наведеного нижче

$$k = \frac{Q_0}{p_s (p_{cc} - 0,7)},$$

а постійна часу (у секундах) $T = \frac{10 \cdot D}{\sqrt{p_s - p_e}}$ за умови рівності часу відкриття й

закриття вихрового регулюючого органу (де Q_0 , p_s , та p_e треба підставляти у системі СІ, а діаметр вихрової камери D у міліметрах).

Розрахунок мембранного виконавчого механізму

Метою розрахунку мембранного виконавчого механізму є визначення геометричних розмірів проточної частини клапана, що забезпечують потрібну швидкодію при заданому тиску у мережі і перед навантаженням.

При цьому спочатку роблять статичний розрахунок клапана, визначивши геометричні розміри його проточної частини, за винятком еквівалентних діаметрів дроселів d_{1e} і d_{2e} , що встановлюють на основі динамічного розрахунку [14].

Діаметр сопла d_c клапана знаходять з умови, що його опір нехтовно малий по відношенню до опору навантаження, тобто:

$$\Delta P_c = K_1 \Delta P_{cc},$$

безрозмірний коефіцієнт K_1 вибирають з діапазону (0,01 – 0,1) .

$$d_c = \left(K_1^{-1/2} \mu_0^* / \mu_c \right)^{1/2} d_{cc},$$

де d_{cc} – діаметр сопла керування вихрового регулюючого органу.

Діаметр жорсткого центра вибирають з конструктивних міркувань, якомога ближче до діаметру сопла, оскільки хід мембрани назад пропорційний D_1 , щоб забезпечити задане переміщення мембрани при мінімально можливому діаметрі її кріплення D_0 . Отже,

$$D_1 = (1,05 - 1,1) d_c$$

$$D_0 = (1,25 - 2,5) D_1$$

Хід мембрани (у метрах) визначають у залежності від робочого тиску пропорційно діаметру D_0 :

$$h = (0,08 - 0,15) D_0.$$

При цьому повинна виконуватися умова $h \geq d_c / 4$. Зауважимо, що Більшого ходу домагатися недоцільно, оскільки це призведе до збільшення об'єму надмембранної камери, тобто до погіршення динамічних якостей клапана.

Тиск, при якому починає відкриватися чи закриватися сопло, визначається з рівняння статичної рівноваги мембрани:

для схем клапанів із зворотною пружиною з підводом тиску живлення у підмембранну камеру:

$$p = p_0(1 - f_c / F_{ef}) + P_1 f_c / F_{ef} - (Mg + R_{np}) / F_{ef};$$

для схем клапанів без зворотної пружини з підводом тиску живлення через основне сопло

$$p = p_1(1 - f_c / F_{ef}) + P_0 f_c / F_{ef} - Mg / F_{ef}.$$

У випадку двосідельних сервоклапанів ефективні площі дроселюючих отворів наповнення і спорожнювання надмембранної камери, що забезпечують задані час (у секундах) закриття і відкриття клапана, визначаються незалежно один від одного за співвідношеннями:

для двосідельних клапанів

$$t \left(\frac{\mu f_1}{\mu f_2}; \frac{\mu f_1}{F_{эф}} \right) = A_0 + A_1 \frac{\mu f_1}{\mu f_2} + A_2 \frac{\mu f_1}{F_{эф}} + A_3 \left(\frac{\mu f_1}{\mu f_2} \right)^2 + A_4 \left(\frac{\mu f_1}{F_{эф}} \right)^2 + A_5 \frac{\mu f_1}{\mu f_2} \cdot \frac{\mu f_1}{F_{эф}};$$

для односідельних клапанів

$$t \left(\frac{\mu f_1}{F_{эф}}; \frac{\mu f_2}{F_{эф}} \right) = A_0 + A_1 \frac{\mu f_1}{F_{эф}} + A_2 \frac{\mu f_2}{F_{эф}} + A_3 \left(\frac{\mu f_1}{F_{эф}} \right)^2 + A_4 \left(\frac{\mu f_2}{F_{эф}} \right)^2,$$

а коефіцієнти рівнянь яких беруть відповідно з табл. 4.1 і 4.2.

Таблиця 4.1.

Коефіцієнти полінома при відкритті МВМ

	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
Двосідельний, підвід у підмембранну камеру	0,0494	0,0319	-9,04	0,0935	3810	-33,1
Односідельний, підвід у підмембранну камеру	0,068	0	-9,07	0	312,3	-
Двосідельний, підвід через сопло	0,497	0,0442	-8,93	0,112	4110	-52,2
Односідельний, підвід через сопло	0,068	0	-8,96	0	318,1	-

Таблиця 4.2.

Коефіцієнти полінома при закритті МВМ

	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
Двосідельний, підвід у підмембранну камеру	0,0177	0	-4,58	0	317	0
Односідельний, підвід у підмембранну камеру	0,203	-57,4	0	4100	0	-
Двосідельний, підвід через сопло	0,0108	0	-3,15	0	278	0
Односідельний, підвід через сопло	0,116	-18,71	0	965	0	-

За наближеною формулою Ліктана розраховують ефективну площу мембрани:

$$F_{ef} = \pi / 12 (D_0^2 + D_0 D_1 + D_1^2)$$

і роблять розрахунок абсолютних значень $(\mu f)_1$, і $(\mu f)_2$.

Розрахунок електропневматичного клапана

Метою розрахунку електропневматичного клапана є визначення геометричних розмірів проточної частини клапана та розвантажувального пристрою, що забезпечать максимальну пропускну спроможність і швидкодію клапана.

Знаючи вихідну площу мембранного виконавчого механізму, визначаємо площу отвору, що запирається:

$$F = \frac{F_{МК}}{\mu_1}.$$

Із площі отвору, що запирається, визначаємо діаметр і хід запірного органу клапана

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}; H = 0,217 \cdot D.$$

Площу й діаметр розвантажувального поршня приймаємо рівним площі й діаметру отвору, що запирається:

$$f = F; d = D.$$

З умов працездатності розвантажувального пристрою електропневматичного клапана визначимо співвідношення площ дроселя наповнення й дренажного дроселя розвантажувальної камери. Для цього визначаємо необхідний тиск у розвантажувальній камері, виходячи з умови повністю розвантаженого сердечника у його верхньому положенні

$$p_2 = p_1 - \frac{M \cdot G}{F},$$

де $p_1 = 0,59 \cdot p_s + 0,41 \cdot p_e$.

Виходячи з рівності масових витрат, що втікають та витікають з розвантажувальної камери визначаємо співвідношення ефективних площ дроселя наповнення й дренажного дроселя розвантажувального пристрою

$$\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = \frac{p_2 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT} \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}{p_1 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}.$$

Далі визначаємо площі дренажного дроселя й дроселя наповнення розвантажувальної камери

$$f_1 = \frac{0,1 \cdot F}{\mu_1}; \quad f_2 = \frac{\mu_1 f_1}{\left(\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} \right) \cdot \mu_2}.$$

Визначаємо «мертвий» об'єм розвантажувальної камери (m^3)

$$W_0 = \left(24,85 - \frac{0,3137}{\mu f} \right) \cdot h_{\max} \cdot d = 21,7 \cdot h_{\max} \cdot d.$$

4.4. Оцінка ефективності роботи струминних виконавчих пристроїв у складі пневматичних приводів гідравлічних відсаджувальних машин

4.4.1. Робочі процеси у гідравлічній відсаджувальній машині й пневматичному приводі. Одним із способів збагачення вугіль і руд є гравітаційне збагачення, засноване на поділі вихідного матеріалу на мінеральні домішки й збагачуваний матеріал за рахунок різниці питомих мас компонентів. Як основний технологічний апарат для гравітаційного збагачення на вуглезбагачувальних фабриках застосовуються відсаджувальні машини, роботу яких можна описати в такий спосіб (рис. 4.9): вихідний матеріал, утворюючи постіль, безупинно переміщується в горизонтальному напрямку по ґратках під тиском нових порцій, що завантажуються в робоче ґратчасте відділення машини.

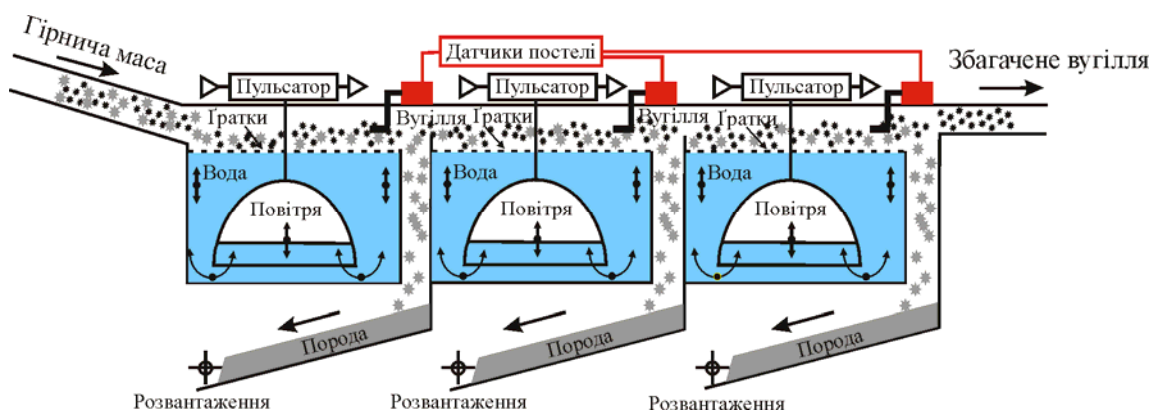


Рис. 4.9. Схема гравітаційного збагачення на гідравлічній відсаджувальній машині

Під впливом висхідних і спадних потоків води постіль відсаджувальної машини поперемінно розпушується й ущільнюється, при цьому частки вихідного матеріалу переміщуються у вертикальному напрямку, і залежно від їхньої питомої маси постіль розділяється на шари. Внаслідок меншої питомої

маси вугільні частки зосереджуються у верхній частині й потоком води виводяться через поріг з машини. Більш важкі – породні частки збираються в нижній частині, на ґратках й через розвантажувальну щілину розвантажника потрапляють у башмак, звідки надходять на збезводнювальні елеватори.

У відсаджувальних машинах з пневматичним приводом для отримання коливальних рухів води використовують пульсатори різних конструкцій, основне завдання яких поперемінно впускати й випускати повітря у повітряні відділення.

Оскільки пульсатори є одним з найбільш відповідальних вузлів відсаджувальної машини, що забезпечують робочий цикл, то в значній мірі вони впливають на якість процесу збагачення й тому постійно зазнають удосконалювання. Так, пульсатори еволюціонували від найпростіших золотникових зворотно-поступальної й обертальної дії до сучасних конструкцій клапанного типу, які у свою чергу розділяють на штокові й безштокові або мембранні. Тобто усі перераховані типи пульсаторів відносяться до механічних розподільників, що мають низьку довговічність внаслідок швидкого зношування через наявність тертьових елементів, що й деформуються.

Таким чином, основними завданнями, що розв'язують при модернізації пульсаторів, є підвищення їхньої надійності й довговічності, а також розширення їхніх функціональних можливостей з метою регулювання процесу збагачення.

Із застосуванням вихрових регулюючих органів як базового елемента вдалося суттєво підвищити надійність і як наслідок довговічність пульсаторів [48] через відсутність у них рухливих тертьових частин.

Однак, як показали попередні дослідження [33], через низькі динамічні якості електропневматичних клапанів по відношенню до вихрових

регулюючих органів відбувається істотна втрата стисненого повітря на «простріл» через повітряне відділення машини.

У зв'язку із цим на основі отриманих у розділах 2–4 результатів був розроблений модернізований електропневматичний клапан, що має поліпшені статичні й більш високі динамічні якості, розріз якого наведена на рис. 4.10. Фотографія модернізованого електропневматичного клапана з розвантаженим сердечником наведена на рис. 4.11.

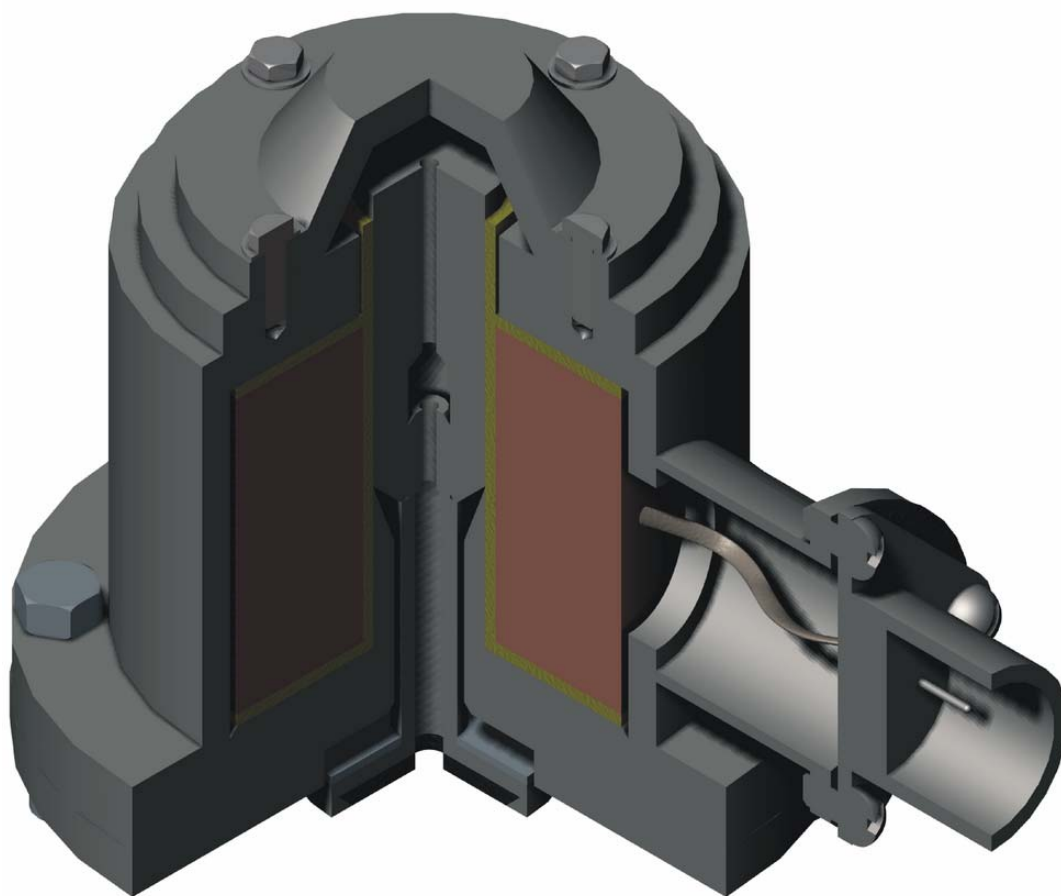


Рис. 4.10. Розріз електропневматичного клапана з розвантаженням сердечника



Рис.4.11. Електропневматичний клапан з розвантаженим сердечником

4.4.2. Оцінка ефективності роботи пневматичного привода з модернізованим електропневматичним клапаном. Для оцінки ефективності роботи струминного виконавчого пристрою на базі модернізованого електропневматичного клапана у складі пневматичного струминно-вихрового привода гідравлічної відсаджувальної машини були проведені дослідження на математичній моделі [33], наведеної нижче за розрахунковою схемою рис. 4.12.

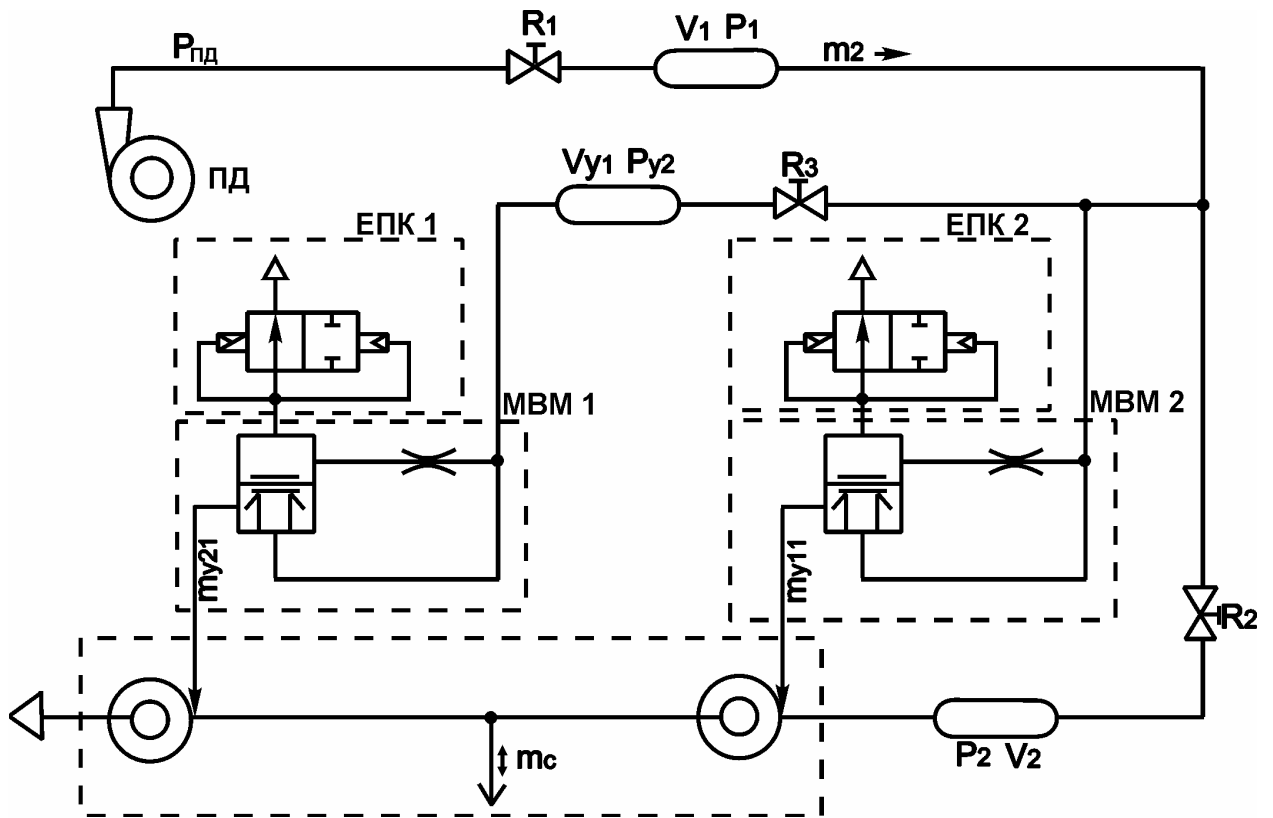


Рис.4.12. Пневматична схема струминно-вихрового пневмопривода відсаджувальної машини

ПД – повітродувка; R1, R2, R3 – засувки; V1, Vy1, V2 – ресивери;

Подача стисненого повітря до пульсаторів здійснюється від повітродувки ПД через систему дросельних засувок і ємностей. Для запобігання помпажу застосовується дросельна засувка (на схемі не наведена), яка відкрита тільки при запуску повітродувки. Для регулювання кількості споживаного відсаджувальною машиною повітря служить засувка R1. Розподіл повітря по відділеннях машини здійснюється засувкою R2. Для згладжування коливань тиску з метою стабілізації навантаження на повітродувку застосовується ресивер повітродувки V1. Ресивери V2 акумулюють повітря в моменти відсутності його впуску в машину й забезпечують необхідний початковий імпульс тиску в повітряних камерах під час впуску. Таким чином, елементи схеми є пневматичними опорами і

ємностями, за винятком трубопроводів, які можуть бути представлені з'єднанням зосереджених пневматичних індуктивності, ємності й опору.

У цілому математична модель гідравлічної відсаджувальної машини з пневматичним струминним приводом та системою повітрязабезпечення є системою звичайних нелінійних диференціальних рівнянь [33]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{СИСТЕМА ПОВІТРОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ :} \\ \\ \frac{dm_1}{dt} = \frac{f_1}{L_1} \left[p_{\text{вд}} - p_1 - \lambda_n \frac{L_1 m_1^2 RT_1}{2d_1 f_1^2 p_1} \right]; \\ \\ \frac{dm_2}{dt} = \frac{f_2}{L_2} \left[p_1 - p_2 - \lambda_n \frac{L_2 m_2^2 RT_2}{2d_2 f_2^2 p_2} \right]; \\ \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{RT_1}{V_1 + L_1 f_1} [m_1 - m_2]; \\ \\ \frac{dp_{21}}{dt} = \frac{RT_2}{L_2 f_2} [m_2 - m_{21} - m_{y1} - m_{y2}]; \\ \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{RT_2}{V_2} [m_{21} - m_{\text{вк1}}]; \\ \\ \frac{dp_{y2}}{dt} = \frac{RT_2}{V_{y2}} [m_{y2} - m_{y21}]; \\ \\ m_{21} = \mu_{\text{вд}} f_{\text{вд}} \sqrt{\frac{2p_2}{RT_2} [p_{21} - p_2]}; \\ \\ m_{y11} = \mu_{y11} f_{y11} \sqrt{\frac{2p_{\text{в}}}{RT_{\text{в}}} [p_{21} - p_{\text{в}}]}; \\ \\ m_{y2} = \mu_{y2} f_{y2} \sqrt{\frac{2p_{y2}}{RT_2} [p_{21} - p_{y2}]}; \\ \\ m_{y21} = \mu_{y21} f_{y21} \sqrt{\frac{2p_{\text{в}}}{RT_{\text{в}}} [p_{y2} - p_{\text{в}}]}; \end{array} \right.$$

ВІДСАДЖУВАЛЬНА МАШИНА:

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{\alpha_z L} \left(\frac{p_e + p_a}{\rho_{жк}} - \zeta \frac{u^2}{2} - gH_0 - g(Z_e + Z_p) \right);$$

$$\frac{dz_e}{dt} = u + Q_t - \frac{B_c \sqrt{2g}}{F_p} Z_p^{3/2};$$

$$\frac{dz_e}{dt} = \frac{F_p}{F_e} [u - Q_n];$$

$$\zeta = \begin{cases} \frac{2620(1+10S_n)}{(100u)^{1,39}} & \text{при } S_n > S_{n0}, \\ 300S_n & \text{при } S_n = S_{n0}; \end{cases}$$

$$\frac{dS_n}{dt} = 0,96u - 0,04;$$

$$\frac{dp_e}{dt} = \frac{1}{W_{eo} + Z_p F_p} (RT_e m_c - p_e F_p u);$$

ПУЛЬСАТОРИ:

$$m_{ек1} = C_{m1} \mu_{ек1} f_{ек1} \sqrt{\frac{2p_e}{RT_e} [p_2 - p_e]};$$

$$m_{ек2} = C_{m2} \mu_{ек2} f_{ек2} \sqrt{\frac{2p_a}{RT_e} [p_e - p_a]};$$

$$\frac{dC_{m1}}{dt} = \begin{cases} -\frac{C_{m1}}{T_{11}}, & \text{при } K_1 > 0, \\ \frac{1 - C_{m1}}{T_{12}}, & \text{при } K_1 = 1; \end{cases}$$

$$\frac{dC_{m2}}{dt} = \begin{cases} -\frac{C_{m2}}{T_{21}} & \text{при } K_2 = 0, \\ \frac{C_{m2}}{T_{21}} & \text{при } K_2 = 1; \end{cases}$$

$$m_c = m_{ек1} - m_{ек2} + m_{y11};$$

$$\begin{cases} \text{ПОВІТРОДУВКА:} \\ p_{gy} = p_3 + Am_1^2 + Bm_1 + C, \end{cases}$$

де A, B, C – безрозмірні коефіцієнти.

Беручи до уваги вищесказане і зневажаючи відмінностями в значеннях параметрів процесу, що відбувається в трьох відділеннях відсаджувальної машини, розглянемо його як якийсь осереднений процес для всієї машини в цілому й замінимо всі відділення еквівалентним одним, а всі пульсатори аналогічно одним гіпотетичним пульсатором.

Схема системи повітрязабезпечення відсаджувальної машини, що наведена на рис. 4.12, відповідає її найбільш загальній, типовій для більшості вуглезбагачувальних фабрик.

Для порівняльної оцінки ефективності роботи привода із серійним і модернізованим струминними пульсаторами були зроблені розрахунки на наведеній математичній моделі. За випробувану відсаджувальну машину взято її типовий варіант з площею робочого відділення 18 м^2 для схеми повітрязабезпечення ЦЗФ «Комендантська»:

$A = -2880$ – коефіцієнти апроксимації характеристики повітродувки ВД ТВ-200/1,4;

$B = 20674$ – коефіцієнти апроксимації характеристики повітродувки ВД ТВ-200/1,4;

$C = 10426$ – коефіцієнти апроксимації характеристики повітродувки ВД ТВ-200/1,4;

$l_1 = 20$ – довжина труби 1 (від ПД до ресивера повітродувки РПД);

$d_1 = 0,4$ – діаметр труби 1;

$f_1 = 0,126$ – площа поперечного перерізу труби 1;

$\zeta_1 = 2$ – коефіцієнт гідр. опору засувки 1, після ВД;

$\lambda_a = 0,025$ – коефіцієнт гідр. тертя в автомобельному режимі;

$l_2 = 20$ – довжина труби 2 (від РПД до РВМ);

$d_2 = 0,4$ – діаметр труби 2;

$f_2 = 0,126$ – площа поперечного перерізу труби 2;

$\zeta_2 = 2$ – коефіцієнт гідр. опору засувки 2, після РПД;

$\mu f_t = 0,003$ – ефективна площа протипомпажного дроселя;

$\mu f_d = 0,009$ – ефективна площа дроселя;

$\mu f_{y1} = 0,009$ – ефективна площа ДР_{y1};

$\mu f_{y2} = 0,003$ – ефективна площа ДР_{y2};

$V_1 = 20$ – об'єм ємності 1;

$V_2 = 10$ – об'єм ємності 2;

$V_{y1} = 6$ – об'єм ємності V_{y1};

$V_{y2} = 3$ – об'єм ємності V_{y2};

$T_e = 330$ – температура повітря на виході повітродувки;

$T_1 = 315$ – температура повітря в ємності 1 (РПД);

$T_2 = 310$ – температура повітря в ємності 2 (РВМ);

$\mu f_{вк1} = 0,037$ – ефективна площа впускного клапана;

$\mu f_{вк2} = 0,037$ – ефективна площа випускного клапана;

$\mu f_{y1} = 0,0018$ – ефективна площа сопла керування ВК1;

$\mu f_{y2} = 0,0018$ – ефективна площа сопла керування ВК2;

$T_{ек1} = 0,02$ – постійна часу ВК1;

$T_{ек2} = 0,02$ – постійна часу ВК2;

$F_p = 18$ – площа робочої камери;

$F_г = 7,8$ – площа повітряної камери;

$Bc = 3$ – ширина зливального порога робочого відділення;

$W_{eo} = 3,3$ – початковий об'єм повітряного відділення;

$Z_г = 1$ – висота підйому води;

$K = 0,5$ – товщина постелі в згуртованому стані;

$H_o = 0,75$ – початкова різниця рівнів води у робочому й повітряному відділеннях;

$L = 5,5$ – наведена довжина середньої лінії м-ду В і РО;

$a_2 = 1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу прискорення по перетину;

$Q_t = 0,0185$ – питома витрата транспортної води;

$Q_n = 0,0162$ – питома витрата подгратчастої води;

$T_г = 298$ – температура повітря у відсаджувальній машини;

$R = 287$ – газова постійна повітря.

Результати розрахунків зміни параметрів процесу протягом циклу відсадки представлені на рис.4.13 – 4.16.

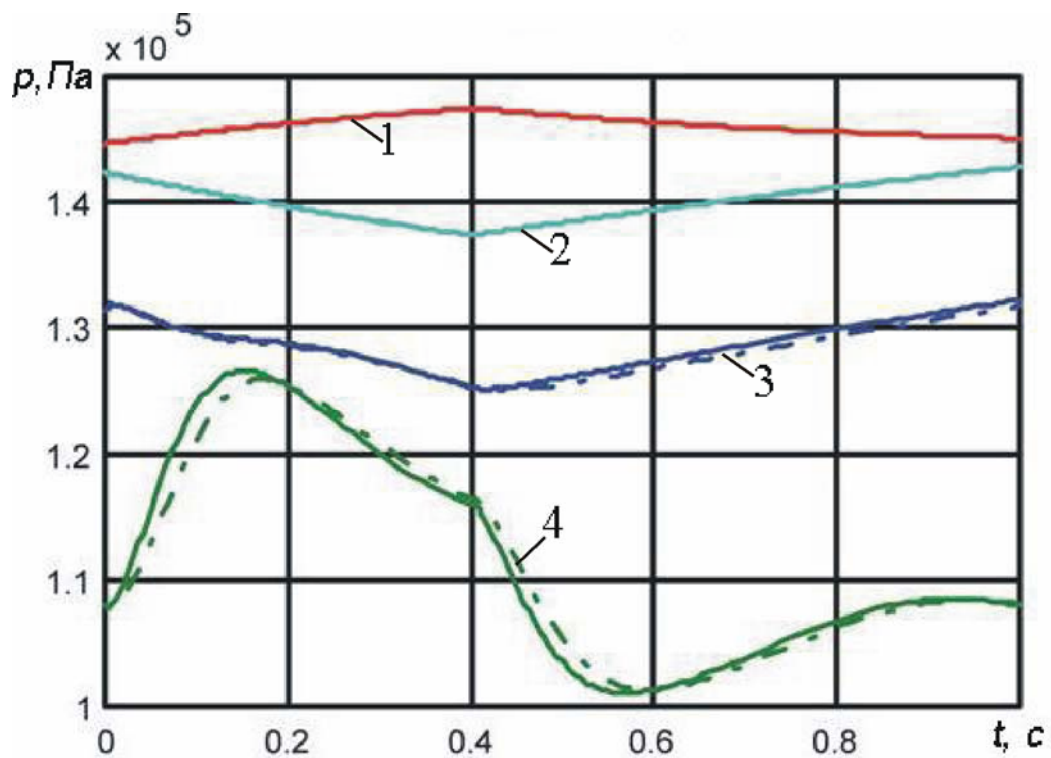


Рис. 4.13. Зміна тиску протягом циклу в різних точках системи повітрязабезпечення у повітряному відділенні ВМ

— . — — СВП с базовим ЕПК; ———— СВП з удосконаленим ЕПК

1 – тиску в ресивері повітродувки; 2 – тиск управління пульсаторами; 3 – тиску в ресивері відсаджувальної машини; 4 – тиску в повітряному відділенні відсаджувальної машини

Графіки на рис. 4.13 дозволяють контролювати стан і можливості регулювання роботи привода.

Аналіз характеру зміни масових витрат через впускний і випускний клапани пульсатора (рис. 4.14) дозволяє судити про наявність і величину «прострілу» повітря через повітряне відділення відсаджувальної машини під час фази впуску, що виникає внаслідок недосконалості динамічних властивостей впускного й випускного клапанів струминного виконавчого пристрою.

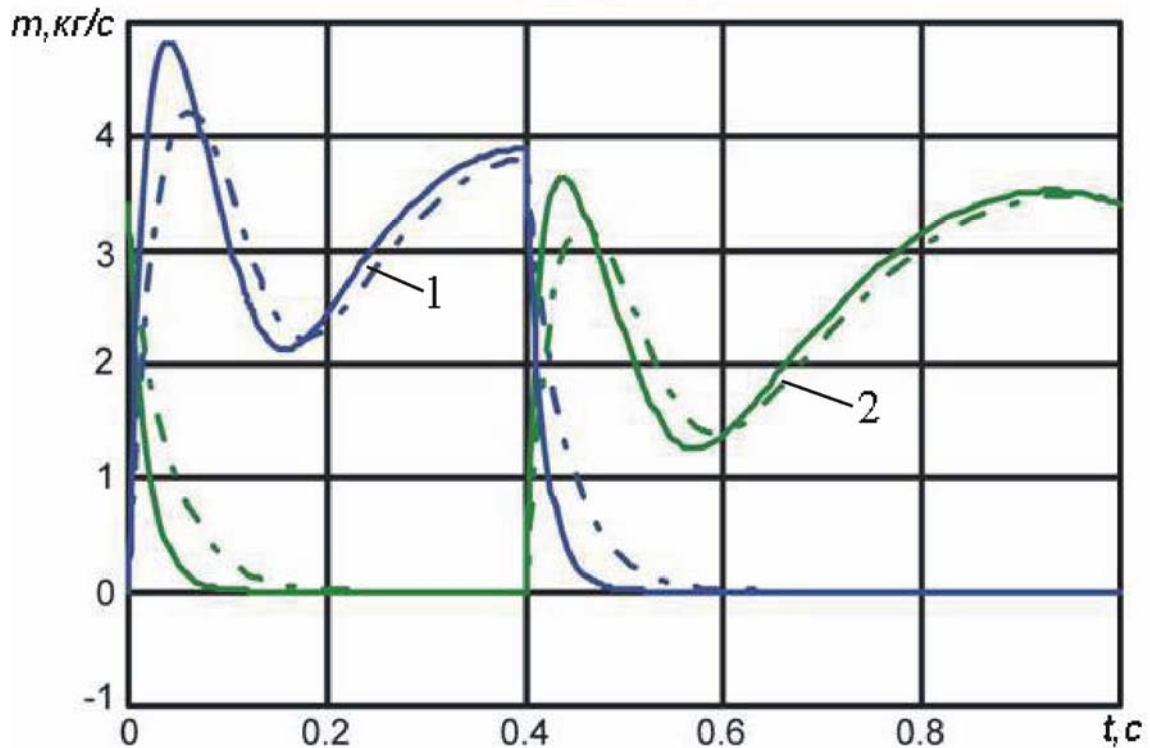


Рис. 4.14. Зміна витрати повітря через впускний і випускний клапани пульсатора

— . — – СВП с базовим ЕПК; ——— – СВП з удосконаленим ЕПК

1 – масова витрата через впускний клапан пульсатора; 2 – масова витрата через випускний клапан пульсатора

Одним з характерних параметрів, за яким можна побічно судити про ефективність роботи привода, є величина переміщення постелі у вертикальному напрямку, визначена як різниця її товщини у розпушеному й згуртованому станах.

З рисунка 4.15 видно, що розпушеність постелі відсаджувальної машини при її роботі з приводом, оснащеним модернізованими струминними виконавчими пристроями, помітно вище.

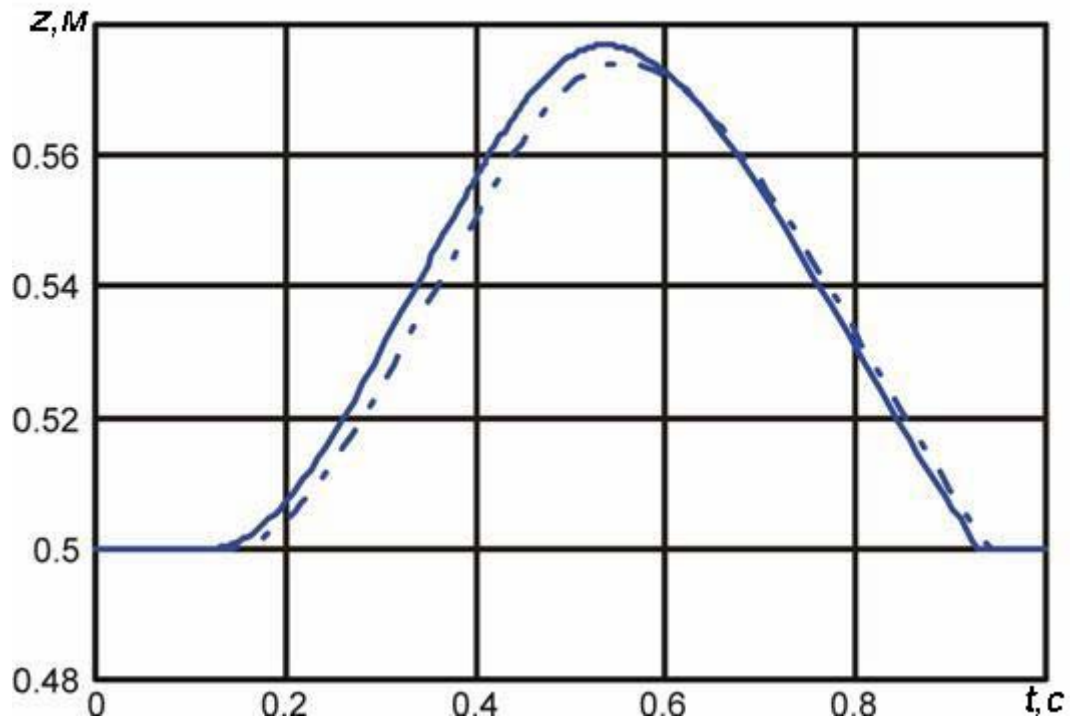


Рис. 4.15. Зміна товщини постелі протягом циклу

— . — — СВП з базовим ЕПК; — СВП з удосконаленим ЕПК

Для оцінки впливу всієї сукупності позитивних факторів, що привносяться модернізованими струминними виконавчими пристроями у систему «привод – відсаджувальна машина» зручно привести розрахунковий графік споживання потужності повітродувкою протягом циклу, який наведено на рисунку 4.16.

Порівняння графіків показує очевидний позитивний ефект від застосування удосконалених струминних виконавчих пристроїв.

Таким чином, аналізуючи отримані результати розрахунків на математичній моделі параметрів відсадки, можна зробити висновок. Внаслідок різниці часу відкриття й закриття вихрових регулюючих органів значна маса повітря проходить транзитом ("прострілюється") з ресивера машини через повітряне відділення під час впуску, тому що випускний клапан до моменту впуску не встигає закритися, що призводить до непродуктивного підвищеного споживання витрати повітря приводом.

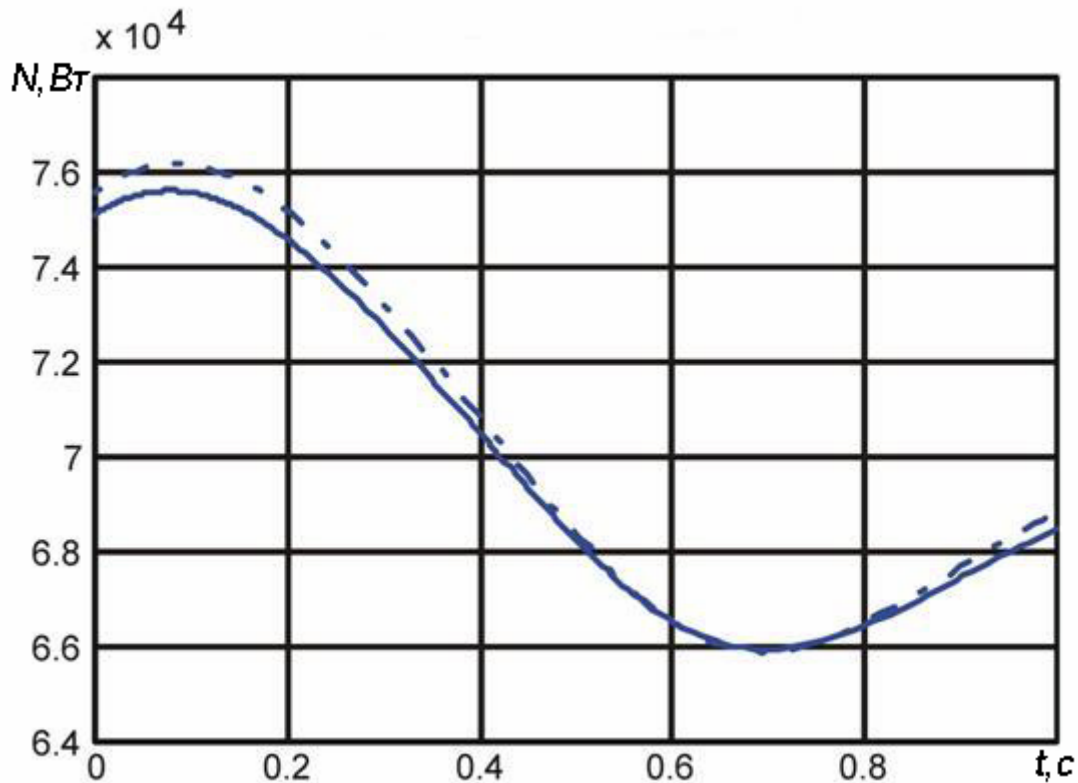


Рис. 4.16. Зміна споживаної потужності протягом циклу

— — — — — СВП з базовим ЕПК; ————— СВП з удосконаленим ЕПК

Порівнюючи площі під графіками, які наведені на рисунку 4.14, можна зробити висновок, що масова витрата «прострілу» для пневматичного привода з модернізованими струминними виконавчими пристроями, що мають динамічні якості в 1,7 рази кращі, ніж стандартні (суцільні лінії) приблизно у два рази менше.

Наявність поліпшених динамічних якостей у модернізованих струминних виконавчих пристроїв позитивно позначається не тільки на втратах повітря за рахунок «прострілу», але й на швидкості наростання тиску в повітряному відділенні, що призводить до більшої амплітуди пульсації води, внаслідок чого розпушеність постелі збільшується приблизно на 7%, що дозволяє знизити витрати потужності повітрорудки на цикл відсадження.

Використання удосконалених струминних виконавчих пристроїв дозволяє не тільки зменшити кількість повітря, «що прострілюється», а й за рахунок більш високих динамічних властивостей модернізованого

струминного виконавчого пристрою дозволяють використовувати останнє в пневматичному приводі гідравлічних відсаджувальних машин при збагаченні руд, що вимагають більш високих частот коливання постелі.

У теперішній час рекомендації щодо поліпшення характеристик та методика розрахунку струминного виконавчого пристрою струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин впроваджені на НВК «Гравікон» м. Луганськ.

4.5. Висновки до четвертого розділу

- Встановлено, що маса сердечника суттєво впливає на швидкодію клапана. Так, зниження маси удвічі дозволяє зменшити час закриття клапана на 25%.

- Перехідні процеси в електромагніті протікають у двічі повільніше, ніж у механічній частині клапана, а при закритті клапана їхні часи порівнянні, що говорить про необхідність поліпшення динамічних властивостей електропневматичного клапана за рахунок електричної складової системи.

- Час відкриття клапана практично не залежить від параметрів розвантажувального пристрою й з погрішністю $\pm 2\%$ може бути прийнятим постійним, що необхідно враховувати в методиках проектування.

- Для часу закриття та сумарного часу відкриття й закриття клапана екстремум існує тільки для \bar{W} , а для відносної ефективної площі дроселя наповнення мінімум лежить на межі області визначення, це дозволяє за рахунок \bar{W} варіювати часом спрацювання СВП.

- Використання розвантажувального пристрою з оптимальними геометричними параметрами дозволяє для базового клапана зменшити час закриття на 40%, а сумарний час відкриття й закриття на 26%.

- Комплексне застосування розвантажувального пристрою й щілинного дифузора в проточній частині електропневматичного клапана дозволяє збільшити його швидкодію при відкритті на 27%, при закритті на 63%, сумарний час відкриття й закриття на 52%.

- Реалізація запропонованих рішень з вдосконалення робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв за рахунок підвищення пропускної спроможності, швидкодії, зниження споживаної потужності електропневматичного клапана дозволило збільшити швидкодію СВП у 1,7 рази, а частоту пропускання в 1,5 рази.

- Доповнена і розширена методика інженерного розрахунку струминного виконавчого пристрою врахуванням особливостей, що привносяться модифікованим електропневматичним клапаном дозволяє прискорити час їх розрахунку і проектування.

- Розрахунок ефективності роботи пневматичного привода гідравлічної відсаджувальної машини показав, що використання струминного виконавчого пристрою на базі модернізованого електропневматичного клапана з поліпшеними динамічними характеристиками дозволив знизити непродуктивні витрати повітря на запирання в 2 рази при незмінному режимі роботи відсаджувальної машини.

- Поліпшені динамічні властивості модернізованого струминного виконавчого пристрою дозволяють застосовувати останній в пневматичному приводі гідравлічних відсаджувальних машин при збагаченні руд, що вимагають більш високих частот коливання постелі.

Отримані наукові результати й засновані на них технічні рішення, впроваджені у виробництво, дозволять забезпечити економічний ефект за рахунок економії потужності, затрачуваної на привод гідравлічної відсаджувальної машини.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведені результати теоретичного узагальнення і нове рішення наукової задачі, що полягає в удосконаленні робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв, а саме: збільшення швидкодії, коефіцієнта передачі, зменшення споживаної потужності за рахунок поліпшення статичних і динамічних характеристик електропневматичного клапана, яке досягається розвантаженням сердечника електромагніту та використанням щілинного дифузора з профільованими утворюючими у вихідному каналі клапана. Це дозволяє підвищити ефективність і економічність струминних виконавчих пристроїв та систем управління потужними потоками суцільних середовищ, заснованих на них.

На підставі отриманих у дисертаційній роботі даних експериментальних і теоретичних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Одержали подальший розвиток і поглиблення математичні моделі робочих процесів у СВП урахуванням нестационарності в усіх його складових (ВРО, МВМ, ЕПК), що дозволило визначити напрямок удосконалювання статичних і динамічних характеристик СВП шляхом поліпшення характеристик ЕПК.

2. Розроблена математична модель робочого процесу ЕПК СВП, яка заснована на рівняннях динамічної рівноваги запірнього органу, рівнянні нерозривності, рівняннях витрат рідини при докритичній течії через елементи проточної частини клапана, рівняннях стану робочого середовища і рівняннях електричних процесів з початковими й граничними умовами, що дозволило розрахувати перехідні процеси в

електричній, механічній і пневматичній системах клапана. Адекватність математичної моделі підтверджена за критерієм Фішера (довірчі інтервали за струмом, переміщенням та тиском дорівнюють відповідно $\Delta I = \pm 0,01 A$, $\Delta h = \pm 2,1 \cdot 10^{-5} m$, $\Delta p = \pm 6,25 \cdot 10^3 Pa$ при значенні довірчої ймовірності $\alpha = 0,95$).

3. Встановлено, що при відкритті клапана електричні процеси в котушці соленоїда відбуваються майже удвічі повільніше, ніж у механічній системі; маса сердечника суттєво впливає на динамічні характеристики ЕПК, що говорить про істотний потенціал у поліпшенні динамічних властивостей ЕПК за рахунок оптимізації параметрів електромагніту.

4. Встановлено що:

- течія у щілинному дифузори ЕПК з лінійними утворюючими має відривний характер, який спричинено гострими вхідними кромками, що призводить до зниження розрахункової пропускної спроможності, яке усунуено профілюванням проточної частини дифузора;
- використання щілинного дифузора у вихідному каналі підвищує пропускну спроможність клапана на 30 %, а профілювання проточної частини дифузора дозволяє підвищити пропускну спроможність до 50%;
- характер розподілу тиску по поверхні клапана при різному ступені його відкриття, що дозволило уточнити фізичну картину явища, яке відбувається, та пояснити причини зниження сили, яка діє з боку робочого середовища, при збільшенні ходу клапана;
- аеродинамічна сила, що діє з боку робочого середовища на запірний елемент ЕПК лінійно зменшується при зростанні ходу і при його значенні $d_0/4$ зменшується практично в 2 рази.

5. Застосування щілинного дифузора і розвантажувального пристрою з оптимальними геометричними параметрами ($\overline{\mu f} = 0,1$ і $\overline{W} = 22$) дозволяє підвищити робочий тиск, збільшити швидкодію ЕПК при відкритті на 27%, закритті – на 63%, сумарний час відкриття й закриття – на 52%, а також швидкодію СВП майже у 1,7 раза і частоту пропускання у 1,5 раза.

6. Доповнена і розширена методика інженерного розрахунку СВП врахуванням особливостей, що привносяться удосконаленням ЕПК, яка дозволяє одержати СВП з більш високою пропускнуою спроможністю, підвищеним коефіцієнтом передачі, а також поліпшеними динамічними властивостями. Яка впроваджена у НВК «Гравікон» м. Луганськ для струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин.

7. Проведено аналіз ефективності роботи розробленого СВП з удосконаленням ЕПК для струминного пневматичного приводу гідравлічних відсаджувальних машин, який показав, що використання СВП з поліпшеними характеристиками дозволило знизити кількість непродуктивно споживаного повітря у 2 рази при незмінному режимі роботи відсаджувальної машини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М. : Наука, 1969. – 824 с.
2. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский – М. : Наука, 1971. – 286 с.
3. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2 – х т. : Пер. с англ. / Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. – М. : Мир, 1990. – Т. 1 – 384 с.
4. Андренко П.Н. Определение статических характеристик и коэффициента расхода редукционного клапана и гидроклапана давления / П.Н. Андренко, А.В. Крахмальов, В.В. Клитной // Вестник ХГПУ. Экология, математика, электроэнергетика. – Харьков : ХГПУ, 1997. – Вып. 8. – С. 159–161.
5. Андренко П.Н. Построение математических моделей интерференционных преобразователей пульсаций на основе уравнения Навье – Стокса / П.Н. Андренко // Вісник Сумського державного університету. – 2004. – № 2 (61). – С.14 – 18.
6. Андренко П.Н. Пути уменьшения гидродинамической силы на золотнике переливного клапана / П.Н Андренко., Р.Я. Асатрян, И.Д. Долгих, В. В. Клитной // Вестник ХГПУ. Механика, машиностроение. – Харьков : ХГПУ. – 1997. – Часть 2. Вып. 7. – С. 57–61.
7. Андренко П.Н. Испытание вихревого усилителя с высоким коэффициентом усиления / П.Н. Андренко, В.В. Дмитренко, С.В. Кныш – М., 1981. – 12 с. – Рус. – Деп. в УкрНИИНТИ 12.02.81, №2144 – 81.
8. Бадах В.М. Аналіз конструктивних особливостей струменевих апаратів для гідро абразивної обробки та розроблені дослідні зразки робо-

чого інструменту для гідроструменевого очищення поверхонь / В.М. Бадах, А.О. Белятинський, Н.В. Кужель // Вісник інженерної академії України. – 2009. – № 1. – С. 205 – 211.

9. Бадах В.М. Про кавітацію в проточній частині струменевих гідравлічних підсилювачів високого тиску / В.М. Бадах, В.П. Бочаров, В.Б. Струтинський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 1(19). – С. 12 – 14.

10. Бадах В.Н. Гидродинамика проточной части элементов струйной техники / В.Н. Бадах, В.П. Бочаров, В.Б. Струтинский // Пневмоавтоматика. – Львов : ЛПИ, 1985. – Ч. 1. – С. 144 – 145.

11. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений / И.А. Белов, С.А. Исаев. – Санкт - Петербург: Балт. гос. техн. ун -т, 2001. – 108с.

12. Бочаров В.П. Пути совершенствования высоконапорных струйных устройств / В.П. Бочаров, Р.И. Солонин // Пневмогидроавтоматика и пневмопривод. – М. : Информприбор, – 1990. – Ч. II. – С. 8 – 9.

13. Бычков И.М. Верификация пакета прикладных программ OpenFOAM на задачах обтекания аэродинамических профилей / И.М. Бычков. (ЦАГИ) // XIX школа – семинар “Аэродинамика летательных аппаратов”. – 2008.

14. Вихрові виконавчі пристрої. Частина 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 : СНУ ім. В.Даля, 2009. – 280 с.

15. Вормли Д.Н. Аналитическая модель несжимаемого потока в коротких вихревых камерах / Д.Н. Вормли // Труды ASME. – 1969. – N2. – С. 145 – 149.

16. Гупта А. Закрученные потоки / А. Гупта, Д. Лилли, Н Сайред. – М : Мир, 1987. – 588 с.

17. Елимелех И.М. Струйная автоматика / И.М. Елимелех, Ю.Г. Сидоркин. – Лен. издат., 1972 – 211 с.
18. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.
19. Зайончковський Г.Й. Експериментальні дослідження зміни технічного стану пневматичних клапанів з електромагнітним приводом при виробітку ресурсу / Г.Й. Зайончковський, Я.Б. Федоричко, Я.І. Чердовських // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – №3(9). – С. 111 – 114.
20. Зайончковський Г.Й. Оцінювання і прогнозування ресурсу пневматичних клапанів з електромагнітним приводом / Г.Й. Зайончковський, О.Г.Кучер, Ситніков О.Є., Федорічко Я.Б. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 2 – С 7 – 23.
21. Зайончковський Г.Й. Прогнозирование изменения функциональных параметров клапанов с электромагнитным приводом при выработке ресурса / Г.Й. Зайончковський, О.Г. Кучер, О.Є. Ситніков, Я.Б. Федорічко, А.Ю. Сухоруков // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-техн. журнал. – Вінниця : ПП «Едельвейс». – 2004. – №3(5). – С. 10 – 22.
22. Залманзон Л.А. Микропроцессоры и управление потоками жидкостей и газов / Л.А. Залманзон. – М., 1984. – 320 с.
23. Залманзон Л.А. Специализированные аэродинамические системы автоматического управления / Л.А. Залманзон. – М., 1978. – 464 с.
24. Залманзон Л.А. Теория аэрогидродинамических систем автоматического управления / Л.А. Залманзон. – М., 1977. – 416 с.
25. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1975. – 560с.

26. Коваль В.П. Движение взвесенесущей жидкости в вихревой камере и ее износ / В.П. Коваль., П.И. Кудинов // Системні технології. – Дніпропетровськ, 1998. – Вып. 2. – С. 39 – 49
27. Комиссаров В.М. Электромагнитные механизмы с несколькими последовательно включенными рабочими зазорами для управления электромагнитными клапанами : дисс. канд. техн. наук : 05.09.06 / Комиссаров Валентин Михайлович. – Новочеркасск, 1983. – 216 с.
28. Кочевський О.М. Застосування узагальнених рівнянь Прандтля для розрахунку відривних внутрішніх закручених течій / О.М. Кочевський // Вестник НТУУ "КПИ". – Київ, 1999. – Т.36, Ч.2. – С. 465 – 472.
29. Кочевський О.М. Математична модель внутрішніх закручених течій на базі узагальнених рівнянь Прандтля / О.М. Кочевський, В.Г. Неня, А.О. Євтушенко // Вестник НТУУ "КПИ". – Київ, 1999. – Т.35. – С. 215 – 225.
30. Лебедев И.В. Элементы струйной автоматики / И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. – М., 1973. – 360 с.
31. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский; изд. 7-е, испр. – М. : «Дрофа», 2003. – 840 с.
32. Мальцев Я.И. О характере течения в вихревом усилителе с диффузорным выходом / Я.И. Мальцев // Вісник СНУ им В.Даля. – Луганськ. – 2002. – №12 (34). – С. 132 – 132.
33. Мальцев Я.И. Совершенствование гидравлических характеристик вихревых регулирующих органов струйных исполнительных устройств : дисс. канд. техн. наук : 05.05.17 / Мальцев Ярослав Иванович. – Луганск, 2003. – 208 с.
34. Мальцева М.О. Исследование гидродинамики проточной части электропневматического клапана [Электронный ресурс] / М.О. Мальцева //

Вісник СНУ ім. В.Даля. – 2009. – №3Е. – Режим доступу до журн. : <http://nbuv.gov.ua/e-journals/Vsunud/2009-3E/09mmohek.htm>.

35. Нагорный В.С. Электро-флюидные преобразователи / В.С Нагорный. – Л. : Судостроение, 1987. – 252 с.

36. Пат. 69673 А Україна, МПК F16K31/02. Електропневматичний перетворювач / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Мальцева М.О. ; заявник та патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № 20031110237; заявл. 13.11.2003; опубл. 15.09.2004, Бюл. №9.

37. Пат. 68785 А Україна, МПК F16K31/02 Електропневматичний клапан / Сьомін Д.О., Мальцева М.О., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В. ; заявник та патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № 2003109587; заявл. 24.10.2003; опубл. 16.08.2004, Бюл. №8.

38. Пат. 9908 U Україна, МПК F16K31/02. Електропневматичний клапан / Сьомін Д.О., Павлюченко ВО., Мальцев Я.І., Мальцева М.О. ; заявник та патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200503826; заяв. 22.04.2005; опубл. 17.10.2005, Бюл. №10.

39. Пат. 16822 Україна, МПК F16K31/02. Електропневматичний клапан / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Мальцева М.О. ; заявник та патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200602667; заявл. 13.03.2006; опубл. 15.08.2006, Бюл. №8.

40. Пат. 48514 U Україна, МПК F16K31/02. Електропневматичний клапан / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Мальцева М.О. ; заявник та патентовласник СНУ ім. В.Даля. – № u200908741; заявл. 20.08.2009; опубл. 25.03.2010, Бюл. №6.

41. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар; пер. с англ. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

42. Плетчер Р. Расчет несжимаемого турбулентного отрывного течения. Теоретические основы инженерных расчетов / Р Плетчер // Труды американского общества инженеров-механиков. – 1978. –Т. 100, № 4. – С.139 – 146.
43. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : [Учеб. для машиностроительных вузов] / Д.Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1976. – 424 с.
44. Попов Д.Н. Статические и динамические характеристики пневмопривода с вихревыми элементами / Д.Н. Попов, В.В. Шульгин, Т.О. Энделадзе // Пневматические и гидравлические приводы и системы управления. – 1987. – №13. – С. 89 – 96.
45. Пржиалковский А.Л. Электромагнитные клапаны / А.Л. Пржиалковский, С.Х. Щучинский. – Л. : Машиностроение, 1967. – 246 с.
46. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем / С.Н. Прудников. – М. : Машиностроение, 1987. – 152 с.
47. Рабинович С.Г. Погрешности измерений / С.Г. Рабинович. – Л. : Энергия, 1978. – 262 с.
48. Разработка струйно-вихревых клапанов и распределителей для пневматических систем и приводов / Д.А. Сёмин (Отчет о НИР). Восточноукраинский гос. ун-т. – Инв. N 0297У006117. – Луганск, 1997. – 61 с.
49. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники: монография / [В.Н. Бадах, В.П. Бочаров, В.Б. Струтинский, П.П. Таможный]. – К : «Техника», 1987. – 128 с.
50. Рафалес – Ламарка Э.Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Э.Э. Рафалес – Ламарка, В.Г. Николаев – К. : Наукова думка, 1971. – 120 с.
51. Рехтен А.В. Струйная техника / А.В Рехтен. – М.: Машиностроение, 1980. – 238 с.

52. Рикуніч Ю.М. Прогнозування втомленості елементів конструкції електромагнітних клапанів при циклічному та імпульсному навантаженнях / Ю.М. Рикуніч, Г.Й. Зайончковський, О.Г. Кучер, О.Є. Ситніков // Вісник Сум ДУ. – 2003. – № 13 (59) – С. 38 – 47.
53. Рикуніч Ю.М., Аналіз напруженого стану елементів пневматичних клапанів з електромагнітним приводом / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Я.Б. Федоричко, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський, В.В. Харитон., Я.І.Чердовських // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – №3(10). – С. 55 – 62.
54. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч (Пер. с англ.) – М. : Мир, 1981. – 612 с., ил.
55. Рыкунич Ю.Н. Выбор коэффициентов запаса прочности при проектировании пневмоклапанов с электромагнитным приводом / Ю.Н. Рыкунич // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – Киев. – 2002. – Вып. 42. – С. 39 – 41.
56. Рыкунич Ю.Н. Исследование изменения технического состояния элементов пневмоклапанов с электромагнитным приводом / Ю.Н. Рыкунич, А.Е. Ситников, В.Ф. Лабунец, Я.Б. Федоричко // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. Вып. 42. – Киев.– 2002.– С. 174 – 178.
57. Рыкунич Ю.Н. Оценка остаточного ресурса пневмоагрегатов с электромагнитным приводом / Ю.Н. Рыкунич // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – Киев. – 2000. – Вып. 38. – С. 234 – 238.
58. Сёмин Д.А. Вихревые клапаны с электропневматическим управлением / Д.А. Сёмин, В.А. Павлюченко, С.В. Войцеховский // Транспортное машиностроение: Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – К. : СУДУ. – 1995. – С. 195 – 200.
59. Сёмин Д.А. Динамические характеристики вихревых клапанов с электропневматическим управлением / Д.А. Сёмин, В.А. Павлюченко, С.В.

Войцеховский // Транспортное машиностроение. – Киев. – 1995. – С. 195 – 200.

60. Семин Д.А. Исследование вихревых усилителей с диффузорами различных типов / Д.А. Семин, В.А. Павлюченко, Я.И. Мальцев // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 2002. – Том 2. Вып.42. – С. 54 – 56.

61. Сёмин Д.А. Математическое моделирование динамики электромагнитного пневматического клапана / Д.А. Сёмин, М.Е. Сорокина, М.О. Мальцева // Вісник СНУ ім. В.Даля. – 2003. – №9 (67). – С. 118 – 123.

62. Семин Д.А. Математическое моделирование трехмерных турбулентных течений в проточной части электромеханического клапана / Д.А. Семин, М.О. Мальцева // Промислова гідравліка і пневматика : IX міжн. наук. – техніч. конф. АСПГП, 22 – 23 квіт., 2008 р. : тези доп. – Кременчук, 2008. – С. 37.

63. Семин Д.А. Моделирование трехмерных течений в вихревых усилителях с диффузорным выходом / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев // Вісник СумДУ. – 2003. – №3 (49). – С. 16 – 23.

64. Семин Д.А. Совершенствование динамических свойств одномембранных клапанов типа «сопло – заслонка»/ Д.А. Семин, В.А. Павлюченко, Я.И. Мальцев // Вісник СНУ. – Луганськ. – 2000. – №12 (34). – С. 141 – 150.

65. Сёмин Д.А. Совершенствование динамических свойств электропневматических клапанов / Д.А. Сёмин, Я.И. Мальцев, М.О. Мальцева // „Промислова гідравліка і пневматика” Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця : ВДАУ. – 2006. – № 3 (13). – С. 103 – 106.

66. Семин Д.А. Совершенствование характеристик электропневматических преобразователей / Д.А. Семин, М.О. Мальцева // Науковці – підприємствам і установам регіону : зб. наук. праць Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. : IX міжнар. наук. – прак. конф.

“Університет і регіон”, 10 – 12 грудня 2003 р. : тези доп. – Луганськ : СНУ ім. В.Даля. – 2004. – Ч. 2. – С. 195.

67. Семин Д.А. Условия и границы работоспособности одномембранного клапана типа «сопло-заслонка» / Д.А. Семин, В.А. Павлюченко, Я.И. Мальцев // Вісник СумДУ. – 2001. – №10 (31). – С. 214 – 218

68. Семин Д.А. Устройства сопряжения струйной макротехники с современными системами управления/ Д.А. Семин, В.А. Павлюченко, Я.И. Мальцев // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 2000. – Вып.38. – С. 216 – 220.

69. Семин Д.А. Экспериментальное исследование статических характеристик вихревого усилителя с щелевым диффузором / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев // Вестник НТУУ «КПИ». – 2000. – Вып.39. – С. 225 – 230.

70. Семин Д.А. Экспериментальные исследования гидравлических характеристик проточной части электропневматических клапанов / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев, В.А. Павлюченко, М.О.Мальцева // Міжнародні Далівські читання : зб. наук. праць Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля: XI міжн. наук. – прак. конф. з проблем вищої школи «Університет і регіон», 19 – 20 жовт., 2005 р. : тези доп. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля. – 2006. – Ч. 2. – С. 153.

71. Семин Д.А. Экспериментальные исследования силового воздействия потока на запорную часть электропневматического клапана / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев, М.О. Мальцева // Вісник СумДУ. – 2006. – № 5(89). – С. 71 – 76.

72. Ситников А.Е. Отказы электромагнитных клапанов / А.Е. Ситников // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 2002. – Вып. 42. – С. 46 – 49.

73. Ситников А.Е. Прогнозирование изменений функциональных параметров клапанов с электромагнитным приводом / А.Е. Ситников, Г.Й. Зайончковский, Я.Б. Федоричко // Вестник Национального технического уни-

верситета «Харьковский политехнический институт». – 2001. – Выпуск 129, Ч. 2. – С. 174 – 180.

74. Ситников А.Е. Прогнозирование технического состояния электромагнитных клапанов по функциональным параметрам / А.Е. Ситников // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 2000. – Вып. 38. – С. 189 – 191.

75. Сливинская А.Г. Электромагниты и постоянные магниты: [учебное пособие для студентов вузов] / А.Г. Сливинская. – М. : «Энергия», 1972. – 248 с. с ил.

76. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління: [монографія] / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Ремень В.І., Мальцев Я.І. – Луганськ : вид-во Східно-укр. нац. ун-ту ім. В.Даля, 2002. – 174 с.

77. Струйная автоматика в системах управления / Под ред. Б.В. Орлова. – М. : Машиностроение, 1975. – 368 с.

78. Струйная пневмогидроавтоматика / Под ред. В.И. Чернышова. – М. : Мир, 1966 – 384 с.

79. Струйная техника в автоматике / [А.В. Богачева, А. Н. Добрынин, В. Г. Завьялов и др.]; под ред. Короткова Ф.А. – М. : Энергия, 1977. – 168 с.

80. Струйные элементы и системы / [Бейязов Й., Градецкий В., Цветков Г., Ненов С.]. – София : "Техника", 1976. – 541 с.

81. Субботина П.Н. Применение различных моделей турбулентности для задач внешнего обтекания Flowvision / П.Н. Субботина, А.С. Шишаева // Инженерные системы – 2008 : труды Всероссийской научно-практической конференции, – 2008.

82. Сьомін Д.О. Оптимізація параметрів розвантажувального пристрою електропневматичного клапана / Д.О. Сьомін, М.О. Мальцева,

- Я.І. Мальцев // Вісник СНУ ім. В.Даля. – 2010. – № 5 (147), Ч1. – С. 254 – 261.
83. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: Справочник / Гуревич Д.Ф., Заринский О.Н., Косых С.И. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд – ние, 1982. – 320 с., ил.
84. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика / Н.Я. Фабрикант. – М. : Наука, 1964. – 816 с.
85. Федоричко Я.Б. Влияние эксплуатационных факторов на герметичность уплотнений пневмоклапанов с электромагнитным приводом / Я.Б. Федоричко // Вісник Сум ДУ. – 2003. – № 13 (59) – С. 65 – 71.
86. Федоричко Я.Б. Моделювання експлуатаційних змін технічного стану гідропневмоклапанів з електромагнітним приводом / Я.Б Федоричко // Вестник НТУУ «КПІ». Машиностроение. – 2002. – Вып. 42. – С. 57–59.
87. Филиппов И.Б. Современные электропневматические преобразователи, приводы и системы / И.Б. Филиппов, М.В. Райцин. – М. – 1988. – 44 с., 13 ил.
88. Финкельштейн З.Л. Использование вихревых клапанов в качестве устройств торможения гидро– и пневмоцилиндров / З.Л Финкельштейн., В.М. Величко // Вісник СНУ. – 2001. № 6 (40). – С. 149 – 154.
89. Фрик П.Г. Турбулентность: модели и подходы [курс лекций] / П.Г. Фрик. – Пермь : Перм. гос. техн. ун - т, 1998. – Ч.1. – 108 с.
90. Фрик П.Г. Турбулентность: модели и подходы [курс лекций] / П.Г. Фрик. – Пермь : Перм. гос. техн. ун - т, 1999. – Ч.2. – 136 с.
91. Чепуренко В.Г. Вычисление погрешностей измерений / В.Г. Чепуренко, В.Г. Нижник, Н.И. Соколова – К. : Вища школа, 1978. – 37 с.
92. Щучинский С.Х. Электромагнитные приводы исполнительных механизмов / С.Х. Щучинский. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 152 с., ил.

93. Элементы и устройства струйной техники / Под ред. Ф.А. Короткова. – М. : Энергия, 1972. – 96 с.
94. Яхно О. М. Моделирование динамики регулятора расхода с дросселем и клапаном давления / О. М. Яхно, В. С. Лысенко, Т. Г. Таурит // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 2005. – Вып.46. – С. 116 – 119.
95. Armfield S. W. Comparison of $k - \varepsilon$ and Algebraic Reynolds Stress Models for Swirling Diffuser Flow / S. W. Armfield, C. A. Fletcher // International Journal for Numerical Methods in Fluids. – 1989. – Vol. 9. – P. 987 – 1009.
96. Azad R. S. Turbulent flow in a conical diffuser: Overview and implications / R. S. Azad, S. Z. Kassab // Physics in Fluids. – 1989. – Vol. 1, № 3. – P. 564 – 573.
97. Brombach H. Vortex devices in hydraulic engineering / H Brombach // Paper Fifth Cranfield fluidic conference. – 1972. – P. 1 – 11.
98. Campioli T.L. Assessment of incompressible formulations for numerical solution of unsteady turbulent flows over bluff bodies/ Campioli T.L., Schetz J., Nee R.E. // AIAA AeroSpace Sciences Meeting and Exhibit. – 2005.
99. Chris Rumsey The Menter Shear Stress Transport turbulence model / Chris Rumsey // NASA Langley Research Center. – 2009.
100. Computation of Turbulent Flows / Comput. Methods Appl. Mech. Engng. – 1974. – № 3. – P. 269 – 289.
101. Elif Erzan Topcu Development of electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics/ Elif Erzan Topcu, İbrahim Yuksel, Zeliha Kamıs // Mechatronics. – 2006, P. 365 – 378.
102. Evaluation of fluid flow in the lower core of PWR with code Saturne / Y. Fournier, C. Bechaud// The 11– th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH–11), 2005.

103. Experimental investigation on pneumatic components /Viktor Szente, Zoltan Mozer // Conference on Modelling Fluid Flow: The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies Budapest, Hungary, September 3 – 6, 2003.
104. Guelfi A. A new multi-scale platform for advanced nuclear thermal hydraulics. status and prospects of neptune project / A. Guelfi, M. Boucker, J.M. Herard, P. Peturaud // The 11–th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal–Hydraulics (NURETH–11), 2005.
105. Hah C. Calculation of planar, conical and annular diffuser flows with inlet swirl and inlet distortion effects / C. Hah // AIAA Papers. – 1982. – № 1003. – 8 pp.
106. Hazem I. Ali Mathematical and intelligent modeling of electropneumatic servo actuator systems / Hazem I. Ali, Samsul Bahari B Mohd Noor, S.M. Bashi, Mohammad Hamiruce Marhaban // Australian journal of basic and applied sciences. 2009. – № 3(4). – P. 3662 – 3670.
107. Helsten, A. Implicit algebraic Reynolds stress modelling in decelerating and separating flows/ A. Helsten, S. Laine // AIAA Paper. – 2000. – P. 2000 – 2313.
108. Henry Weller Open-source CFD for commercial usage / Henry Weller // OpenCFD Ltd, DANSIS. – 2007.
109. Hui Li Characteristics of swirling flow in a circular pipe/ Hui Li, Yuji Tomita // Journal of fluids engineering. – 1994. – Vol. 116. – P. 370 – 373.
110. Jagadeesh P. Application of Low-Re turbulence models for flow simulations past underwater vehicle hull forms / Jagadeesh P., Murali K. // Journal of Naval Architecture and Marine Engineering – 2005 – P. 41 – 55.
111. Ji–jun Y. On the throughflow with swirling flow in annular diffuser / Ji–jun Y., Zhao–gang Y., Ming–de W // Applied mathematics and mechanics. – Shanghai : China, 1992. – Vol. 13, № 3. – P. 241 – 254.

112. King C.F. The design of radial vortex amplifiers for high performance power fluidics / C.F King // Trans. of the ASME. Journal of dynamic systems, measurement and control. – 1987. – V. 109. – P. 44 – 48.
113. King C.F. Vortex amplifier internal geometry and its effect on performance / C.F King // Int. j. head and fluid flow. – 1985. – V.6. – N 3. – P. 160 – 170.
114. Krivts I.L. Optimization of performance characteristics of electropneumatic (two-stage) servo valve / I.L. Krivts // J. Dyn. Sys., Meas., Control June 2004. – Volume 126. – P. 416 – 420.
115. Kwong A. H. M. Unsteady flow in diffusers / Kwong A. H. M., Dowling A. P // Journal of Fluids Engineering : Transactions of the ASME. – 1994. – Vol. 116. – P. 842 – 847.
116. Launder G. E. Progress in the development of a Reynolds stress turbulence closure / G. E. Launder, G. J. Reece, W. Rodi // J. Fluid Mech. – 1975. – № 68. – P. 537 – 566.
117. MacGregor S.A. Instabilities associated with the outlet flow in vortex amplifier / S.A. MacGregor, N Syred., E. Markland // Fluidics quart. – 1982. – V. 14. – N 4. – P. 29 – 37.
118. Menter F.R. A scale-adaptive simulation model for turbulent flow predictions / F.R Menter, M. Kuntz, R. A Bender // AIAA Paper. – 2003.
119. Menter F.R. Adaptation of eddy-viscosity turbulence models to unsteady separated flow behind vehicles/ Menter F.R., Kuntz, M. // The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Busses and Trains, Asilomar, Ca. – 2003.
120. Olessen M. OpenFOAM and STAR – CD. Integration, interoperability and symbiosis / M. Olessen // EMCON Technologies, DANSIS. – 2007: New Trends In CFD, October 2007
121. OpenFOAM (The open source CFD toolbox) : User Guide, Version 1.7 // OpenCFD Limited, June 2010.

122. Pang Yanbin Wang Sheng Cheng Wei The Development of Smart Pneumatic Valve Positioner Based on FF Protocol / Pang Yanbin Wang Sheng Cheng Wei // Chinese Journal of Scientific Instrument. – 2001.
123. Ping-lu Chen Simulation and experimental study of electro-pneumatic valve used in air-powered engine / Ping-lu Chen, Xiao-li Yu, Lin Liu // Chen et al / J Zhejiang Univ Sci A. – 2009. – 10(3). – P. 377 – 383.
124. Shchuchinskii S. Kh. Development of the production of valves with an electromagnetic drive / S. Kh. Shchuchinskii // Chemical and Petroleum Engineering : Springer. – 1992. – № 4. – P. 228 – 232.
125. Singh S. N. Effect of inlet swirl on the performance of wide – angled annular diffusers / S. N. Singh, D. P. Agrawal, R. N. Sapre, R. C. Malhotra // Indian journal of engineering and materials sciences. – 1994. – Vol. 1. – P. 63–69.
126. Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows / Strelets M. // AIAA Paper. – 2001.
127. Syred N Optimization of high gain vortex devices/ N Syred, J.K. Royle, J.R Tippetts. // Proceedings of then third cranfield fluidics conference. – Turin, 1968. – P. 37 – 48.
128. Szente V. Computational and experimental investigation on the flow characteristics of electropneumatic valves / V. Szente, J. Vad //ASME International conference on advanced intelligent mechatronics. – Italy, 2001 – Vol. 1. – P. 618 – 623.
129. Wormley D.N. A review of vortex diode and triode and dinamic designe techniques / D.N. Wormley // Fluidic state of the art symposium. – 1974. – V. 1 – P. 1 – 81.

ДОДАТКИ

Додаток А

Програма розрахунків динамічних характеристик електропневматичного клапана з урахуванням розвантаження сердечника

```

clc, clf, clear
marinaoptimizasijdata1

a01=-0.02343801;
b01=-0.008724187;
c01=-0.075333786;
d01=0.00054152577;
e01=0.075227768;
f01=-0.014397684;
g01=-9.8548339e-7;
h01=-0.013553403;
i01=0.0022399802;
j01=-2.8788348e-5;

t(1)=0;
dt=0.000001;
h(1)=0;
v(1)=0;
p2(1)=pa;
I(1)=0.2;

pp3(1)=0;
PP1(1)=0;
PP2(1)=0;
pe(1)=0;
gg1(1)=0;
gg2(1)=0;
force(1)=0;
hhh=0;
for i=1:30000
    if h(i)>=hmax h(i)=min(hmax,h(i)); v(i)=min(0,v(i));
    end
    if h(i)<=0 h(i)=max(0,h(i)); v(i)=max(v(i),0);
    end
    %I(i)=0;

```

```
I(i+1)=I(i)+((-RR*I(i))/L)*dt;
h(i+1)=h(i)+v(i)*dt;
```

```
%ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА;
```

```
%p=-6.653+67.7674*I(i)+3486.7772*h(i)+322.38481*I(i)^2-
336441.36*h(i)^2-47946.711*I(i)*h(i)-960.28459*I(i)^3-
494949.49*h(i)^3+4198237.6*I(i)*h(i)^2+46821.93*I(i)^2*h(i);
```

```
p=a01+b01*(I(i)*1000)+c01*(h(i)*1000)+d01*(I(i)*1000)^2+e01*(h(i)*1000)^2+f01*(I(i)*1000)*(h(i)*1000)+g01*(I(i)*1000)^3+h01*(h(i)*1000)^3+i01*(I(i)*1000)*(h(i)*1000)^2+j01*(I(i)*1000)^2*(h(i)*1000);
```

```
if p<=0, p=0;
```

```
end
```

```
if I(i)==0, p=0;
```

```
end
```

```
p11=1000*5*9.81;
```

```
pe(i+1)=p;
```

```
%аэродинамическая сила действующая на запорный орган;
```

```
if h(i)/D<0.025, p1=(1-32*(h(i)/D)^2)*p11;
```

```
else p1=(1.03-2.03*h(i)/D)*p11;
```

```
end
```

```
P1=p1*pi*D^2/4;
```

```
PP1(i+1)=P1;
```

```
%p3=kd*h2;
```

```
p3=kd*v(i);
```

```
pp3(i+1)=p3;
```

```
n1=2*k*((p2(i)/(p11+pa))^(2/k)-(p2(i)/(p11+pa))^((k+1)/k))/(k-1)/R/T;
```

```
if n1<=0 n1=0;
```

```
end
```

```
if h(i)>=0.6*hmax, G1=m1*f1*(p11+pa)*n1^0.5;
```

```
else G1=0;
```

```
end
```

```
gg1(i+1)=G1;
```

```
n2=2*k*((pa/p2(i))^(2/k)-(pa/p2(i))^((k+1)/k))/(k-1)/R/T;
```

```
if n2<=0 n2=0;
```

```
end
```

```
G2=m2*f2*p2(i)*n2^0.5;
```

```
%if h(i)>=0.1*hmax, G2=0;
```

```
%else G2=G2;
```

```
%end
```

```
gg2(i+1)=G2;
```

```

    p2(i+1)=p2(i)+((G1-G2+(p2(i)/R/T)*Fp*v(i))*k*R*T)/(W0+(hmax-
h(i))*Fp)*dt;
    P2=Fp*(p2(i)-pa);
    %   if P2>= 2.35 P2=2.35;
    %   end
    %P2=9;
    PP2(i+1)=P2;
    v(i+1)=v(i)+(-p+P1-P2-p3-m*g)/m*dt;
    force(i+1)=-p+P1-P2-p3-m*g;
    if h(i)==hmax & hhh==0, hhh=1;
        totkr=t(length(t))
    end

```

```

t(i+1)=t(i)+dt;
end

```

```

%subplot(2,2,1), plot(t, I), grid
%subplot(2,2,2), plot(t, h), grid
%subplot(2,2,3), plot(t, v), grid
%subplot(2,2,4), plot(t, p2), grid

```

```

%pause;

```

```

%

```

```

%определяем длину массивов данных

```

```

%и изменяем начало расчета закрытия

```

```

%

```

```

%h(i+1)=hmax;

```

```

%p2(i+1)=1.2527e+005;

```

```

for j=i+1:70000

```

```

    if h(j)>=hmax h(j)=min(hmax,h(j)); v(j)=min(0,v(j));

```

```

    end

```

```

    if h(j)<=0 h(j)=max(0,h(j)); v(j)=max(v(j),0);

```

```

    end

```

```

    %I(j)=0.2;

```

```

    I(j+1)=I(j)+((U-RR*I(j))/L)*dt;

```

```

    h(j+1)=h(j)+v(j)*dt;

```

```

    %ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА;

```

```

    %p=-6.653+67.7674*I(j)+3486.7772*h(j)+322.38481*I(j)^2-
336441.36*h(j)^2-47946.711*I(j)*h(j)-960.28459*I(j)^3-
494949.49*h(j)^3+4198237.6*I(j)*h(j)^2+46821.93*I(j)^2*h(j);

```

```

p=a01+b01*(I(j)*1000)+c01*(h(j)*1000)+d01*(I(j)*1000)^2+e01*(h(j)*1000)^

```

```

2+f01*(I(j)*1000)*(h(j)*1000)+g01*(I(j)*1000)^3+h01*(h(j)*1000)^3+i01*(I(j)
)*1000)*(h(j)*1000)^2+j01*(I(j)*1000)^2*(h(j)*1000);
if p<=0, p=0;
end
if I(j)==0, p=0;
end
p11=1000*9.81*5;
pe(j+1)=p;
%аэродинамическая сила действующая на запорный орган;
if h(j)/D<0.025, p1=(1-32*(h(j)/D)^2)*p11;
else p1=(1.03-2.03*h(j)/D)*p11;
end
P1=p1*pi*D^2/4;
PP1(j+1)=P1;
%p3=kd*h2;
p3=kd*v(j);
pp3(j+1)=p3;
n1=2*k*((p2(j)/(p11+pa))^(2/k)-(p2(j)/(p11+pa))^((k+1)/k))/(k-1)/R/T;
if n1<=0 n1=0;
end
if h(j)>=0.6*hmax, G1=m1*f1*(p11+pa)*n1^0.5;
else G1=0;
end
gg1(j+1)=G1;
n21=2*k*((pa/p2(j))^(2/k)-(pa/p2(j))^((k+1)/k))/(k-1)/R/T;
if n21<=0 n21=0;
end
n22=2*k*((pa\p2(j))^(2/k)-(pa\p2(j))^((k+1)/k))/(k-1)/R/T;
if n22<=0 n22=0;
end
%G2=m2*f2*p2(j)*n2^0.5;
if pa<p2(j), G2=m2*f2*p2(j)*n21^0.5;
else G2=-m2*f2*pa*n22^0.5;
end
%if h(j)>=0.1*hmax, G2=0;
%else G2=G2;
%end
gg2(j+1)=G2;
p2(j+1)=p2(j)+((G1-G2+(p2(j)/R/T)*Fp*v(j))*k*R*T)/(W0+Fp*(hmax-
h(j)))*dt;
P2=Fp*(p2(j)-pa);
%P2=9;

```

```

    PP2(j+1)=P2;
    v(j+1)=v(j)+(-p+P1-P2-p3-m*g)/m*dt;
    t(j+1)=t(j)+dt;
    force(j+1)=-p+P1-P2-p3-m*g;
    %if h(j)==0, break
    %end
    %if h(j)==0 & hhh==1, hhh=0;
    %  tzakr=t(length(t))
    % end
end
tzakr=t(length(t))
gv=(p2./R./T).*Fp.*v;

% figure(1)
% subplot(2,2,1), plot(t,pe),grid
% subplot(2,2,2), plot(t,gg1,t, gg2, t,gv), grid
% subplot(2,2,3), plot(t, PP1), grid
% subplot(2,2,4), plot(t, PP2), grid

% figure(2);
subplot(2,2,1), plot(t, I), grid
subplot(2,2,2), plot(t, h), grid
subplot(2,2,3), plot(t, v), grid
subplot(2,2,4), plot(t, p2), grid

% figure(3);
% plot(t,h),grid

```

Файл исходных данных

```

D=0.013; % Диаметр запорного элемента
d=0.013; % Диаметр сердечника клапана
kd=1*0; % Коэффициент вязкого трения
g=9.81; % Ускорение свободного падения
m=0.08; % Масса сердечника
L=500e-3; % Индуктивность катушки
RR=120; % Сопротивление катушки
U=24; % Напряжение питания электромагнита
pa=101000; % Атмосферное давление
R=287; % Газовая постоянная воздуха
k=1.4; % Показатель адиабаты
T=293; % Абсолютная температура

```

```
m1=1.0; % Коэффициент расхода дросселя наполнения
f1=0*3.14*0.002^2/4; % Площадь дросселя наполнения
m2=1.0; % Коэффициент расхода дросселя сброса
f2=0*3.14*0.002^2/4; % Площадь дросселя сброса
Fp=3.14*d^2/4; % Площадь сердечника клапана
hmax=0.217*D; % Максимальное перемещение запорного элемента (ход
клапана)
W0=15.000*hmax*Fp; % Мертвый объем камеры разгрузки
F1=3.14*D^2/4;
f2=0.1*F1;
f1=0.8500*f2; %Большой коэффициент увеличивает границу
работоспособности по объему, но и ухудшает быстродействие
```


Додаток Б

Програма розрахунків динамічних характеристик струминних виконавчих пристроїв у складі пневматичних приводів гідравлічних відсаджувальних машин

```
%          ПРОГРАММА ВЫЧИСЛЕНИЯ .....
%
clear,clc,clg
global a
eval(zzzom12)
a(1)=aa;
a(2)=100000;
a(3)=b;
a(4)=ac;
a(5)=f1/l1;
a(6)=z1;
a(7)=l1/d1;
a(8)=r*Twd/(2*f1^2);
a(9)=lawt;
a(11)=r*T1/(v1+l1*f1);
a(12)=f2/l2;
a(13)=z2;
a(14)=l2/d2;
a(15)=r*T2/(2*f2^2);
a(16)=lawt;
a(18)=r*T2/v2;
a(20)=mft*(200000/(r*T1))^0.5;
a(21)=mfy1*(2/(r*T2))^0.5;
a(22)=mfy2*(2/(r*T2))^0.5;
a(25)=mfwk1*(2/(r*T2))^0.5;
a(26)=mfwk2*(200000/(r*Tb))^0.5;
a(27)=fp/fb;
a(28)=vow;
a(29)=fp;
a(31)=r*Tb;
a(23)=1/(ag*1);
a(24)=9.81;
a(32)=9.81*h0;
a(33)=1000;
```

```

a(34)=r*T2/(l2*f2);
a(35)=mfy11*(2/(r*Tb))^0.5;
a(36)=mfy22*(200000/(r*Tb))^0.5;
a(37)=r*Tb/vy1;
a(38)=r*Tb/vy2;
a(39)=qt;
a(40)=(bc*(2*9.81)^0.5)/fp;
a(41)=qn;
a(42)=tf/2.5;
a(43)=mfd*(2/(r*T1))^0.5;
a(44)=k;
a(47)=1;
a(48)=1.e5;
a(60)=40;
a(61)=fp*k*1600*9.81*tf/2;
nn=1.e5;
y0=[4.5 144.e3 4.2 143.e3 130e3 -0.177 0.12 0.19 0.5 109.e3 139.e3 141.e3 ...
1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
n=length(t)
y0=[y(n,1) y(n,2) y(n,3) y(n,4) y(n,5) y(n,6) y(n,7) y(n,8) 0.5 y(n,10) ...
y(n,11) y(n,12) 1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
nn1=mean(y(:,10));nn2=abs((nn1-nn)/nn);nn=nn1;
if nn2>0.01
n=length(t)
y0=[y(n,1) y(n,2) y(n,3) y(n,4) y(n,5) y(n,6) y(n,7) y(n,8) 0.5 y(n,10) ...
y(n,11) y(n,12) 1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
nn1=mean(y(:,10));nn2=abs((nn1-nn)/nn);nn=nn1;
else,
end
if nn2>0.01
n=length(t)
y0=[y(n,1) y(n,2) y(n,3) y(n,4) y(n,5) y(n,6) y(n,7) y(n,8) 0.5 y(n,10) ...
y(n,11) y(n,12) 1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
nn1=mean(y(:,10));nn2=abs((nn1-nn)/nn);nn=nn1;
else,
end
if nn2>0.01
n=length(t)

```

```

y0=[y(n,1) y(n,2) y(n,3) y(n,4) y(n,5) y(n,6) y(n,7) y(n,8) 0.5 y(n,10) ...
y(n,11) y(n,12) 1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
nn1=mean(y(:,10));nn2=abs((nn1-nn)/nn);nn=nn1;
else,
end
if nn2>0.01
n=length(t)
y0=[y(n,1) y(n,2) y(n,3) y(n,4) y(n,5) y(n,6) y(n,7) y(n,8) 0.5 y(n,10) ...
y(n,11) y(n,12) 1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
nn1=mean(y(:,10));nn2=abs((nn1-nn)/nn);nn=nn1;
else,
end
if nn2>0.01
n=length(t)
y0=[y(n,1) y(n,2) y(n,3) y(n,4) y(n,5) y(n,6) y(n,7) y(n,8) 0.5 y(n,10) ...
y(n,11) y(n,12) 1 0]';
[t,y]=ode45('zzzint',0,tf,y0,5.e-7);
nn1=mean(y(:,10));nn2=abs((nn1-nn)/nn);nn=nn1;
else,
end
kp=(y(:,5)-y(:,10)).^(-1);
kp1=(y(:,11)-y(:,10)).*kp;
kp0=(y(:,10)-a(2)).^(-1);
kp2=(y(:,12)-a(2)).*kp0;
sp=max(y(:,9))-k
ns=sp*a(61)
pp=y(:,2)-a(2);
ppp1=(pp+a(2)).^(-1);
y1(:,1)=y(:,1)*(r*Twd).*ppp1;
np=pp.*y1(:,1);
np1=mean(np);
nnn=ns/np1
x=[0:0.2:tf]';x1=1.4*((x+1)-x);x2=x+1-x;
pps=y(:,10)-a(2);
qs=(a(26)*(y(:,10)-a(2)).^0.5)*r*Tb.*(y(:,10).^(-1));
qq=pps.*qs;
my11=y(:,13)*a(35).*(y(:,10).*(y(:,11)-y(:,10))).^0.5;
mbk1=y(:,14)*a(25).*(y(:,10).*(y(:,5)-y(:,10))).^0.5;
mbk2=y(:,13)*a(26).*(y(:,10)-a(2)).^0.5;
my22=y(:,14)*a(36).*(y(:,12)-a(2)).^0.5;

```

```

mm=mbk1+my11;
mmm=mbk2+my22;
mvm=a(29)*y(:,10).*y(:,6)/(r*Tb);
n=length(t);
h=0;s0=0;
for i=1:n;
h1=t(i)-h;s=h1*y(i,6);s1=s0+s;s0=s1;h=t(i);
end
n=length(t);
h=0;s0=0;
for i=1:n;
h1=t(i)-h;s=h1*mm(i);s2=s0+s;s0=s2;h=t(i);
end
n=length(t);
h=0;s0=0;
for i=1:n;
h1=t(i)-h;s=h1*mbk2(i);s3=s0+s;s0=s3;h=t(i);
end
n=length(t);
h=0;s0=0;
for i=1:n;
h1=t(i)-h;s=h1*mvm(i);s6=s0+s;s0=s6;h=t(i);
end
pause
subplot(221),plot(t,y(:,2),t,y(:,4)),grid,title('Давления (Па)')
subplot(222),plot(t,np,t,qq),grid,title('Потр. мощн.(Вт)')
subplot(223),plot(t,mbk1,t,mbk2),grid,title('Расход (кг/с)')
subplot(224),plot(t,y(:,7),t,y(:,8)),grid,title('Уровень воды (м)')
pause
clg

```

```

subplot(221),plot(t,y(:,5),t,y(:,10),t,y(:,11),t,y(:,12)),grid,..
title(' Давления (Па)')
subplot(222),plot(t,y(:,9)),grid,title('Толщина постели (м)')
subplot(224),plot(t,y(:,6)),grid,title(' Скорость (м/с)')
axis([0,1,1,2])
subplot(223),plot(t,kp1,t,kp2,x,x1,x,x2),grid,title('Коэф. запираания')
axis('normal')
save zzz.txt /ascii

%
%      ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА
%      ОМ-12
% я3Параметры привода
% я1Воздуходувкая0:
aa=-2880; % Коэффициенты аппроксимации характеристики
b=20674; % воздуходувки ВД по уравнению
ac=10426; %  $P = aa \cdot \text{тя}^4 + b \cdot \text{тя} + ac$ ; [Па]
% я1Трубопроводы и арматурая0:
l1=20; % Длина трубы 1 (от ВД до ресивера воздуходувки РВД ...
d1=0.4; % Диаметр трубы 1 (... с объемом  $V_{я1}$ )
f1=0.126; % Площадь поперечного сечения трубы 1
z1=2; % Коэффициент гидр. сопротивления задвижки 1, после ВД
lawt=0.025;% Коэффициент гидр. трения в автомобильном режиме
l2=20; % Длина трубы 2 (от РВД до РОМ)
d2=0.40; % Диаметр трубы 2
f2=0.126; % Площадь поперечного сечения трубы 2
z2=1; % Коэффициент гидр. сопротивления задвижки 2, после РВД
mft=0.003; % Эффективная площадь противопомпажного дросселя (за ВД)
mfd=0.006; % Эффективная площадья4 я0дросселя ДРОМ дя4уя0=130
мм,m=0.95
mfy1=0.006; % Эффективная площадь ДРУ1 дя4уя0=90 мм,m=0.95
mfy2=0.002; % Эффективная площадь ДРУ2 дя4уя0=70 мм,m=0.95
v1=20; % Объем емкости 1
v2=10 ; % Объем емкости 2
vy1=6; % Объем емкости VУ1
vy2=3; % Объем емкости VУ2

Twd=330; % Температура воздуха на выходе воздуходувки
T1=315; % Температура воздуха в емкости 1 (РВД)
T2=310; % Температура воздуха в емкости 2 (РОМ)

% я1Пульсаторы

```

```

mfwk1=0.1; % Эффективная площадь4 я0впускного клапана- я4
я0BK1,дя4уя0=
mfwk2=0.1; % Эффективная площадь4 я0выпускного клапана-я4
я0BK2,дя4уя0=
mfy11=0.0025;% Эфф. площадь упр. сопла BK1 (ДРя4у11я0 дя4уя0=80
мм,m=0.98)
mfy22=0.0025;% Эфф. площадь упр. сопла BK2 (ДРя4у22я0 дя4уя0=80
мм,m=0.98)
    % Постоянная времени BK1
    % Постоянная времени BK2
% я1Отсадочная машина
fr=12;    % Площадь рабочей камеры
fb=5.5;   % Площадь воздушной камеры
bc=2.0;   % Ширина сливного порога РО
vow=1.5;% Начальный объем ВО ОМ
k=0.5;    % Толщина постели в сплоченном состоянии
h0=0.75;  % Начальная разность уровней воды в РО и ВО
l=5.5;    % Приведенная длина средней линии м-ду ВО и РО
ag=1;     % коэф-т неравном-сти распред-я ускорения по сечению
qt=0.0185; % Удельный расход транспортной воды [(мя53я0/с)/мя52я0]
qn=0.00162; % Удельный расход подрешетной воды (на мя52я0
раб.площади)
Tb=298;   % Температура воздуха в ВО отсадочной машины
% я1Другие величины
r=287;    % Универсальная газовая постоянная

```

```

% я1Параметры цикла отсадкия0:

```

```

tf=1.;    % Время цикла

```

```

function[dy,y,FINISH]=zzzint(t,y)
if y(1)>7.65
    P=a(2);
else,
    if y(1)<3.5
        P=148800;
    else,
        P=a(2)+a(1)*y(1)^2+a(3)*y(1)+a(4);
    end
end
end
if y(4)>y(11)
    my1=a(21)*((y(4)-y(11))*y(11))^0.5;

```

```

else,
my1=-a(21)*((y(11)-y(4))*y(4))^0.5;
end
if y(4)>y(12)
my2=a(22)*((y(4)-y(12))*y(12))^0.5;
else,
my2=-a(22)*((y(12)-y(4))*y(4))^0.5;
end
if t<a(42),
my11=0;
my22=a(36)*(y(12)-a(2))^0.5;
dy(13)=-y(13)*a(60);
dy(14)=(1-y(14))*a(60);
%dy(13)=y(15);
%dy(15)=-2/a(60)*y(15)-y(13)/a(60)^2;
%dy(14)=y(16);
%dy(16)=1/a(60)^2-2/a(60)*y(16)-y(14)/a(60)^2;
else,
my11=a(35)*(y(10)*(y(11)-y(10)))^0.5;
my22=0;
%dy(13)=y(15);
%dy(15)=1/a(60)^2-2/a(60)*y(15)-y(13)/a(60)^2;
%dy(14)=y(16);
%dy(16)=-2/a(60)*y(16)-y(14)/a(60)^2;
dy(13)=(1-y(13))*a(60);
dy(14)=-y(14)*a(60);
end
if y(13)<=0,dy(13)=max(dy(13),0);end
if y(13)>=1,dy(13)=min(dy(13),0);end
if y(14)<=0,dy(14)=max(dy(14),0);end
if y(14)>=1,dy(14)=min(dy(14),0);end
mbk1=y(14)*a(25)*(y(10)*(y(5)-y(10)))^0.5;
mbk2=y(13)*a(26)*(y(10)-a(2))^0.5;
mc=mbk1-mbk2+my11;
m21=a(43)*(y(5)*(y(4)-y(5)))^0.5;
if y(6)==0,
z=800*y(9);
else,
if y(9)>a(44),
z=2620*(1+10*y(9))/((100*abs(y(6)))^1.39);
else,
z=800*y(9);

```

```

end
end
dy(1)=a(5)*(P-y(2)-((a(6)+a(9)*a(7))*a(8)*y(1)^2)/y(2));
dy(2)=a(11)*(y(1)-y(3));
dy(3)=a(12)*(y(2)-y(4)-((a(13)+a(9)*a(14))*a(15)*y(3)^2)/y(4));
dy(4)=a(34)*(y(3)-m21-my1-my2);
dy(5)=a(18)*(m21-mbk1);
dy(6)=a(23)*((y(10)-a(2))/a(33)-(z*y(6)*abs(y(6)))/2-a(32)-a(24)*(y(8)+y(7)));
dy(7)=y(6)+a(39)-a(40)*(y(7))^1.5;
dy(8)=a(27)*(y(6)-a(41));
dy(9)=0.96*y(6)-0.04;
dy(10)=(1/(a(28)+a(29)*y(7)))*(a(31)*mc-a(29)*y(10)*y(6));
dy(11)=a(37)*(my1-my11);
dy(12)=a(38)*(my2-my22);
if y(9)<=0.5,dy(9)=max(dy(9),0);end

```

%я3 Список идентификаторов

%Y(1) - тя41я0 - массовый расход ВД

%Y(2) - Ря41я0 - Давление в РВД

%Y(3) - тя42я0 - массовый расход на выходе из РВД

%Y(4) - Ря42я0 - Давление в РОМ

%Y(5) - P' - Давление перед дросселем РОМ

%Y(6) - U - Скорость зеркала воды в РО

%Y(7) - Зя4ря0 - Уровень зеркала воды в РО относительно порога

%Y(8) - Зя4вя0 - Уровень зеркала воды в ВО относительно порога

%Y(9) - Ся4пя0 - Высота постели относительно решета

%Y(10)- Ря4вя0 - Давление в ВО ОМ

%Y(11)- Ря4у1я0- Давление в ресивере управления ВК1

%Y(12)- Ря4у2я0- Давление в ресивере управления ВК2

%Y(13)- Ря43я0 - Давление в ресивере использования энергии выпуска воздуха

%Y(14)- Ся4м2я0- Динамический коэффициент расхода ВК2

%Y(15)- Ся4м1я0- Динамический коэффициент расхода ВК1

%Y(16)-

%Y(17)-

%Y(18)-

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор науково-
виробничої компанії
«Гравікон»
Савельєв І.Є.

" 16 " *серпня* 2010 р.
м. Луганськ



АКТ РЕАЛІЗАЦІЇ

результатів і висновків кандидатської дисертації Мальцевої Марини Олегівни за темою: «Удосконалювання робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв».

Комісія в складі:

Голови - головного конструктора проекту к.т.н. Руль О.С. і членів комісії – головного конструктора Томарева В.І., заступника головного конструктора проекту Лебедева В.Ю., розглянувши дисертаційну роботу Мальцевої М.О. «Удосконалювання робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв» у с т а н о в и л а :

Розглянута дисертаційна робота присвячена сучасним питанням надійності і довговічності засобів управління потоками суцільних середовищ притаманній галузям з екстремальними умовами експлуатації. Основу дисертації складають дослідження спрямовані на удосконалювання робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв за рахунок поліпшення статичних і динамічних характеристик їх складових, а саме підвищення пропускної спроможності, швидкодії, зменшення споживаної потужності електропневматичних клапанів. Характерною рисою таких пристроїв є відсутність рухливих механічних частин у регулюючих органах, що робить їх нечутливими до агресивних робочих середовищ, запиленості, вібрацій, ударних навантажень, характерних для умов експлуатації устаткування на вуглезбагачувальних фабриках і дозволяє підвищити надійність і довговічність систем керування рідинними і газоподібними робочими середовищами. Це додає дослідженням важливість, актуальність і конкретність. При цьому автором отримані:

- Розроблена математична модель робочого процесу електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою, яка заснована на рівняннях динамічної рівноваги запірного органу, рівнянні нерозривності, рівняннях витрат рідини при до критичній течії через елементи проточної частини клапану, і рівняннях електричних процесів з початковими й граничними

умовами, що дозволяє розрахувати перехідні процеси в електричній, механічній і пневматичній системах клапана.

- Встановлено, що при відкритті клапану електричні процеси в котушці соленоїда відбуваються майже у двічі повільніше, ніж у механічній системі; маса сердечника суттєво впливає на динамічні характеристики ЕПК, що говорить про істотний потенціал у поліпшенні динамічних властивостей ЕПК за рахунок оптимізації електромагніту.

- Встановлено що:

- а) течія у щілинному дифузори ЕПК з лінійними утворюючими має відривний характер, який викликано гострими вхідними крайками, що призводить до зниження розрахункової пропускної спроможності, яке усунуто профілюванням проточної частини дифузора;

- б) використання щілинного дифузора у вихідному каналі підвищує пропускну спроможність клапана на 30 %, а профілювання його проточної частини дозволяє підвищити пропускну спроможність на 50 %;

- в) аеродинамічна сила, що діє з боку робочого середовища на запірний елемент лінійно зменшується при зростанні ходу і при значенні відповідному $d_0/4$, зменшується практично в 2 рази.

Найбільш важливими дисертаційними результатами, що представляють інтерес для нашого підприємства, можна вважати:

1. Розроблений електропневматичний клапан струминного виконавчого пристрою, який має більшу швидкодію при відкритті на 27%, закритті на 63%, сумарний час відкриття й закриття на 52% ніж у базової конструкції, та дозволяє збільшити швидкодію струминного виконавчого пристрою майже у 1.7 рази і частоту пропускання у 1.5 рази.

2. Методику інженерного розрахунку струминного виконавчого пристрою з урахуванням особливостей, що привносяться удосконаленням ЕПК, яка дозволяє одержати СВП з підвищеним коефіцієнтом передачі та поліпшеними динамічними властивостями.

3. Алгоритм розрахунку і програмна реалізація математичної моделі електропневматичного клапана струминного виконавчого пристрою, що дозволяє на стадії проектування визначати його динамічні характеристики.

Отримані результати використовуються НВК «Гравікон» для подальшого удосконалення пневматичних приводів відсаджувальних машин.

Голова комісії:

Рул' О.С.

Члени комісії:

Томарєв В.І.,

Лебедєв В.Ю.,

«З А Т В Е Р Д Ж У Ю»

Перший проректор
Східноукраїнського
національного університету
імені Володимира Даля,
професор, д.т.н.



М.Ф. Смирний

31 » серпня 2010 р.

АКТ

впровадження результатів і висновків дисертаційної роботи
Мальцевої Марини Олегівни
в навчальний процес Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

Комісія в складі завідуючого кафедрою "Гідрогазодинаміка" СНУ ім. В.Даля д.т.н., проф. Ю.І. Осеніна, вченого секретаря кафедри к.т.н., доц. Я.І. Мальцева та к.т.н., проф. А.О. Коваленка даним актом підтверджує використання у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля результатів і висновків досліджень, отриманих у дисертаційній роботі Мальцевої М.О. на тему "Удосконалювання робочих характеристик струминних виконавчих пристроїв", представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати.

У курсах "Гідропневмоавтоматика", "Теорія автоматичного управління і динаміка гідропневмосистем", "Струминні машини і апарати", а також дипломному та курсовому проектуванні за спеціальністю "Гідравлічні та пневматичні машини" та у курсах „Гідромеханічні процеси в системах приводів”, „Нестационарна аерогідромеханіка у промислових системах” також дипломному та курсовому проектуванні за спеціальністю "Гідроаеродинаміка" в навчальний процес 2007-2010 рр. були впроваджені наступні результати та висновки дисертаційної роботи:

- математична модель робочого процесу ЕПК СВП, яка заснована на рівняннях динамічної рівноваги запірного органу, рівнянні нерозривності, рівняннях витрат рідини при докритичній течії через елементи проточної частини клапана, рівняннях стану робочого середовища і рівняннях електричних процесів з початковими й граничними умовами, що дозволило розрахувати перехідні процеси в електричній, механічній і пневматичній системах клапана;

- рекомендації щодо вибору геометричних і гідродинамічних параметрів розвантажувального пристрою електронепневматичного клапана, які забезпечують максимальну швидкість струминного виконавчого пристрою;

- методика інженерного розрахунку СВП врахуванням особливостей, що привносяться удосконаленим ЕПК, яка дозволяє одержати СВП з більш високою пропускною спроможністю, підвищеним коефіцієнтом передачі, а також поліпшеними динамічними властивостями.

Завідуючий кафедрою "Гідрогазодинаміка",
д.т.н., проф.

Ю.І. Осенін

Вчений секретар
кафедри "Гідрогазодинаміка", к.т.н., доц.

Я.І. Мальцев

Професор кафедри "Гідрогазодинаміка", к.т.н., доц.

А.О. Коваленко