

Міністерство освіти і науки України
Національний авіаційний університет

На правах рукопису

УДК 621.646:629.735.03

РИКУНІЧ ЮРІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

**ПРОГНОЗУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАЛОГАБАРИТНИХ
ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ В СИСТЕМАХ
АВІАКОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ**

Спеціальність: 05.02.02 – машинознавство

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Зайончковський Геннадій Йосипович

доктор технічних наук, професор

Київ – 2017

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	5
Вступ	6
1. Аналіз літературних джерел з питань визначення запасів працездатності електромагнітних клапанів . Обґрунтування мети і задач досліджень	12
1.1. Застосування електромагнітних клапанів у виробках авіаційної та космічної техніки та особливості конструкції клапанів.	12
1.2. Аналіз досягнутого рівня надійності й безвідмовності малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ.	20
1.3. Аналіз методів визначення запасів працездатності гідравлічних і пневматичних пристроїв виробів АКТ, забезпечення їх експлуатаційної надійності і безвідмовності	28
1.4. Мета і задачі досліджень	50
2. Теоретичні основи визначення запасів працездатності електромагнітних клапанів на етапі проектування	54
2.1. Вимоги до експлуатаційної надійності малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання авіакосмічної техніки та алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК	54
2.2. Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК поляризованим електромагнітним приводом	58
2.3. Математичне моделювання працездатності гумового ущільнення електромагнітного клапана.	81
2.4. Математичне моделювання енергетичних характеристик переміщення рухомих деталей клапана.	86
Висновки	97

3. Експериментальні дослідження зміни технічного стану і функціональних параметрів електромагнітних клапанів під час виробітку ресурсу	99
3.1. Ресурсні випробування малогабаритних ЕМК	99
3.1.1. Експериментальні установки і методика проведення випробувань	100
3.1.2. Аналіз результатів ресурсних випробувань ЕМК	103
3.2. Експериментальні дослідження впливу ударних циклічних навантажень на утомну міцність елементів конструкції ЕМК	122
3.2.1. Експериментальні установки	122
3.2.2. Методика досліджень	126
3.2.3. Результати досліджень утомної міцності стрижневих елементів ЕМК, що працюють в умовах циклічних ударних навантажень розтягування	128
3.2.4. Результати досліджень елементів приводу ДТВ, що працюють в умовах циклічних ударних навантажень стиснення	131
Висновки	134
4. Встановлення особливостей процесів виробітку гумового ущільнення в запірному вузлі клапана та рекомендації по підвищенню працездатності.	136
4.1. Параметри поверхонь ущільнення запірних елементів електромагнітних клапанів.	136
4.2. Характеристики спрацювання гумової поверхні ущільнення.	146
4.3. Визначення запасів працездатності клапана по критерію деградації гумового сидла.	151
4.4. Рекомендації щодо вдосконалення конструкцій ЕМК.	167
Висновки	177
Загальні висновки	179
Список використаних джерел	181

Додатки	200
Додаток 1. Акт впровадження	201
Додаток 2. Акт впровадження	203

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АКТ – авіаційно-космічна техніка
ГЕІ – генератор електричних імпульсів
ГУЕ – гумовий ущільнюючий елемент
ДВ – двопозиційний втягуючий
ДКР – дослідно-конструкторська робота
ДП – пристрій демпфірування
ДШ – двопозиційний штовхаючий
ДШВ – двопозиційний штовхаюче-втягуючий
ЕМ – електромагніт
ЕМК – електромагнітний клапан
ЕМП – електромагнітний привод
ІБР – імовірність безвідмовної роботи
КЕ – кінцевий елемент
КЦКБА – Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування
КЛА – космічний літальний апарат
ЛА – літальний апарат
МКЕ – метод кінцевих елементів
МНК – метод найменших квадратів
НДР – науково-дослідна робота
НДС – напружено-деформований стан
ОВ – однопозиційний втягуючий
ОШ – однопозиційний штовхаючий
ПГА – пневмогідроарматура
ПГС – пневмогідросистема
ПЗВ – приймально-здавальні випробування
РС – рухома система
ТЗ – технічне завдання
ТУ – технічні умови
ФП – функціональний параметр

ВСТУП

Актуальність теми. Розвиток сучасної авіаційної і космічної техніки (АКТ) вимагає суттєвого скорочення термінів розробки і впровадження нових виробів, що відповідають підвищеним вимогам до їх надійності та безвідмовності. Ці вимоги є особливо важливими при розробці малогабаритних електромагнітних клапанів (ЕМК) систем обладнання АКТ, оскільки традиційні шляхи розробки ЕМК дозволяють прослідкувати за змінами технічного стану і функціональних параметрів лише в процесі тривалих експериментальних досліджень, що потребують додаткових часових та фінансових витрат. Саме тому нові підходи до розробки ЕМК повинні базуватися на науково обґрунтованих методах визначення запасів працездатності клапанів та врахуванні можливих експлуатаційних змін їх технічного стану ще на етапі проектування.

Розгляд даної проблематики був предметом досліджень багатьох авторів таких, як Р. Барлоу, В.В. Болотін, Дж. Сандлер, С.В. Серенсон, В.Б. Струтинський, А.І. Панченко, Є.С. Переверзев, Д.Є. Чегодаєв та інших вітчизняних і зарубіжних вчених. З робіт, присвячених питанням прогнозування експлуатаційних змін технічного стану ЕМК систем обладнання АКТ, слід відзначити роботи Г.Й. Зайончковського й О.Є. Ситнікова.

Проте в даних роботах вдосконалення конструкцій ЕМК здійснювалось в процесі дослідно-промислової експлуатації ЕМК. Це не дозволяло в повній мірі виявити експлуатаційні фактори, що впливають на зародження й розвиток деградаційних змін в конструктивних елементах і вузлах клапана, визначати елементи конструкції клапана, які лімітують його ресурс, своєчасно впроваджувати заходи щодо вдосконалювання конструкції клапана.

Вдосконалення методичних підходів до визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК під час проектування дає можливість реалізувати значну частину заходів щодо вдосконалення конструкції клапана і забезпечення вимог до його надійності й безвідмовності ще на стадії розробки проектної документації. Як наслідок, істотно скорочується час проектування

сучасних малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ і з'являється можливість підвищити ефективність дослідно-конструкторських робіт (ДКР).

Саме тому підвищення ефективності дослідно-конструкторських робіт та вдосконалення конструкції ЕМК, яким присвячена дана робота, являє собою актуальну науково-технічну проблему.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі гідрогазових систем Національного авіаційного університету (НАУ) у відповідності з Державною комплексною програмою розвитку авіаційної промисловості України до 2010 року, затвердженою постановою Кабінету Міністрів України від 12 грудня 2001 р. №1665-25 (держбюджетна НДР НАУ №5/07.02.04 «Дослідження систем і елементів гідроприводу і гідропневмоавтоматики», 2012–2015 рр.) та Концепцією реалізації державної політики у сфері космічної діяльності на період до 2032 року, затвердженою розпорядженням Кабінету Міністрів України №238-р від 30 березня 2011 р. (НДР КЦКБА: «Експериментальне дослідження меж і запасів працездатності клапанів з електромагнітним приводом», номер державної реєстрації 0106U011814, 2006 р.; «Розробка шляхів забезпечення запасів працездатності електромагнітних клапанів під час проектування», номер державної реєстрації 0108U005044, 2011 р.).

Мета та задачі досліджень. Метою роботи є прогнозування працездатності малогабаритних ЕМК в системах АКТ на етапі проектування із врахуванням впливу експлуатаційних навантажень на процеси деградації основних елементів клапанів, які регламентують їх запаси працездатності.

Для досягнення зазначеної мети потрібно розв'язати такі **задачі**:

1. На основі дослідження вимог до експлуатаційної надійності електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ визначити параметричні запаси їх працездатності.

2. Розробити алгоритм і математичні моделі прогнозування працездатності малогабаритних ЕМК і їх конструктивних елементів, що ґрунтуються на стохастичному моделюванні та прогнозуванні розвитку

деградаційних процесів в вузлах і елементах ЕМК під дією експлуатаційних навантажень.

3. Дослідити вплив ресурсних навантажень на зміну функціональних параметрів електромагнітних клапанів.

4. Встановити утомну міцність стрижневих елементів ЕМК, працюючих в умовах ударних циклічних навантажень.

5. Визначити елементи конструкції ЕМК та відповідні експлуатаційні впливи, що обмежують ресурс виробів.

6. Розробити і впровадити у виробництво інженерну методику визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування та надати рекомендації щодо конструктивного удосконалення окремих виробів ЕМК.

Об'єкт досліджень – процеси зміни технічного стану ЕМК систем обладнання АКТ, які протікають під дією експлуатаційних навантажень на протязі відпрацювання регламентного ресурсу, заданого на етапі проектування.

Предмет досліджень – електромагнітні малогабаритні клапани систем АКТ та основні елементи клапанів, які визначають запаси їх працездатності.

Методи досліджень. В процесі проведення теоретичних досліджень були використані методи теорії надійності, математичної статистики, теорії випадкових функцій, теорії міцності, регресивного аналізу, методи математичного моделювання та прогнозування. При проведенні експериментальних досліджень використовувалися основні положення теорії експериментів і теорії похибок, неруйнівні методи контролю і дефектоскопії, а при обробці експериментальних даних – методи обробки даних і математичної статистики.

Достовірність наукових припущень, положень, висновків і рекомендацій обумовлена коректним використанням фундаментальних законів опору матеріалів, механіки рідини і газу, теорії зношування при задовільному збігу результатів теоретичних і експериментальних досліджень, оброблених з використанням методів теорії ймовірності і математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів. Наукова новизна полягає в:

- подальшому розвитку наукових основ визначення параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК і запасів міцності їх конструктивних елементів, що ґрунтуються на стохастичних моделях зміни технічного стану вузлів і конструктивних елементів ЕМК та їх функціональних параметрів під дією експлуатаційних навантажень. В тому числі *вперше розроблено* методи прогнозування підвищення запасів працездатності малогабаритних ЕМК, які полягають у застосуванні математичних залежностей для визначення запасів міцності «критичних» елементів конструкції ЕМК з використанням енергетичних критеріїв; математичних залежностей для визначення параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК з використанням стохастичних моделей «неперевищення» функціональними параметрами клапана їх нормованих значень під час виробітку встановлених ресурсів;

- визначенні особливостей розвитку деградаційних процесів у вузлах і конструктивних елементах малогабаритних ЕМК, в тому числі особливостей розвитку процесів утоми конструкційного матеріалу в стрижневих елементах ЕМК з двопозиційним штовхаюче-втягуючим (ДШВ) приводом та процесів деградації гумового ущільнення;

- вперше для різних конструкційних матеріалів отримано експериментальні залежності кількості циклів напрацювання стрижневих елементів приводу ДШВ до відмови від питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи ЕМК, в яких пов'язуються показники безвідмовності з конструктивними параметрами клапана, що проектується.

Практичне значення одержаних результатів. Практичну цінність роботи становлять:

- інженерна методика визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК під час проектування (стандарт підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні»);

- рекомендації щодо удосконалення конструкції окремих типів ЕМК розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування»;

- деклараційний патент України на корисну модель № 4156 від 17.01.2005 р. і патент України на корисну модель №17984 від 03.05.2006 р.

Особистий внесок здобувача. Основні положення теоретичних досліджень, розробка програми спеціальних експериментальних ресурсних випробувань ЕМК та аналіз їх результатів, а також розробка основних положень методики визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК на етапі проектування (стандарту підприємства) виконані безпосередньо здобувачем. Розробка мети і задач досліджень та їх обґрунтування виконано спільно з науковим керівником. Спеціальні ресурсні випробування клапанів проведено штатними працівниками відділу надійності ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» під безпосереднім керівництвом здобувача.

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні результати роботи доповідалися та обговорювалися на таких науково-технічних конференціях та семінарах: УІІІ, ІХ, Х, ХІ, ХІІ, ХІІІ, ХІV, ХV і ХVІ Міжнародних НТК Асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Кременчук, 2008 р.; м. Мелітополь, 2007 р., 2010 р., 2014 р.; м. Львів, 2009 р.; м. Донецьк, 2011 р.; м. Чернігів, 2012 р.; м. Одеса, 2013 р., м. Суми, 2015 р.); ХІІ, ХІІІ, ХІV, ХV, ХVІ, ХVІІ, ХVІІІ, ХІХ, ХХ і ХХІ Міжнародних науково-практичних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2006 р., 2008 р., 2010 р., 2013 р., 2015 р., 2016 р.; м. Черкаси, 2012 р.; м. Луганськ, 2007 р.; м. Вінниця, 2011 р., м. Кіровоград, 2014 р.); ХІІІ Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивная техника и технология – 2012» (м. Севастополь, 2012 р.); V і VI Всесвітніх конгресах «Авіація у ХХІ столітті» – «Безпека в авіації та космічні технології» (м. Київ, 2012 р., 2014 р.); засіданнях технічної ради ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (2007 – 2016 рр.).

Результати роботи впроваджено на ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» та ПАТ «Івано-Франківський арматурний завод».

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається з переліку умовних позначень, вступу, чотирьох розділів основної частини, загальних висновків, списку використаних джерел, що містять 201 найменувань, і додатків.

Загальний обсяг дисертації складає 204 сторінок машинописного тексту, в тому числі 106 ілюстрацій, 17 таблиць за текстом, список використаних джерел на 19 сторінках, 2 додатків на 4 сторінках.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ З ПИТАНЬ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ.

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТИ І ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Застосування електромагнітних клапанів у виробах авіаційної та космічної техніки та особливості конструкції клапанів

Електромагнітні клапани (ЕМК) широко застосовуються в різноманітних виробах сучасної авіаційної й космічної техніки (АКТ) як пневматичні або гідравлічні клапани з електромагнітним приводом [2, 13, 20, 53, 54, 97, 157, 164]. Вони являють собою технічні пристрої, призначені для реалізації керованого руху робочого тіла у системах обладнання літальних апаратів (ЛА).

Як зазначається у [53], ЕМП мають різноманітне конструктивне виконання, розрізняються за способами включення та за своїми характеристиками. Залежно від способу утворення магнітного поля й характеру намагнічувальної сили вони підрозділяються на три великі групи. До першої групи належать нейтральні електромагніти постійного струму, до другої – поляризовані електромагніти, до третьої – електромагніти змінного струму.

В системах обладнання виробів АКТ, зазвичай, застосовуються клапани з електромагнітними приводами постійного струму.

В роботі [137] наведено класифікацію електромагнітних приводів постійного струму (табл.1.1).

Таблиця 1.1.

Класифікація електромагнітних приводів постійного струму

№ п/п	Класифікаційні ознаки	Значення класифікаційних ознак
1	Характер руху якоря	1. Втягуючий 2. Штовхаючий 3. Штовхаюче-втягуючий
2	Кількість позицій якоря за відсутністю струму в обмотці	1. Однопозиційний 2. Двопозиційний
3	Конструкція магнітопровода	1. З якорем, що втягується 2. Зі зовнішнім якорем, що притягується
4	Реакція на напрямок струму в обмотці	1. Нейтральний 2. Поляризований
5	Наявність розділової трубки	1. З розділовою трубкою 2. Без розділової трубки

Клапани, які використовуються в системах обладнання АКТ, зазвичай мають електромагнітні приводи, які характеризуються наявністю розділової трубки і якоря, що переміщується. Найбільш поширені з них: однопозиційний втягуючий нейтральний (ОВ); однопозиційний штовхаючий нейтральний (ОШ); двопозиційний втягуючий поляризований (ДВ); двопозиційний штовхаючий поляризований (ДШ); двопозиційний штовхаючий-втягуючий поляризований (ДШВ).

За конструктивним виконанням рухомої системи приводи ЕМК можуть бути поділені на дві групи [162]. До першої групи належать ЕМП, рухома система яких складається з якоря й жорстко з'єданого з ним золотника. До другої групи належать ЕМП, рухома система яких включає стрижневий елемент – шток, за допомогою якого виконавче зусилля передається на запірний орган клапана.

Електромагнітні клапани у виробках АКТ призначені для виконання широкого кола функціональних завдань. Практично жодна життєво важлива система космічного літального апарата (КЛА) не може обійтись без застосування ЕМК. ЕМК широко застосовуються у системах орієнтації і стабілізації КЛА, в системах керування двигунів малої тяги, в системах живлення КЛА, інших системах космічної техніки [2, 13, 30, 58, 62, 97, 134, 150, 157, 161, 178, 195, 189]. На сучасних літаках ЕМК застосовуються в протиобліднювальних системах, системах кондиціонування повітря, системах наддування паливних баків тощо [59, 29, 164].

Провідною організацією в Україні з розробки і виробництва ЕМК для систем обладнання АКТ є ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА), де здійснено ряд окремих розробок (рис. 1.1).

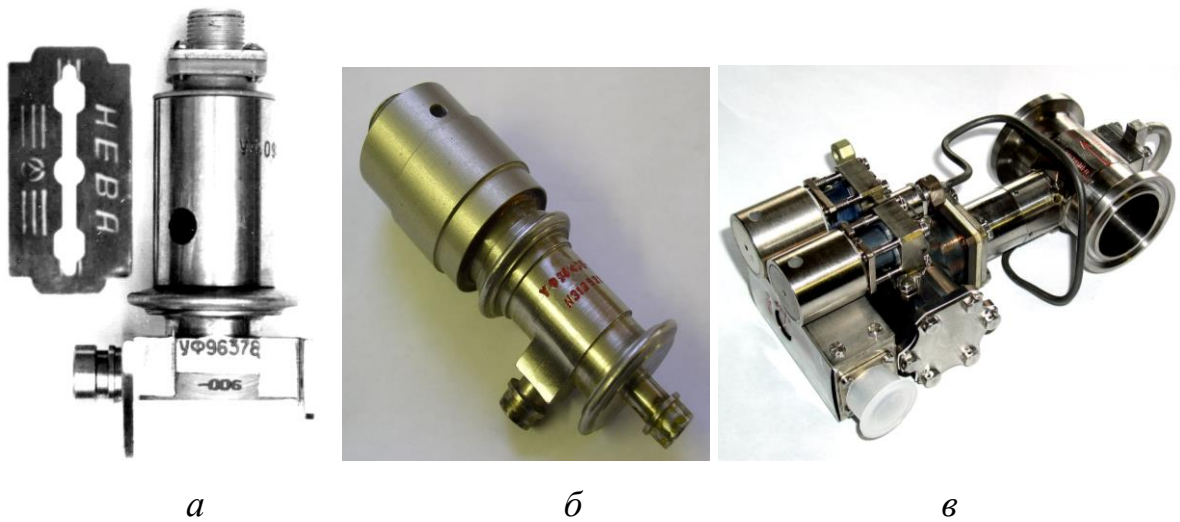


Рис. 1.1. Малогабаритні електромагнітні клапани:

а – клапан двигуна малої тяги системи орієнтації космічного апарата; *б* – клапан системи стабілізації; *в* - клапан циклічний протиобліднювальної системи літаків АН-38-200 і АН-140

З метою поліпшення габаритно-масових характеристик елементи пневмогідравлічних систем КЛА часто застосовують змонтованими в окремі блоки. На рис. 1.2 *а* в якості характерного приклада наведено кисневу гілку моноблока УФ90056М-006 розробки КЦКБА. Моноблок успішно експлуатується в системі енергоживлення і системі дозаправлення компонентів довгострокових орбітальних станцій. Дотепер виріб використовується для комплектації систем транспортних космічних кораблів «Прогрес» і «Прогрес МТ».

На рис. 1.2 *б* наведено блок подачі кисню до електрохімічних генераторів системи енергоживлення космічного корабля багаторазового використання [97]. До складу блоку входять 14 двопозиційних електромагнітних клапанів, 4 зворотні клапани й 4 запобіжні клапани.

Електромагнітні клапани, що використовуються у виробках АКТ, працюють в умовах значних експлуатаційних навантажень і впливів зовнішнього середовища. Навантаження, які діють на КЛА під час його виведення на орбіту і спуску, характеризуються одноразовими і короткочасними впливами інтенсивних теплових і механічних навантажень, пов'язаних з роботою маршових або гальмових двигунів. Характерними

навантаженнями і впливами, які мають місце під час орбітального польоту є: тривалий вплив циклічних ресурсних навантажень, невагомість, вплив глибокого вакууму, циклічні зміни температури, корозійний вплив хімічно активних робочих середовищ, інтенсивне електромагнітне й іонізуюче випромінювання тощо [20, 53, 97].

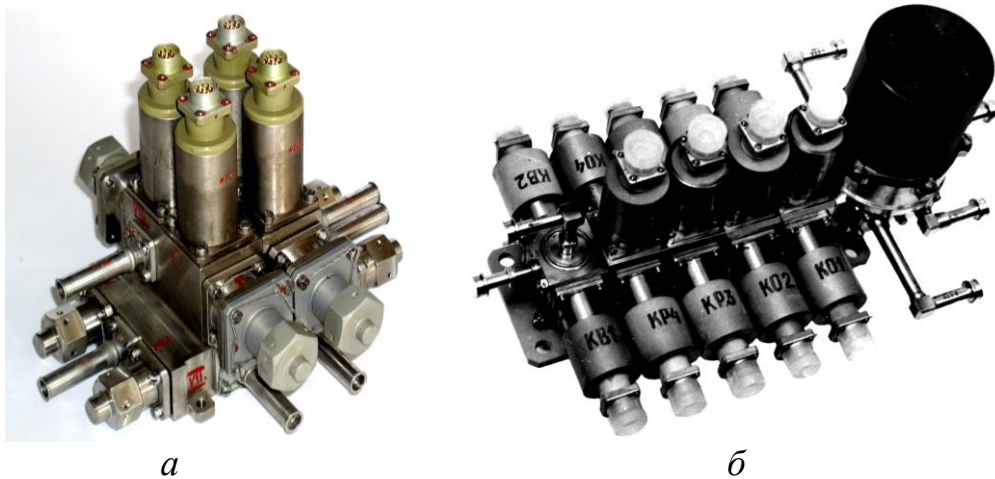


Рис. 1.2. Киснева гілка пневмоблока дозаправлення довгострокових орбітальних станцій (а) та пневмоблок подачі кисню до електрохімічних генераторів системи енергоживлення космічного корабля (б)

Особливістю умов застосування ЕМК в системах обладнання авіаційних ЛА (літаках і вертольотах) є те, що дія інтенсивних механічних навантажень, зміна температури і тиску навколишнього середовища повторюються не одноразово, а періодично протягом усього періоду експлуатації ЛА.

На рис. 1.3, а наведено принципову схему клапана із двопозиційним поляризованим ЕМП. В цьому клапані рухома система ЕМП складається з повзуна (якоря) 8, штока 6, пружини 4 і жорстко закріпленого на штоку 6 золотника 2. Зворотно-поступальний рух рухомої системи від верхнього стопу 10 до нижнього 7 здійснюється з подачею короткочасного керуючого електричного імпульсу на відповідну обмотку ЕМП (верхню або нижню).

Пара «золотник-сідло», яка є запірним вузлом малогабаритного клапана, має конструктивні особливості. Запірний вузол клапана утворено гумовим ущільненням 1, яке взаємодіє із тороподібним виступом 2 золотника 3 клапана (рис. 1.3 б).

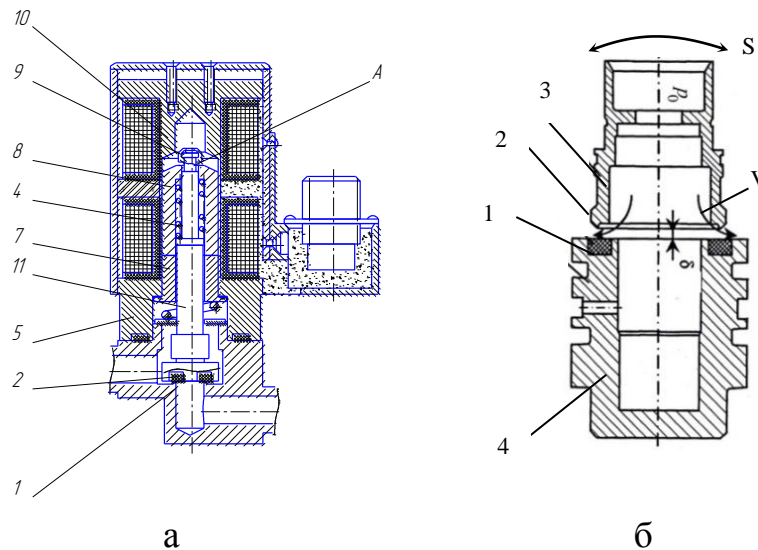


Рис. 1.3. Конструктивна схема клапана ДШВ з рухомою системою зі штоком (а); конструктивна схема запірною вузла електромагнітного клапана (б)

В даній конструкції запірною вузла гумове ущільнення розташоване в нерухомому сидлі 4, а золотник 3 рухається в напрямку, перпендикулярному робочій поверхні гумового ущільнення. При відкритті клапана золотник зміщується відносно поверхні гумового ущільнення і газ протікає в щілині між поверхнею золотника і гуми по стрілці V.

Внаслідок перекосу золотника (показано стрілкою S) розміри щілини змінюються, що обумовлює нерівномірність течії повітря по периметру щілини. При закритті клапана має місце нерівномірне притискання золотника до гумового ущільнення, що визиває нерівномірне в тангенціальному напрямку навантаження на гумову поверхню. Це є однією із причин нерівномірного зносу ущільнення і в кінцевому підсумку причиною зниження його працездатності.

Іншою причиною нерівномірності навантаження в контактї метал-гума є похибки геометрії золотника та гумового ущільнення. Похибки в основному є наслідком технологічних особливостей виготовлення контактуючих поверхонь.

Складною технологічною операцією є виготовлення гумо-металевих деталей сидла. Вони, як правило, утворюють плоску (близьку до плоскої) поверхню з високими ($Ra\ 0,02\dots0,2$) показниками якості. При цьому

забезпечується необхідна міцність з'єднання гуми з металом та жорсткі допуски на неплосчинність гумової поверхні (0,005...0,01 мм) (рис. 1.4).

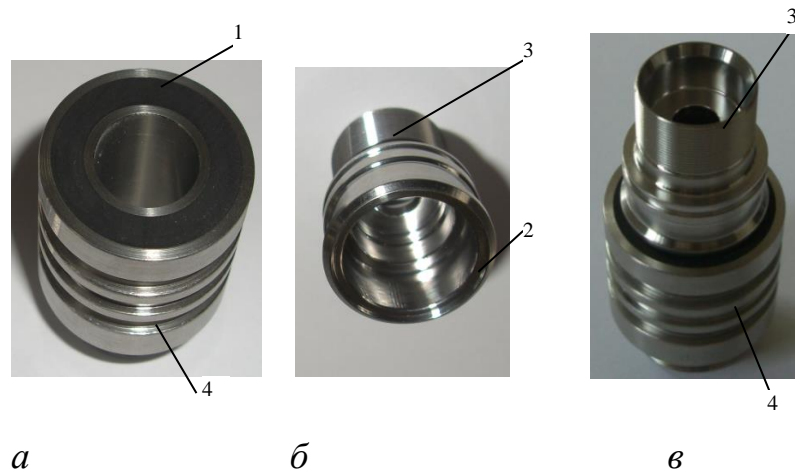


Рис. 1.4. Зовнішній вигляд окремих деталей запірної вузла: *а* – гумова вставка сідла електромагнітного клапана; *б* – золотник із кільцевим виступом, що взаємодіє із гумовою поверхнею; *в* - зовнішній вигляд

Деталі клапана, які утворюють проточну частину, мають високу якість поверхні.

Гумове ущільнення 1 встановлено в канавку корпуса сідла 4 і закріплено в ньому при вулканізації гуми. Зовнішня поверхня гумового кільцевого ущільнення має високу точність і надійно контактує із кільцевим виступом 2 золотника клапана 3. Золотник притискається до гумової поверхні пружиною забезпечуючи вдавлення виступа 2 в гумову поверхню. Виступ має тороподібну кільцеву поверхню незначного радіуса. При його виготовленні виникає проблема забезпечення необхідного радіуса та стабільності параметрів геометрії виступа в тангенціальному напрямку. Радіус тороподібного виступа, як правило складає 0,2...0,3 мм (рис. 1.4 *в*).

Радіус тороподібного виступу складає $R0.2+0.1$ мм. При цьому тороподібний виступ спряжено із циліндричною поверхнею та конічною поверхнею з кутом конуса 45° . Таким чином, загальний кут запірної поверхні складає 45° , і вона орієнтована до плоскої поверхні сідла під середнім кутом нахилу до нормалі $22,5^\circ$.

Враховуючи незначні розміри кільцевого виступа необхідно враховувати похибки його виготовлення та можливі дефекти виступа внаслідок його зносу.

В окремих конструкціях клапанів гумове ущільнення виконується в рухомому золотнику, а тороподібний виступ (сідло) виконується в корпусі (рис.1.5).

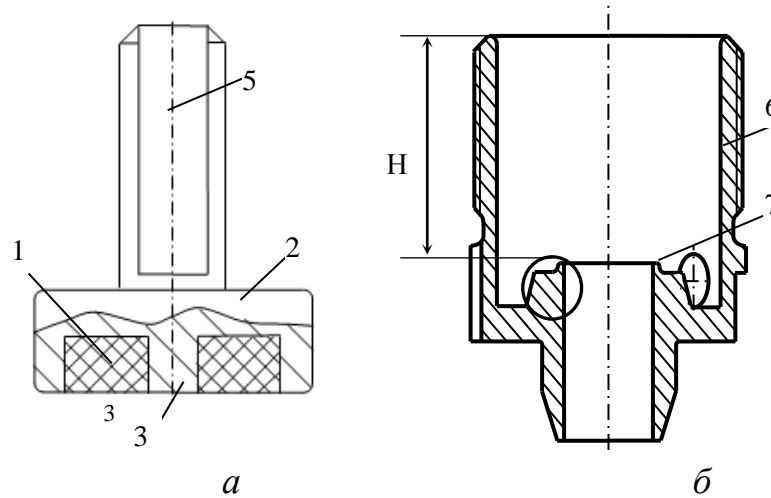


Рис. 1.5. Конструкція золотника з гумовим ущільненням (а) та виконання сідла в корпусі клапана (б)

Деталі клапана виготовлені з високою точністю. Гумове ущільнення 1 вмонтовано в золотник 2. Для поліпшення центрування клапана в його центральній частині виконано виступ 3. Виступ 3 поліпшує функцію формування гумової ущільнюючої поверхні та додаткової підтримки гумової вставки 1. Стрижень золотника 4 має лиски 5, які утворюють сегментні канали по яким газ виходить від запірної частини клапана. Золотник із хвостовиком застосовують в клапанах зменшених розмірів. При цьому забезпечується раціональна схема розміщення золотника в отворі сідла клапана 6. Тороподібний виступ 7 виконується безпосередньо в сідлі клапана. Розташування виступа в заглибині корпуса глибиною H значно ускладнює технологію виготовлення тороподібного виступа та контроль його геометрії. Можливі похибки виготовлення та знос поверхні тороподібного виступа. Для вимірів форми перетину тороподібного виступа запропонована спеціальна методика, яка викладена нижче. Розглянуті особливості конструктивного виконання запірних вузлів визначають їх основну особливість. Вона полягає у забезпеченні можливості якісної обробки гумо-металевих деталей клапанів. Виготовлення тороподібних виступів є теж важливим, але воно має другорядне значення у порівнянні з виготовленням гумових ущільнень клапанів. Тому

гумові ущільнення розташовуються на відкритих торцевих поверхнях деталей невеликих розмірів із можливістю доступу до них в процесі виготовлення та контролю якості обробленої поверхні ущільнення. Тороподібний виступ малогабаритних клапанів виконується, як правило в корпусних деталях. При цьому використовуються клапани, хвостовики рухомих золотників яких виступають над гумовою поверхнею (рис. 1.6)

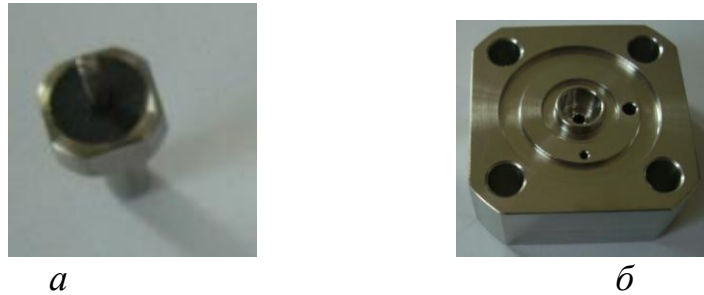


Рис. 1.6. Золотник клапана із хвостовиком, що виступає над гумовою поверхнею (а) та відповідне даному золотнику сідло клапана (б)

Сідло клапана має тороподібний виступ, який взаємодіє із гумовою поверхнею. В центральній частині тороподібного виступа виконано отвір, в який із зазором входить циліндричний виступ золотника. Золотник клапана встановлюється в отворі корпуса із значним зазором. Це забезпечує можливість само установки золотника відносно тороподібного виступа та надійне ущільнення клапана по периметру тороподібного виступа.

Для клапанів мінімальних розмірів (мініатюрних) гумова вставка виконується у вигляді циліндра.

Клапани даного типу мають специфічну технологію обробки гумової вставки. Заготовка клапана включає припуски на обробку робочих поверхонь золотника. Наявні припуски на обробку металевої частини клапана та плоскої поверхні гумової вставки. Основною технологічною проблемою при виготовленні золотника клапана є мінімізація зусиль, що діють на гумову вставку під час її обробки. Невеликі розміри вставки (діаметр 3 мм, висота 2 мм) обумовлюють незначні зусилля зчеплення між гумовою і металевою деталями. Тому сили різання, які виникають при обробці, можуть порушити з'єднання гуми з металом.

Особливістю обробки циліндричної гумової вставки є складності обробки гумової поверхні на осі симетрії клапана. При цьому виступи і отвори в околиці вісі симетрії є неприпустимими. Для виключення необхідності обробки гуми на осі симетрії застосовують кільцеві гумові вставки (рис. 1.7).

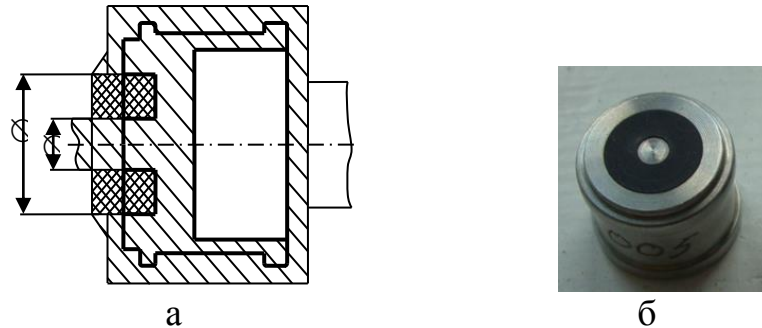


Рис. 1.7. Заготовка для виготовлення золотника із кільцевою гумовою вставкою (а) та зовнішній вигляд золотника після полірування торця (б)

Заготовка має виступ в околиці вісі симетрії. Для його обробки застосовується спеціальна технологія. Необхідно визначити, що технологія обробки золотника із циліндричною гумовою вставкою суттєво відрізняється від технології обробки золотника із кільцевою гумовою вставкою. Особливості технології необхідно враховувати при прогнозуванні працездатності малогабаритних клапанів систем авіакосмічної техніки.

1.2. Аналіз досягнутого рівня надійності й безвідмовності малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ

Даний аналіз зроблено за результатами обробки статистичних даних про відмови й несправності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ, що проявилися в процесі їх експлуатації, а також під час дослідних та ресурсних випробувань, проведених в КЦКБА.

В табл. 1.2 наведено відомості про основні види відмов малогабаритних ЕМК за типами приводів: ОВ (ОШ) – однопозиційний втягуючий (штовхаючий), ДВ (ДШ) – двопозиційний втягуючий (штовхаючий), ДШВ – двопозиційний штовхаючий-втягуючий.

Таблиця 1.2

Статистичні дані щодо відмов малогабаритних ЕМК

№ з/п	Прояв відмови	Імовірні причини відмови	Тип ЕМК		
			ОВ (ОШ)	ДВ (ДШ)	ДШВ
1	2	3	4	5	6
1.	ЕМК не відкривається (не закривається) під час подачі відповідного електричного сигналу керування	1. Розрив електричного ланцюга ШР-обмотки. 2. Заклинювання якоря у розділовій трубці. 3. Формозміна елементів рухомої системи. 4. Руйнування елементів кінематичного ланцюга. 5. Порушення контровки у вузлах настроювання	+	+	+
2.	ЕМК мимовільно відкривається (закривається) під впливом вібраційних або ударних навантажень	1. Резонансні явища в рухомій системі клапана. 2. Недостатнє зусилля втримання рухомої системи в одному з крайніх положень.	+	+	+
3.	Руйнування приєднувальних патрубків у процесі впливу зовнішніх вібронавантажень	1. Резонансні явища в коливальній системі «патрубок-корпус». 2. Недостатня міцність зварювального вузла «патрубок-корпус».	+	+	+
4.	Негерметичність корпусу ЕМК щодо зовнішнього середовища більше допустимої	1. Порушення цілісності роздільної трубки. 2. Вихідні дефекти (тріщини, пори) у матеріалі корпусних елементів	+	+	+
5.	Негерметичність у затворі ЕМК більше припустимої	1. Руйнування ущільнювальних елементів затвора. 2. Попадання на лінію контакту сідло-золотник механічних частинок. 3. ЕМК не забезпечує необхідного зусилля герметизації.	+	+	+
6.	Гідравлічний опір проточної частини ЕМК більше допустимого	1. Зменшення ходу золотника внаслідок формозміни елементів рухомої системи клапана. 2. Засмічування вихідних фільтрів продуктами зношування.	-	-	+
7.	Необхідна величина електричного сигналу на спрацьовування ЕМП клапана або час спрацьовування більше допустимих	1. Порушення балансу зусиль, що беруть участь у процесі спрацьовування ЕМК. 2. Зміна величини немагнітних зазорів в ЕМП клапана внаслідок еволюційних змін параметрів розмірного ланцюга.	+	-	+

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6
8.	Електричний опір обмотки ЕМП клапана менший допустимого	1. Місцеве руйнування електричної ізоляції обмотки; замикання обмотки між сусідніми витками або шарами.	+	+	+
9.	Електричний опір обмотки ЕМП клапана більший допустимого	1. Розрив електричного ланцюга ШР-обмотки.	+	+	+
10.	Електричний опір ізоляції між корпусом і струмонесучими шинами менший допустимого	1. Попадання вологи в порожнини ЕМК, що містять електричні з'єднання й елементи.	+	+	+

Як впливає з даних, наведених у табл. 1.2, ймовірні причини відмов нерівномірно розподілені серед ЕМК із різними типами ЕМП. Найбільшу кількість ймовірних причин відмов мають ЕМК із приводом ДШВ, найменшу – ЕМК із приводом ОВ (ОШ).

Здійснена попередня класифікація відмов малогабаритних ЕМК. Кожна відмова ЕМК описана рядом ознак, що називаються класифікаційними. Класифікацію відмов малогабаритних ЕМК наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3.

Класифікація відмов малогабаритних ЕМК

№ з/п	Класифікаційна ознака	Категорія (вид) кваліфікаційної ознаки
1	2	3
1.	Характер порушення функцій	1. Функціональний. 2. Параметричний.
2.	Ступінь порушення функцій	1. Повна відмова. 2. Часткова відмова.
3.	Тип експлуатаційного впливу, що викликав відмову	1. Зовнішні механічні навантаження. 2. Ресурсні навантаження (фактори, пов'язані з багаторазовим циклічним спрацьовуванням ЕМК). 3. Теплові навантаження. 4. Фактори, пов'язані з тривалим контактом з робочим середовищем. 5. Фактори, пов'язані із тривалим зберіганням.
4.	Тип функціонального елемента клапана, що відмовив	1. Корпусні елементи. 2. Елементи електромагнітного приводу. 3. Затвор (ущільнювальні елементи) 4. Пружини.

Продовження таблиці 1.3

1	2	3
5.	Можливість виявлення через зміни функціональних параметрів (ФП) клапана.	1. Виявляються через ФП. 2. Не виявляються через зміни ФП.
6.	Тип ЕМК, що відмовив	1. ОВ (ОШ) – однопозиційний втягуючий (штовхаючий) нейтральний. 2. ДВ (ДШ) – двопозиційний втягуючий (штовхаючий) поляризований. 3. ДШВ (ДШВС) – двопозиційний штовхаючі-втягуючий (з сигналізатором положення запірного органу).
7.	Ступінь ідентифікації причини відмови	1. Із установленою причиною. 2. З невстановленою причиною.
8.	Сфера походження причини відмови	1. Конструктивний. 2. Виробничий. 3. Експлуатаційний.
9.	Кількість прояв	1. Одинокий. 2. Груповий. 3. Масовий.
10.	Тип фізико-хімічного (деградаційного) процесу, що зумовив відмову	1. Механічне зношування. 2. Ерозійне зношування. 3. Процеси втоми. 4. Корозійні зношування. 5. Процеси старіння неметалічних матеріалів.
11.	Кількість деградаційних процесів, що впливають на формування відмови	1. Відмова, що є наслідком комплексу деградаційних процесів. 2. Відмова, що є наслідком переважно одного деградаційного процесу
12.	Ступінь раптовості настання відмови	1. Раптовий. 2. Поступовий.
13.	Наявність зв'язку з іншими відмовами	1. Залежний. 2. Незалежний.
14.	Частота відмов	1. Частий. 2. Ймовірний. 3. Можливий. 4. Рідкий. 5. Практично неймовірний.

За результатами експериментального стендового відпрацювання малогабаритних ЕМК в КЦКБА та даними роботи [162] виявлено наступний розподіл відмов ЕМК за конструктивними елементами (табл. 1.4). Кількісний аналіз відмов за цією ознакою дає можливість виділити слабкі елементи конструкції клапанів, які вимагають найбільшої уваги розробника під час проектування.

Таблиця 1.4

Розподіл відмов ЕМК за конструктивними елементами

№ з/п	Найменування конструктивних елементів	Питома кількість відмов, $n_{\text{пит}}$					
		Загальна	За типом ЕМК			За видом випробувань	
			ОВ (ОШ)	ДВ (ДШ)	ДШВ (ДШВС)	Стендові відпрацювання	Ресурсні відпрацювання
1.	Елементи ЕМП, у тому числі:	56					
1.1.	- стрижневі елементи;	34	–	–	34	4	30
1.2.	- вузли настроювання в рухомій системі;	8	1	1	6	1	7
1.2.	- обмотка електромагніта;	5		2	2	5	–
1.3.	- електричний ланцюг ШР-обмотки;	1	0,5	–	0,5	–	1
1.4.	- інші елементи	8		2	4	1	7
Усього для ЕМП			4,5	5	46,5		
2.	Корпусні елементи, у тому числі:	15					
2.1.	- корпус;	3				3	–
2.2.	- з'єднувальні патрубки;	10				9	1
2.3.	- каркас (розділова труба)	2				2	–
3.	Пари тертя: (якір-розділова трубка)	3				–	3
4.	Затвори з гумо-металевим ущільненням	26				21	5
Усього за видом випробувань						46	54

Аналіз наведених у табл. 1.4 даних дозволяє зробити наступні узагальнення: більше половини усіх відмов малогабаритних ЕМК (56%) припадає на елементи електромагнітного приводу; за типами ЕМП відмови розподіляються вкрай нерівномірно: більша частина виявлених відмов (близько 46%) відносяться до ЕМП, рухома система яких містить стрижневі елементи (тип ДШВ); для інших типів ЕМП питома кількість їх відмов не перевищує 5%; більша частина відмов елементів ЕМП (7 з 8) проявилися в процесі проведення ресурсних випробувань.

Розглянемо розподіл відмов малогабаритних ЕМК за видами експлуатаційних впливів (табл. 1.5). Кількісний аналіз відмов клапанів за даною ознакою дає можливість виділити експлуатаційні фактори, що найбільш впливають на експлуатаційну надійність ЕМК.

Таблиця 1.5.

Розподіл відмов малогабаритних ЕМК за видами експлуатаційних впливів

№ з/п	Вид експлуатаційного впливу	Питома кількість відмов, $n_{\text{пит}}$		
		Виявлено під час експериментальних випробувань	Виявлено під час ресурсних випробувань	Усього
1.	Зовнішні механічні навантаження, у тому числі:	29	4	32
1.1.	- вібраційні навантаження;	20	3	23
1.2.	- ударні навантаження;	8	1	9
1.3.	- лінійні навантаження	1	–	1
2.	Ресурсні навантаження (навантаження, пов'язані із циклічним спрацьовуванням ЕМК)	6	40	46
3.	Кліматичні навантаження (температура й вологість навколишнього середовища)	17	–	17
4.	Фактори тривалого контакту з робочим середовищем та тривалим зберіганням	4	–	4
Усього:		56	44	100

Як випливає з наведених у табл. 1.4 даних, найбільша кількість відмов малогабаритних ЕМК пов'язана з дією експлуатаційних навантажень: ресурсних навантажень – 46% і зовнішніх механічних навантажень – 32%. Серед зовнішніх механічних навантажень за кількістю виявлених відмов домінують вібраційні навантаження – 23%.

Проведена оцінка співвідношення функціональних і параметричних відмов ЕМК.

До *функціональних* відмов відносяться порушення якісних вимог до функціонування виробу. Функціональна відмова проявляється в неприпустимому погіршенні або повному припиненні покладених на виріб функцій. Стосовно ЕМК систем обладнання АКТ поняття функціональна відмова й повна відмова, як правило, збігаються. Під час проектування ЕМК до числа пріоритетних завдань з забезпечення надійності і практичної безвідмовності виробу відноситься розробка заходів щодо запобігання функціональних відмов.

До *параметричних* відмов ЕМК відносяться порушення кількісних вимог до їх вихідних параметрів [162]. Характерним прикладом параметричної відмови клапана є випадок, коли його функціональний параметр виходить за норми, встановлені Технічним завданням (ТЗ) або Технічними умовами (ТУ). Більша частина параметричних відмов являє собою часткові відмови. В окремих випадках порушення кількісних вимог до вихідних функціональних параметрів може бути настільки значним, що виключає можливість виникнення виробом покладених на нього функцій. У цих випадках відмова може бути кваліфікована як функціональна.

Проведений аналіз, а також данні літературних джерел [162, 164], показують, що для малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ питома кількість функціональних відмов складає 25%, а питома кількість параметричних відмов – 75%. Причинами функціональних відмов малогабаритних ЕМК являлися: - неспрацьовування клапанів за сигналом керування – 10%; спонтанне спрацьовування клапана без подачі сигналу керування – 3%; руйнування елементів конструкції клапана – 2%.

Причинами параметричних відмов ЕМК були: невідповідність параметрів спрацьовування ЕМП вимогам ТЗ – 28%; невідповідність опору електричної ізоляції вимогам ТЗ – 3%; негерметичність у затворі клапана – 30%; негерметичність внутрішніх порожнин відносно зовнішньої середовища – 7%.

Результати проведених в КЦКБА ресурсних випробувань дозволили визначити наступні середні значення мінімальної наробітки ЕМК до відмови (у циклах спрацьовування): для клапанів типу ОВ (ОШ) – до $5 \cdot 10^6$; для клапанів типу ДВ (ДШ) – до $5 \cdot 10^6$; для клапанів типу ДШВ – до $3 \cdot 10^4$.

Результати проведеного аналізу розподілу відмов ЕМК за вибраними кваліфікаційними ознаками наведено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Статистичні дані щодо відмов ЕМК

Прояви відмови	Безпосередня причина відмови	Ймовірність відмови	Експлуатаційні навантаження	Можливість виникнення (для різних типів ЕМК)			
				тип 1	тип 2	тип 3	тип 4
Повні функціональні відмови ЕМК							
ЕМК не спрацьовує за електричним сигналом керування	Руйнування штока	$1 \cdot 10^{-3}$	Ресурсні навантаження	-	-	-	+
	Недопустима пластична деформація штока	$1 \cdot 10^{-3}$	Ресурсні навантаження	-	-	-	+
	Самовідгвинчування деталей в вузлах настроювання	$1 \cdot 10^{-5}$	Ресурсні навантаження	-	-	-	+
	Розмагнічування ЕМП	$1 \cdot 10^{-7}$	Збої у системі керування	-	-	-	+
	Розрив електроланцюга ШР-обмотки	$1 \cdot 10^{-8}$	Вібронавантаження	+	+	+	+
	Заклинювання якоря у порожнині розділової трубки	$1 \cdot 10^{-8}$	Тривалий контакт з агресивним робочим середовищем	+	+	+	+
Негерметичність внутрішніх порожнин ЕМК відносно зовнішнього середовища	Тріщина в матеріалі корпусу	$1 \cdot 10^{-7}$	Вібронавантаження	+	+	+	+
	Руйнування під'єднувальних патрубків	$1 \cdot 10^{-7}$	Вібронавантаження	+	+	+	+
	Несуцільність матеріала розділової трубки	$1 \cdot 10^{-8}$	Вібронавантаження, ресурсні навантаження	+	+	+	+
	Руйнування фланцевих болтів кріплення від утоми	$1 \cdot 10^{-9}$	Ресурсні навантаження	+	+	+	+
Параметричні відмови ЕМК							
Негерметичність в затворі більша допустимої	Резонансні коливання рухомої системи ЕМП	$1 \cdot 10^{-6}$	Вібронавантаження	+	+	+	+
	Руйнування матеріалу ущільнення	$1 \cdot 10^{-6}$	Ресурсні навантаження	+	+	+	+
	Попадання механічних часток в зону контакту сідла з ущільненням	$1 \cdot 10^{-6}$	Ресурсні навантаження	+	+	+	+
Напруга необхідного електричного сигналу керування більша за допустиму	Збільшення ходу якоря внаслідок зносу ущільнення і поглиблення кромки сідла в ущільненні	$1 \cdot 10^{-5}$	Ресурсні навантаження	+	+	-	-
	Збільшення сил тертя пари якор-розділова трубка	$1 \cdot 10^{-7}$	Ресурсні навантаження	+	+	-	-
Час спрацьовування ЕМК більший за допустимий	Збільшення сил тертя пари якор-розділова трубка	$1 \cdot 10^{-7}$	Ресурсні навантаження	+	+	-	-
Гідравлічний опір проточної частини ЕМК більший за допустимий	Зменшення ходу золотника внаслідок деформації і зносу елементів рухомої системи ЕМП	$1 \cdot 10^{-4}$	Ресурсні навантаження	-	-	-	+
	Забруднення вихідних фільтрів продуктами зносу	$1 \cdot 10^{-6}$	Ресурсні навантаження	+	+	+	+
Зусилля утримання якоря в одному з крайніх положень менше за допустиме	Попадання на поверхню контакту стопа з якорем механічних частот (продуктів корозії і зносу)	$1 \cdot 10^{-6}$	Ресурсні навантаження	+	+	+	+

В табл. 1.6 представлені статистичні дані для наступних типів ЕМК: тип 1 – ЕМК з однопозиційним нейтральним ЕМП (порожнина ЕМП ізольована від затвора клапана мембраною); тип 2 – ЕМК з однопозиційним нейтральним ЕМП (порожнина ЕМП з'єднана з порожниною клапана); тип 3 – ЕМК з двопозиційним ЕМП з несиметричним сигналом керування і одним стопом; тип 4 – ЕМК з двопозиційним ЕМП з симетричним сигналом керування і складеним золотником).

За результатами проведених досліджень, що підтверджуються висновками, зробленими в роботі О.Є.Ситнікова [134], можна вважати, що розподіл відмов малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ у більшості випадків близький до нормального.

В цілому узагальнення результатів проведених досліджень експлуатаційної надійності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ дозволяє зробити наступні висновки: 1. Найбільша кількість відмов ЕМК внаслідок деградаційних змін в їх конструктивних елементах в експлуатації викликані експлуатаційними (ресурсними) навантаженнями. 2. Наймеш стійкими до впливу ресурсних навантажень є елементи електромагнітного приводу типу ДШВ. 3. Розподіл відмов ЕМК, що мають місце під час їх штатної експлуатації, у більшості випадків близький до нормального. 4. Середній наробіток ЕМК до відмови (у циклах спрацьовування) лежить у межах від $3 \cdot 10^4$ циклів (для ЕМК з приводом типу ДШВ) до $5 \cdot 10^6$ циклів (для ЕМК з приводом типу ОВ (ОШ)).

1.3. Аналіз методів визначення запасів працездатності гідравлічних і пневматичних пристроїв виробів АКТ, забезпечення їх експлуатаційної надійності й безвідмовності

Встановлення запасів працездатності ЕМК під час проектування має на своїй меті нейтралізувати негативний вплив наступних факторів: розсіювання механічних властивостей конструкційних матеріалів; розсіювання властивостей деталей та вузлів, зумовлені технологічними похибками виготовлення,

похибками вимірювальних приладів, помилками операторів тощо; дію випадкових навантажень, що виходять за інтенсивністю за межі штатних умов експлуатації.

Як правило, для урахування цих факторів розробник має в своєму розпорядженні апріорну довідкову інформацію.

Загальним недоліком традиційних шляхів встановлення запасів працездатності на етапі проектування виробів є те, що вони не враховують еволюцію функціональних властивостей виробу, яка відбувається під впливом експлуатаційних навантажень. Ці зміни можна умовно поділити на дві групи: до першої відносяться зміни технічного стану, що проявляються у змінах функціональних параметрів (ФП); до другої групи відносяться зміни технічного стану деталей та вузлів, зумовлені накопиченням ушкоджень в об'ємі конструкційного матеріалу; зазвичай, на початковій стадії вони не виявляються через зміни ФП.

Період з кінця 40-х років до початку 60-х минулого століття характеризується застосуванням детерміністичного підходу до розрахунку запасів працездатності. Серед них слід виділити роботи С.В. Серенсена, І.А. Біргера, В.В. Болотіна, В.П. Когаєва та ін. [15, 16, 17, 56, 132, 133]. У цих роботах запропоновані принципові підходи до розрахунку запасів міцності деталей для випадків статичного й циклічного навантаження.

Подальший розвиток проблеми був пов'язаний з розробкою методик вибору допустимих напружень для різного виду напруженого стану й типу прикладених навантажень. У машинобудуванні широке поширення одержали два методи вибору допустимих напружень і запасів міцності: табличний і диференціальний. Табличний метод зводився до використання даних, представлених у спеціалізованих таблицях допустимих напружень і запасів міцності, складених для окремих частин і вузлів машин були представлені у відповідних нормативних документах.

Диференціальний метод вибору допустимих напружень і допустимих запасів міцності полягає в тому, що останні визначаються за формулою, яка

враховує різні фактори, що впливають на міцність проекрованої деталі машини. Наприклад, для будь-якого виду напруженого стану проекрованої деталі допустимий запас міцності $[\eta]$ можна визначити за формулою

$$[\eta] = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (1.1)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує точність визначення зусиль і напружень, що діють на деталь; K_2 – коефіцієнт, що враховує однорідність матеріалу і якість технології виготовлення деталі; K_3 – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності призначення деталі.

Дійсні запаси міцності, залежно від характеру діючих циклічних навантажень і виду напруженого стану, визначають за наступними формулами [11]:

Для розтягу-стиску:

$$\eta_\sigma = \frac{\varepsilon_\sigma \beta \sigma_{-1p}}{K_\sigma \sigma_a}, \quad (1.2)$$

де ε_σ – коефіцієнт, що враховує зменшення границі витривалості зі збільшенням розмірів деталі; β – коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні й хіміко-термічну обробку деталі; σ_{-1p} – границя витривалості при розтягу-стиску для симетричного циклу зміни напружень; K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; σ_a – амплітуда циклу. Запас міцності для згину:

$$\eta_\sigma = \frac{\varepsilon_\sigma \beta \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}, \quad (1.3)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при згині при симетричному циклі зміни напруження.

Для кручення:

$$\eta_\tau = \frac{\varepsilon_\tau \beta \tau_{-1}}{K_\tau \tau_a}, \quad (1.4)$$

де ε_τ – коефіцієнт, що враховує зменшення границі текучості з збільшенням розмірів деталі; τ_{-1} – границя витривалості при крутінні при симетричному

циклі зміни напруження; K_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; τ_a – амплітуда циклу.

При складному напруженому стані для симетричного або пульсуючого циклу зміни напруження дійсний запас міцності η_d визначається за формулою:

$$\eta_d = \frac{\eta_\sigma \eta_\tau}{\sqrt{\eta_\sigma^2 + \eta_\tau^2}}. \quad (1.5)$$

Умова міцності проектованої деталі вважається виконаною у разі виконанні нерівності:

$$\eta_d \geq [\eta]. \quad (1.6)$$

Слід відмітити, що у традиційних методах розрахунку на міцність характеристики навантаження і міцності розглядаються як *детерміновані величини*, а їхні випадкові варіації при розрахунку до уваги не приймаються.

Згідно із цими методами розрахунок зводиться до визначення запасів міцності й зіставлення їх із допустимими нормативними значеннями, встановленими на основі досвіду проектування, випробувань й експлуатації.

Розглянуті підходи використовувалися не тільки при проектуванні механічних систем, але й для розрахунку параметрів спрацьовування електромагніта. Одна з таких методик наведена в роботі [30].

Як коефіцієнт запасу працездатності електромагніта розглядається коефіцієнт запасу за спрацьовуванням $K_{\text{зап}}$, який визначається як відношення сталого значення параметра $x_{\text{ст}}$ до параметра спрацьовування $x_{\text{спр}}$. Він може бути виражений через струм I , напругу U , потужність N , магніторушійну силу F :

$$K_{\text{зап}} = \frac{x_{\text{ст}}}{x_{\text{спр}}} = \frac{I_{\text{ст}}}{I_{\text{спр}}} = \frac{U_{\text{ст}}}{U_{\text{спр}}} = \frac{\sqrt{N_{\text{ст}}}}{\sqrt{N_{\text{спр}}}} = \frac{F_{\text{ст}}}{F_{\text{спр}}}. \quad (1.7)$$

Коефіцієнт запасу за спрацьовуванням $K_{\text{зап}}$ може також виражатися через магнітний потік Φ , але в цьому випадку повинна враховуватися магнітна провідність початкового $G_{\text{м} \delta_0}$ й кінцевого (мінімального) $G_{\text{м} \delta_{\text{min}}}$ робочого зазору, що визначає величину магнітного потоку.

Сталий магнітний потік $\Phi_{ст} = F_{ст} G_{м \delta_0}$.

Магнітний потік спрацьовування $\Phi_{спр} = F_{спр} G_{м \delta_{min}}$. Тоді:

$$K_{зап} = \frac{F_{ст}}{F_{спр}} = \frac{\Phi_{ст} G_{м \delta_0}}{\Phi_{спр} G_{м \delta_{min}}} \approx \frac{\Phi_{ст}}{\Phi_{спр}} \frac{\delta_{min}}{\delta_0}. \quad (1.8)$$

Коефіцієнт запасу за спрацьовуванням враховує фактори, що протидіють спрацьовуванню електромагніта

$$K_{зап} = K_k \cdot \sqrt{K_{пр}} \cdot K_T \cdot K_U, \quad (1.9)$$

де K_k – коефіцієнт конструкції, що враховує відхилення параметра спрацьовування окремих екземплярів електромагнітів від номінального.

Номінальний параметр спрацьовування $x_{спр_{ном}}$ може бути прийнятий як математичне очікування параметра спрацьовування в партії.

Коефіцієнт прискорення $K_{пр}$ враховує вплив інерційних сил, що протидіють спрацьовуванню електромагніта. Протидіюча інерційна сила $F_{ін}$ складається на підставі відомої маси рухомої ланки й максимального прискорення, що діє на нього в процесі експлуатації електромагніта

$$K_{пр} = \frac{F_{м \delta_0} + F_{ін}}{F_{м \delta_0}}. \quad (1.10)$$

де $F_{м \delta_0}$ – механічна сила (Н), що протидіє спрацьовуванню на початковому робочому зазорі $\delta = 0$.

Механічна сила $F_{м \delta_0}$ знаходиться по механічній характеристиці електромагнітної системи.

Коефіцієнт температури K_T враховує збільшення опору обмотки електромагніта, а отже зменшення її магніто-рушійної сили (м.р.с.) при нагріванні струмом і навколишнім середовищем

$$K_T = 1 + \alpha_R (\theta_{0 \max} - \theta_{обм} - 20^\circ \text{C}), \quad (1.11)$$

де α_R – температурний коефіцієнт опору матеріалу обмотки, 1/К; $\theta_{0 \max}$ – максимальна температура навколишнього середовища, К (°С); $\theta_{обм}$ – температура нагрівання обмотки внаслідок протікання через неї струму.

Коефіцієнт температури K_T може бути знайдений також за формулою

$$K_T = 1 + \alpha_R (\theta_{\max} - 20^\circ \text{C}), \quad (1.12)$$

де θ_{\max} – максимально припустима температура нагрівання обмотки, обумовлена теплостійкістю ізоляції, K ($^\circ\text{C}$).

Коефіцієнт напруги K_U враховує допустиме зниження напруги джерела живлення:

$$K_U = \frac{U_{\text{ном}}}{U_{\text{мін}}}, \quad (1.13)$$

де $U_{\text{ном}}$, $U_{\text{мін}}$ – номінальна й мінімальна напруга джерела живлення, В.

При проектуванні електромагнітних клапанів для пневмогідросистем авіаційних і космічних апаратів у числі основних виступають вимоги забезпечення необхідного рівня безвідмовності. Розглянутий детермінований підхід не дає можливості врахувати ці вимоги при розрахунках коефіцієнтів запасів працездатності. Цей недолік істотно обмежив застосування детерміністичного підходу визначення запасів працездатності під час проектування ЕМК.

Підвищені вимоги до безвідмовності проєктованих виробів привели до застосування імовірнісних методів розрахунку. Широке поширення при проектуванні високонадійних технічних систем одержав *метод неперевищення*.

Умови успішного функціонування системи формуються у вигляді співвідношень, що відображають вимогу *неперевищення* деякою функцією її припустимих значень [17, 22, 23]. У цьому випадку надійність ЕМК визначають співвідношенням припустимих значень функціонального параметра $y_{\text{пр}}$ і можливих його значень y_i . Умова безвідмовного стану виробу має вигляд:

$$R < Q, \quad (1.14)$$

де R – навантаження; Q – несуча здатність конструкції виробу.

Вважається, що R і Q є випадковими величинами, що мають нормальний розподіл із щільністю ймовірності $f(R)$ й $f(Q)$:

$$f(R) = \frac{1}{\sigma_R \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(R - m_R)^2 / (2\sigma_R^2)\right]; \quad (1.15)$$

$$f(Q) = \frac{1}{\sigma_S \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(S - m_S)^2 / (2\sigma_S^2)\right], \quad (1.16)$$

де m_R , m_S – математичне очікування навантаження й несучої здатності; σ_R , σ_S – середньо квадратичні відхилення R й Q відповідно.

У розглянутому випадку під навантаженням і несучою здатністю розуміються параметри однієї фізичної природи, що характеризують безвідмовний стан виробу: механічні напруження, зусилля, час спрацьовування, витрата тощо.

Прийmemo за параметр, що характеризує стан виробу, параметр Z (параметр стану), який дорівнює

$$Z = Q - R. \quad (1.17)$$

Значення Z задається композицією нормальних розподілів з математичним очікуванням $m_Z = m_Q - m_R$ і дисперсією σ_Z [19]:

$$\sigma_Z = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_Q^2 - 2\rho_{RS}\sigma_R\sigma_Q}. \quad (1.18)$$

де ρ – коефіцієнт кореляції між параметрами R і Q .

Щільність розподілу величини Z

$$f(Z) = \frac{1}{\sigma_Z\sqrt{2\pi}} \exp\left[-(Z - m_Z)^2 / (2\sigma_Z^2)\right]. \quad (1.19)$$

При розрахунку імовірності безвідмовної роботи використовують безрозмірні коефіцієнти: $\eta = \frac{m_Q}{m_R}$ – статистичний коефіцієнт запасу працездатності; $v_R = \frac{\sigma_R}{m_R}$ – коефіцієнт варіації навантаження; $v_Q = \frac{\sigma_Q}{m_Q}$ – коефіцієнт варіації несучої здатності.

Тоді ймовірність не руйнування виробу визначиться як:

$$P(Z > 0) = \Phi\left[\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_Q^2 + v_R^2 - 2\rho_{QR}\sigma_Q\sigma_R}}\right], \quad (1.20)$$

де Φ – інтеграл Лапласа.

Приймаючи $\rho_{QR} \rightarrow 0$, одержимо:

$$P(Z > 0) = \Phi\left[\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_Q^2 + v_R^2}}\right] \quad (1.21)$$

або

$$\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_Q^2 + v_R^2}} = u_\gamma, \quad (1.22)$$

де u_γ – квантиль нормального розподілу, що залежить від потрібної імовірності $P_{\text{потр}}$ безвідмовної роботи виробу.

Вирази виду (1.22), що зв'язують рівень безвідмовності виробу з параметрами розподілу його вихідних функціональних параметрів (ФП), одержали в літературі назву *рівнянь зв'язку* [86, 87].

При проведенні практичних розрахунків часто вважають, що навантаження і міцність підкоряються нормальному закону. За О.С. Проніковим [94] у цьому випадку імовірність безвідмовної роботи виробу може бути визначена зі співвідношення:

$$P = F\left(\frac{\eta - 1}{v_1^2 + \eta^2 v_2^2 - 2r\eta v_1 v_2}\right) = F(u_p), \quad (1.23)$$

де $\eta = \frac{m(Q)}{m(R)}$ – математичне очікування коефіцієнту запасу (яке скорочено

часто називається коефіцієнтом запасу); $v_1 = \frac{\sigma(R)}{m(R)}$, $v_2 = \frac{\sigma(Q)}{m(Q)}$ – коефіцієнти

варіації навантаження та міцності; відповідно; $m(R)$, $m(Q)$ – математичні очікування навантаження і міцності; відповідно; $\sigma(R)$, $\sigma(Q)$ – середні квадратичні відхилення навантаження і міцності; r – коефіцієнт кореляції між навантаженням і міцністю; $F(\dots)$ – функція нормального розподілення; u_p – квантиль нормального розподілу.

У випадку, коли $r = 0$, маємо:

$$P = F\left(\frac{\eta - 1}{\sqrt{v_1^2 + \eta^2 v_2^2}}\right) \quad (1.23, a)$$

Рівняння (1.23) і (1.23, a) дозволяють обрати значення коефіцієнту запасу η , який забезпечує при v_1 і v_2 значення нормованої імовірності безвідмовної роботи виробу [96, 97].

Зокрема, із співвідношення (1.23, *a*) випливає

$$\eta = \frac{1 + \sqrt{1 - (1 - u_p^2 v_1^2)(1 - u_p^2 v_2^2)}}{1 - u_p^2 v_1^2}, \quad (1.24)$$

де u_p – визначається з рівняння (1.23) $P = F(u_p)$.

Вираз (1.23) є рівнянням зв'язку, бо пов'язує вимоги безвідмовної роботи виробу з коефіцієнтом запасу і параметрами розподілу навантаження і міцності.

На практиці розподіли навантаження і міцності можуть мати розподіли, що відмінні від нормального. В фундаментальній роботі О.С. Пронікова [94] наводяться формули для розрахунку імовірності безвідмовної роботи виробу з урахуванням цієї обставини.

Аналізуючи розглянуті підходи до визначення запасів працездатності технічних виробів, слід відзначити, що основним недоліком методів, які використовують традиційні рівняння зв'язку, наведені в роботах [85, 86, 97, 94 та ін.], є те, що вони не дають можливості врахувати при розрахунках необхідних коефіцієнтів запасу працездатності зміни функціональних параметрів проектного виробу внаслідок деградації елементів конструкції під впливом експлуатаційних навантажень.

Слід також зазначити, що найважливішим відправним моментом при розрахунках запасів працездатності проектного виробу є визначення типу домінуючого деградаційного процесу, що має місце в елементах і вузлах виробу в експлуатації під час виробітку встановленого ресурсу.

Деградація технічного стану технічного виробу відбувається тому, що при експлуатації на його деталі і вузли впливають всі види енергії – механічна, тепла, хімічна. Ці впливи викликають оборотні й необоротні процеси і створюють умови для погіршення його технічних характеристик [17]. У роботі [162] такі процеси розглядаються як процеси зношування, корозії, втоми.

Наведений вище аналіз відмов ЕМК у процесі проведення ресурсних випробувань й експлуатації показав, що переважна частина деградаційних змін в елементах конструкції ЕМК зобов'язана своїм походженням розвитку процесів

втоми й зношування внаслідок дії циклічних навантажень ударного (імпульсного) характеру.

Розроблені й експериментально перевірені методи розрахунку коефіцієнтів запасу утомної міцності технічних виробів, представлені в роботах [88, 130, 149, 150, 160]. Однак більшість досліджень із проблем втоми розглядають матеріали в так званих нормальних умовах, тобто при температурі 20°C і порівняно невеликих швидкостях зміни навантажень.

Залежно від швидкості зміни навантаження механічні властивості матеріалів проявляються по-різному [57, 156]. Розрізняють повільнозмінні, швидко- й досить швидкозмінні навантаження. Основними, досліджуваними в опорі матеріалів, є повільнозмінні навантаження. Швидкість зміни цих навантажень у часі настільки мала, що кінетична енергія, отримувана рухомими частками деформованого тіла, становить мізерно малу частку від роботи зовнішніх сил. Робота зовнішніх сил перетвориться тільки в потенціальну енергію, а також у необоротну теплову енергію, пов'язану із пластичними деформаціями тіла. Випробування матеріалів у так званих нормальних умовах відбувається під дією статичних навантажень [57, 88, 156].

В оцінці швидкозмінних (динамічних) навантажень існує два підходи [49]. З одного боку, навантаження вважається швидкозмінним, якщо воно викликає помітні швидкості часток деформованого тіла, сумарна кінетична енергія рухомих мас становить уже значну частину від загальної роботи зовнішніх сил. З іншого боку, швидкість зміни навантаження може бути пов'язана зі швидкістю протікання пластичних деформацій. Навантаження може розглядатися як швидкозмінне, якщо за час навантаження тіла пластичні деформації не встигають сформуватися повністю. Це позначається на характері спостережуваних залежностей між деформаціями й напруженнями [156]. Оскільки при швидкому навантаженні утворення пластичних деформацій не встигає повністю завершитися, матеріал зі збільшенням швидкості деформації стає більш крихким.

При швидкозмінних в часі навантаженнях, швидкість зміни настільки велика, що робота зовнішніх сил майже повністю переходить у кінетичну

енергію рухомих часток. А енергія пружних і пластичних деформацій виявляється порівняно малою.

Переходячи до аналізу умов роботи ЕМК як певного класу пневмогідроапаратури, слід зазначити, що функціонування виробів пневмогідроарматури зазвичай супроводжується динамічними ефектами різного походження. Вони можуть бути пов'язані з пуском і зупинкою різних елементів пневмогідросистеми, зовнішніми механічними впливами, аварійними режимами тощо.

У роботах [40, 94] відзначається, що такі динамічні явища значною мірою характерні для функціонування гідропневмопаливних агрегатів і гідропневмоапаратури (ГПА), що комплектують пневматичні, гідравлічні і паливні системи космічних й авіаційних апаратів.

Аналіз відмов ГПА на ряді авіаційних підприємств, наведений у роботі [138] свідчить про те, що значна частина відмов цих виробів (більше 35%) обумовлена дією динамічних навантажень. У роботі [40] наведені результати дослідження клапанів із жорстким металевим затвором. За даними цих досліджень коефіцієнт динамічності при ударному контактуванні елементів затвора може досягати 70 одиниць.

В електромагнітних клапанах, переміщення рухомої системи носить імпульсний (ударний) характер. На відміну від інших видів ПГА ударні явища в ЕМК мають місце практично в основних експлуатаційних режимах [137].

В роботах багатьох авторів [17, 30, 59, 75, 137] підкреслюється, що вибір запасів працездатності технічних виробів повинен ґрунтуватися на аналізі можливих змін технічного стану в процесі виробітку ресурсу під дією експлуатаційних навантажень.

Таким чином, можна зробити висновок, що важливим аспектом рішення проблеми забезпечення вимог щодо безвідмовності систем обладнання АКТ та їх елементів на етапі проектування є прогнозування можливих змін їх технічного стану в реальних умовах експлуатації. Т.О.Сиріцин [149, 150] відзначає, що прогнозування – це рішення імовірнісної задачі про поведінку

досліджувальної системи в майбутньому залежно від можливих режимів її роботи та умов експлуатації. Основою прогнозування є оцінка вихідних параметрів системи в часі під впливом вхідних збурень.

З урахуванням імовірнісного характеру зміни технічного стану виробів АКТ у процесі експлуатації проблема прогнозування може бути представлена двома задачами, з яких перша ставить своєю метою визначення тенденцій і закономірностей розвитку деградаційних процесів, а друга – оцінку можливих відхилень цих закономірностей від допустимих меж із урахуванням впливу випадкових факторів.

Основні теоретичні положення прогнозування експлуатаційних змін параметрів технічних виробів викладені в роботах І.А. Біргера [15], В.В. Болотіна [17, 18], Є.С. Переверзева [85, 86, 87], М.О. Северцева [130] та інших авторів. Практичному застосуванню методів статистичного прогнозування технічного стану виробів систем обладнання ЛА присвячені роботи В.Д. Бабанської [5], С.П. Ветрова [26], В.Г. Воробйова [29, 30], Г.Й. Зайончковського [47, 48], А.О. Комарова [58, 59], О.Г. Кучера [60], Т.О. Сиріцина [149, 150] та інших авторів. З робіт, які присвячені питанням прогнозування технічного стану агрегатів систем гідро- і пневмоприводу різного призначення слід зазначити роботи В.М. Міхліна [74, 75], О.М. Харазова [160] та інших авторів.

Мета і задачі прогнозування, як правило, визначаються етапом життєвого циклу виробу і можуть істотно відрізнятися.

Особливе місце в проблемі прогнозування займає прогнозування можливих експлуатаційних змін технічного стану виробів ще на ранніх стадіях їх розробки. Аналіз науково-технічної літератури і нормативних документів, присвячених цьому питанню [43, 44, 77, 99, 100, 101, 177], вказує на те, що прогнозуванню можливих експлуатаційних змін виробів АКТ на етапі проведення дослідно-конструкторських робіт (ДКР) дотепер приділялось досить мало уваги.

У роботах В.В. Болотіна [17, 18] були закладені основи сучасної теорії надійності механічних систем. У ній органічно сполучається досить строгий математичний підхід із глибоким проникненням у механіку явищ. Відмова

системи розглядається як результат стохастичної еволюції її параметрів за часом [38].

Нормативні документи [44] формують мету прогнозування технічного стану виробів у такий спосіб: «Прогнозування надійності виробів при проектуванні проводять із метою визначення одиничних показників надійності виробу, що проектується, і порівняння їх з необхідними значеннями». У документі [101] за мету прогнозування надійності на етапі проектування вказуються: порівняння різних варіантів структурних конструктивних схем виробу; виявлення деталей і комплектуючих вузлів елементів, які лімітують надійність виробу; перевірка відповідності прогнозованого рівня надійності виробу вимогам технічного завдання; аналіз можливості виконання заданих вимог до надійності.

Призначення прогнозування все в більшій мірі підкоряється основній меті дослідно-конструкторської розробки, що зводиться до створення виробу з необхідними характеристиками при мінімальних витратах часу і матеріальних ресурсів. В даний час в теорії і практиці оцінки технічного стану виробів склалося два принципових підходи. Перший підхід заснований на використанні тільки імовірнісних концепцій (строго імовірнісна теорія) [29]. При цьому підході відмови розглядаються як деякі випадкові події, а різноманітні фізичні стани виробів зводяться до двох: працездатного і непрацездатного. Будемо надалі називати ці методи *статистичними*. До переваг згаданих методів варто віднести їх порівняльну простоту і зручність застосування [158]. Для оцінки технічного стану виробу при статичному підході досить інформації про число відмов і сумарний наробіток. При цьому не потрібно досліджувати причину кожної відмови і вживати заходів щодо її запобігання. Контроль за працездатним станом може бути обмежений заходами, що дозволяють реєструвати тільки факти відмов. Порівняльною простотою характеризується і математичний апарат, який застосовується для прогнозування показників безвідмовності на етапі проектування [4, 17, 29, 77, 101, 153].

Найбільшого поширення одержав метод структурних схем надійності з використанням експоненціальної моделі [69, 149, 150]. Проте, у роботах [156,

158] відзначається, що радіоелектронні і механічні системи мають істотні принципові відмінності. Ці відмінності роблять недоцільним застосування методу структурних схем надійності і експоненціальної моделі для механічних систем. У роботі [165] вказується на те, що принципова відмінність проектування механічних систем від проектування електронних і електричних систем полягає в тому, що при проектуванні останніх використовують в основаному вже готові елементи з відомими характеристиками надійності.

Для нових механічних систем майже кожний елемент проектують і виготовляють спеціально для даної системи. Кожний зі згаданих елементів відрізняється множиною ознак: геометричними розмірами, формою, властивостями міцності конструкційного матеріалу, наявністю концентратів напружень тощо. Таким чином, для елементів механічної системи, що проектується, не можна з достатньою визначеністю розрахувати кількісні показники безвідмовності, поки не відомо їх конструктивне оформлення. Для оцінки показників безвідмовності механічної системи і її елементів необхідне проведення спеціальних випробувань.

Рівень безвідмовності виробу закладається при проектуванні, і саме на цьому етапі статистичні методи характеризуються найменшими можливостями впливати на рівень безвідмовності виробу, що проектується. Основний недолік розглянутого підходу полягає в тому, що прогнозування показників безвідмовності виробу здійснюється без урахування факторів, що визначають успішне функціонування механічної системи: співвідношення завантаженості і міцності, взаємодії елементів у вузлах контакту, стану поверхонь тертя тощо. До недоліків розглянутого підходу можна віднести також відсутність зв'язку між розрахунками прогнозованих показників безвідмовності та інших проектних розрахунків і рішень. При розглянутому підході по суті ігноруються причинно-наслідкові зв'язки, які об'єктивно присутні при зміні технічного стану виробу.

Недостатня ефективність чисто статистичного підходу була відзначена академіком Б.В. Гнеденко. У роботі [154] підкреслюється необхідність

сполучання імовірнісних методів із глибоким проникненням у фізичну сутність процесів, що мають місце при експлуатації виробу.

Друге сімейство методів прогнозування експлуатаційних змін технічного стану виробів на етапі проектування, на відміну від строго імовірнісного відходу, засновано на вивченні фізичних явищ (процесів), розвиток яких визначає параметри технічного стану виробу [139, 140]. Прогнозування рівня безвідмовності здійснюється на підставі вивчення певних фізичних параметрів, що характеризують технічний стан виробів, виявлення закономірностей деградаційних процесів, визначенні аналітичного зв'язку цих закономірностей з показниками безвідмовності [139, 140, 162, 164]. При цьому підході відмова виробу розглядається як закономірний наслідок розвитку деградаційних процесів і обумовлених ними еволюційних змін в елементах конструкції виробу.

У літературі другий напрямок одержав найменування *фізичної (причинної) теорії* [30]. Методи прогнозування технічного стану виробів, які засновані на цьому підході, передбачають застосування моделей функціонування. Доцільно виділити два типи цих моделей: модель «Навантаження – міцність» і модель «Параметр – поле допуску». У технічній літературі ці моделі ще відомі за назвою «Моделі неперевищення» [6, 101, 130, 148, 158].

Один з методів забезпечення безвідмовності виробів при проектуванні складається в проведенні послідовних операцій по виявленню і усуненню «слабких» ланок конструкції виробу, що лімітують безвідмовність виробу в цілому.

Порівнюючи дві групи методів прогнозування технічного стану виробів, одна з яких ґрунтується на чисто імовірнісному підході, а інша – на фізичному (моделі не перевищення), слід зазначити наступне.

Мета прогнозування можливих експлуатаційних змін технічного стану виробу на етапі його проектування може бути зведена до рішення двох основних задач: перша з них складається в прогнозуванні рівня безвідмовності виробу і порівнянні його (рівня безвідмовності) з необхідним; друга – зводиться

до практичного забезпечення необхідного рівня безвідмовності, якщо він з самого початку не забезпечується конструкцією виробу.

При розробці ЕМК систем обладнання АКТ друга задача за своїм значенням *завжди залишається пріоритетною*. Застосування фізичних (причинних) методів прогнозування технічного стану, що базуються на моделях функціонування (моделях «неперевищення»), забезпечує розробнику можливість досягати необхідного рівня безвідмовності виробу найкоротшим шляхом з мінімальними матеріальними витратами.

Аналізуючи сучасний рівень фізичних методів прогнозування технічного стану виробів, слід зазначити, що вони не позбавлені певних недосконалостей і невирішених питань. Останнє стримує широке застосування цих методів на практиці. Укажемо основні з них.

Моделі «неперевищення» у тому вигляді, у якому вони представлені в роботах [6, 148] є статичними, тобто не містять фактора часу, тому що їх параметри представлені випадковими величинами.

Не розроблена методика урахування закономірностей еволюційних змін технічного стану ЕМК, в тому числі змін функціональних параметрів у процесі експлуатації.

Наступним етапом у розвитку проблеми стала розробка методів прогнозування експлуатаційних змін технічного стану виробу, які розглядали зміну його функціональних параметрів у часі як випадковий процес. Розроблені для механічних систем методи виходили з допущення про те, що деградація властивостей і характеристик виробу відбувається внаслідок домінування одного з процесів: зношування, втоми, повзучості, корозії тощо.

Як відомо [59, 94], значна частина виробів машинобудування переходить у процесі експлуатації в непрацездатний стан внаслідок зношування.

В роботах А.О. Комарова [68], В.Д. Бабанської [5] і Г.Й. Зайончковського [47, 48] для прогнозування процесів зносу сполучених пар гідронасосів використовується метод кусочно-лінійної апроксимації, який заснований на використанні марковської моделі процесу зносу. Сутність методу полягає в тому, що за допомогою квантування за рівнем випадкової функції, що характеризує

зміну параметра у часі, реальний процес зносу апроксимується марковським дискретним процесом.

Випадковий процес $Y(t)$ є марковським у тому випадку, якщо умовна імовірність $P\{y(t_n)/y(t_{n-1}), \dots, y(t_0)\}$ появи значення процесу $y(t_n)$ в момент t_n залежить лише від попереднього останньому значенню процесу $y(t_{n-1})$ і не залежить від попередніх. Марковський процес цілком визначається двовимірною щільністю імовірності:

$$f_2(y_0, y; t_0, t) = f_1(y_0, t_0)P(y, t / y_0, t_0), \quad (1.25)$$

де $f_1(y_0, t_0)$ – одномірна щільність імовірності, $P(y, t / y_0, t_0)$ – щільність ймовірності переходу зі стану y_0 в момент t_0 у стан y в момент t .

Таким чином, застосування марковського процесу дозволяє обмежитися одним відомим значенням досліджуваного процесу $Y(y_0) = y_0$, імовірності того, що в деякий момент часу $t \geq t_0$ процес буде знаходитися в заданих межах.

При виконанні зазначеної умови вся цікавляча нас інформація міститься в перехідній імовірності $P(y, t / y_0, t_0)$. Аналітичні залежності імовірнісних характеристик від часу одержують з диференціальних рівнянь О.М. Колмогорова, що описують динаміку процесу, що досліджується. Відомими величинами в цих рівняннях є інтенсивності перетинання випадковою функцією фіксованих рівнів квантування, що одержують статистичним шляхом.

Практичне застосування викладеного методу на прикладі прогнозування зносу сполучених пар насоса типу НП25-5 наведено в [5]. Аналізуючи ефективність розробленої методики прогнозування зміни параметрів гідравлічних насосів в експлуатації, автор підкреслює, що для отримання необхідної точності прогнозування час апроксимації не повинен бути більшим за $2T$, де T – час, за який отримані статистичні дані. При цьому вважається, що фізичні аспекти процесу зносу у сполучених парах гідравлічного агрегату на період прогнозування суттєво не змінюються.

Як показує досвід застосування гідравлічних і пневматичних пристроїв у системах обладнання ЛА, зміни їх структурних і функціональних параметрів,

що мають місце в експлуатації, носять випадковий характер і визначаються впливом сукупності різноманітних внутрішніх і зовнішніх факторів. В зв'язку з цим при дослідженні процесів зміни параметрів таких пристроїв в експлуатації поширене застосування методик прогнозування, які базуються на використанні теорії випадкових функцій [5, 7]. При цьому важливим моментом при розробці динамічної моделі зміни функціональних параметрів пристроїв, що досліджуються, є вибір апроксимуючої функції, яка з достатньою точністю відображає такі зміни.

Приведений у [47, 48] аналіз процесів зміни технічного стану гідравлічних і пневматичних пристроїв систем обладнання ЛА в експлуатації показує, що відхилення значень параметрів пристрою від вихідних в залежності від наробітку необхідно апроксимувати випадковою упорядкованою функцією зі зростаючими реалізаціями. При цьому значення апроксимуючої функції у фіксований момент часу є позитивною багатозначною величиною, а реалізацію відхилення параметра можна розглядати як монотонну функцію в діапазоні від нуля до граничного відхилення параметра. З огляду на вищесказане, у роботі [18] рекомендується розглядати фактичне відхилення ΔX_{ϕ} параметра пристрою, що досліджується, як суму двох випадкових величин:

$$\Delta X_{\phi} = \Delta X_{\tau} + \Delta X_{\epsilon}, \quad (1.26)$$

де ΔX_{τ} – теоретичне відхилення параметра, що викликане роботою пристрою в умовах усереднених (розрахункових) навантажень; ΔX_{ϵ} – відхилення параметра під впливом зовнішніх експлуатаційних факторів.

Випадкові величини ΔX_{τ} і ΔX_{ϵ} можуть приймати те чи інше значення, невідоме до виміру. Величина ΔX_{τ} формує розподіл параметра у фіксований момент наробітку при роботі пристрою в умовах розрахункових навантажень; величина ΔX_{ϵ} – розподіл відхилення фактичної зміни параметра від розрахункової залежності $M\{X_{\phi}(t)\}$.

Вираз (1.26) можна перетворити до виду

$$\Delta X_{\phi}(t) = V_c \varphi_{\tau}(t) + V_t \varphi_{\epsilon}(t), \quad (1.27)$$

де $\varphi_T(t)$ і $\varphi_e(t)$ – детерміновані (невипадкові) функції, що характеризують залежність ΔX_T і ΔX_e від наробітку t ; V_c – випадкова величина, що являє собою швидкість зміни параметра під впливом розрахункових навантажень; V_t – випадкова величина відхилення ΔX_e на одиницю виміру параметра під впливом зовнішніх факторів.

Величина ΔX_T строго монотонно зростає в залежності від наробітку, що дозволяє здійснювати прогнозування її зміни.

У виразі (1.48) перший доданок $\Delta X_T = V_c \varphi_T(t)$ являє собою елементарну випадкову функцію, де V_c – звичайна випадкова величина, а $\varphi(t)$ – звичайна невідповідна функція. Усі можливі реалізації цієї функції можуть бути отримані з графіка функції шляхом зміни масштабу по осі ординат.

Другий доданок $\Delta X_e(t) = V_t \varphi_e(t)$ являє собою функцію відхилення фактичних значень параметра від усередненої гладкої теоретичної залежності. У будь-який момент часу t значення функції є випадкова величина, що підкоряється нормальному розподілу. Математичне сподівання випадкової функції в будь-якому перетині дорівнює нулю. У такий спосіб V_t можна розглядати в часі як гаусівський центрований стаціонарний чи нестаціонарний процес. Стаціонарність процесу характеризується однаковим середньо квадратичним відхиленням випадкової величини в будь-якому перетині, а також залежністю кореляційної функції тільки від різниці наробітку, що відповідає цим перетинам.

У ряді випадків при апроксимації функції зміни параметра пристрою враховується припрацювання його елементів, у процесі якої спостерігається короткочасне різке збільшення зміни параметра. У цьому випадку величину $\Delta X_e(t)$ доцільно розглядати у виді

$$\Delta X_\phi(t) = V_c \varphi_T(t) + V_t \varphi_e(t) + \Delta\Pi, \quad (1.28)$$

де $\Delta\Pi$ – показник, що характеризує припрацювання елементів пристрою, чисельно дорівнює значенню $\Delta X_\phi(t)$ при $t = 0$.

Вираз (1.28) забезпечує задовільну апроксимацію відхилення параметра пристрою від кінця припрацювання до моменту досягнення граничного (припустимого) відхилення ΔX_d .

Для більшості гідравлічних і пневматичних пристроїв систем обладнання АКТ має місце відносно невелика зміна параметрів, що визначають їхній технічний стан, у період припрацювання в порівнянні з граничними відхиленнями цих параметрів. У зв'язку з цим варіація показника $\Delta\Pi$, що є по своїй природі випадковим, виявляється величиною другого порядку, який можна не враховувати. Це дозволяє розглядати надалі показник $\Delta\Pi$ як детерміновану величину.

Характер зміни параметра ΔX_ϕ визначається детермінованою функцією $\phi_T(t)$. У якості $\phi_T(t)$ використовуються: лінійна, експоненціальна, дрібно-лінійна функції, багаточлен n -го ступеня й інші аналітичні вираження. Критерієм вибору тієї чи іншої функції служить близькість значень апроксимуючої функції фактичним реалізаціям зміни параметра пристрою. При цьому недостатньо тільки відповідності математичного сподівання із усередненою експериментальною кривою; як критерій апроксимації рекомендується використовувати коефіцієнти варіації, тому що при недостатній згоді теоретичної кривої з фактичною реалізацією зміни параметра має місце різке збільшення коефіцієнта варіації, що вказує на недостатню точність проведення апроксимації.

У роботі [77] підкреслюється, що при виборі критерію згоди перевагу варто віддавати коефіцієнту варіації ресурсу пристрою. Коефіцієнт варіації ресурсу більш інформативний, тому що відбиває зміна стану пристрою у всьому діапазоні зміни визначальних параметрів, у той час як коефіцієнти варіації зміни окремих структурних чи функціональних параметрів пристрою можуть бути лише локально відбивати ступінь апроксимації тільки на одному чи декількох ділянках кривої $\Delta X_\phi(t)$.

Проведені дослідження [26] показали, що для гідравлічних і пневматичних пристроїв систем обладнання АКТ в багатьох випадках як

апроксимуючу функцію $\varphi_r(t)$ доцільно використовувати степеневу функцію. У цьому випадку зміна параметра пристрою визначиться як

$$\Delta X_\phi(t) = V_c t^\alpha + V_r \varphi_e(t) + \Delta\Pi, \quad (1.29)$$

де α – показник степеня, що визначає характер зміни ΔX_ϕ .

$$\text{Якщо } \Delta X_e(t) = 0 \text{ то } \Delta X(t) = \Delta X_\phi(t) - \Delta\Pi = V_c t^\alpha. \quad (1.30)$$

У виразі (1.30) V_c можна розглядати як швидкість зміни параметра при $t = 1$, зменшену в α раз.

Аналіз виразів (1.29) і (1.30) показує, що степенева функція проста і має достатню універсальність. Її коефіцієнти мають чіткий фізичний зміст. При $\alpha = 1$ й $\Delta X_\phi(t) = 0$ апроксимуюча функція (1.30) являє собою випадкову лінійну функцію. У цьому випадку швидкість зміни параметра пристрою є постійної. При $\alpha > 1$ і $0 < \alpha < 1$ має місце безупинна строго монотонна зростаюча чи убутна швидкість зміни параметра. У першому випадку відхилення параметра буде характеризуватися увігнутою кривою, у другому – опуклою нагору. Зазначені властивості забезпечують відносну зручність використання степенєвої функції в якості апроксимуючої при рішенні питання прогнозування структурних і функціональних параметрів гідравлічних і пневматичних пристроїв.

Для зміни Y_i -го структурного параметра пристрою вираз (1.50) можна записати у вигляді

$$\Delta Y_i(t) = V_{c_i} t^{\alpha_i} + \Delta Y_{e_i} + \Delta\Pi_{y_i}, \quad (1.31)$$

де $\Delta Y_i(t)$ – зміна структурного параметра пристрою (розмір деталі, величина зазору в сполученій парі і таке інше); ΔY_{e_i} – випадкове відхилення фактичної зміни параметра від теоретичної реалізації під впливом варіації зовнішніх експлуатаційних факторів; $\Delta\Pi_{y_i}$ – значення параметра, що визначається процесом припрацювання.

Аналогічно для Z_j -го функціонального параметра пристрою чи системи у цілому

$$Z_j(t) = B_{c_j} t^{\beta_j} + \Delta Z_{e_j} + \Delta\Pi_{Z_j}, \quad (1.32)$$

де V_{c_j} – швидкість зміни j -го функціонального параметра від наробітку; β_j – показник ступеня.

Значення параметрів V_{c_i} , V_{c_j} , α_i і β_j визначаються експериментально за результатами обробки статистичних даних.

За останній час методам стохастичного прогнозування змін технічного стану і функціональних параметрів ЕМК систем обладнання АКТ приділялося достатньо значної уваги. Результати таких досліджень відображені в роботах Г.Й. Зайончковського, О.Г. Кучера, О.Є. Ситнікова та інших авторів [134, 135, 137]. Так, в роботі О.Є. Ситнікова [137] представлена загальна схема формування змін технічного стану ЕМК в процесі виробітку ресурсу.

Перехід ЕМК до непрацездатного стану являє собою кінцеву ланку в складному причинно-наслідковому ланцюзі подій, процесів та явищ, що відбуваються в клапані під дією експлуатаційних навантажень. Накопичення згаданих процесів і подій, поєднаних причинно-наслідковими зв'язками, умовно називається механізмом формування відмови виробу. Вказується на наступні типові елементи зміни технічного стану в ЕМК під час виробітку ресурсу: взаємодія елементів клапана з експлуатаційними навантаженнями; деградаційні процеси як результат цієї взаємодії; зміна початкового стану елементів клапана; зміна його функціональних параметрів.

Автором розроблено класифікацію експлуатаційних змін технічного стану елементів клапана, які рекомендуються поділяти на два типи: тип I, коли у формуванні змін кожного функціонального параметра клапана бере участь одночасно декілька різних деградаційних процесів; тип II, коли зміна технічного стану елементів клапана відбувається під дією одного домінуючого деградаційного процесу.

Аналіз відмов ЕМК при експериментальному відпрацюванні свідчить про те, що більше 30% з них були наслідком втомного руйнування елементів конструкції клапана [162]. Тому одне з найважливіших завдань розробника полягає у виборі на стадії проектування такого запасу працездатності, який би виключив руйнування елементів клапана протягом періоду, заданого Технічним завданням (ТЗ). Особливість поставленої задачі полягає в тому, що її рішення

знаходиться на стику двох науково-технічних проблем: теорії механічного удару і теорії втомної довговічності. Кожна з них достатньо широко висвітлена в науковій і технічній літературі. Теорія удару розглядається в роботах [1, 11, 19, 27, 28, 49]. Різні аспекти теорії втомної довговічності детально розроблені і знайшли своє відображення в роботах [12, 28, 60, 136, 151].

Проте спроби скористатися результатами цих робіт стосовно ЕМК неминує зустрічає великі труднощі. Річ у тому, що дослідники, що вивчають механічний удар, як правило, розглядають різні аспекти одиночних ударів. А в роботах по втомній довговічності передбачається неударний характер навантаження. Тому, з урахуванням згаданих обставин, найбільш переважним є емпіричний шлях рішення даної задачі. В зв'язку з цим перспективним є використання енергетичних критеріїв для вибору запасів працездатності механічних елементів ЕМК [49, 67, 111, 113, 161, 164]. Підтвердження можливості використання енергетичних критеріїв для оцінки ресурсних можливостей стрижневих елементів ЕМК з приводом ДШК наведено в роботах О.Є. Ситнікова [135, 137].

Накопичений досвід розробки та експлуатації малогабаритних ЕМК в системах обладнання АКТ також показує, що зміни технічного стану запірного вузла пневматичних клапанів можуть впливати на параметри течії газу через запірний вузол під час відкриття клапана, а також на величину протічки газу через запірний вузол в закритому положенні клапана [128]. Проте слід відзначити, що в літературних джерелах практичні відсутні дані щодо оцінки можливого впливу зміни технічного стану елементів запірного вузла пневматичних клапанів високого тиску на параметри течії газу.

1.4. Мета і задачі досліджень

Як відмічалось, світовою тенденцією в розвитку авіакосмічної техніки є скорочення термінів та зменшення витрат на проведення дослідно-конструкторських розробок нових зразків АКТ з одночасним підвищенням вимог до їх економічності, експлуатаційної надійності та довговічності.

В багатьох випадках до виробів сучасної АКТ «Нормами льотної придатності» [1, 195] висувається вимоги забезпечення їх практичної безвідмовності з одночасною необхідністю збільшення їх ресурсів (термінів використання). Це вимагає підвищення якості конструкторських розробок, використання нових конструкційних матеріалів, удосконалення технологій виробництва, методів експлуатації тощо.

Традиційні методи підтвердження забезпечення вимог до експлуатаційної надійності та довговічності виробів АКТ на підставі результатів довготривалих і дорогих ресурсних випробувань дослідних зразків нових виробів майже вичерпали себе; вони замінюються різного роду «прискореними» випробуваннями із застосування науково обґрунтованих методів діагностики та прогнозування можливих змін технічного стану виробу в процесі виробітку встановленого ресурсу [5, 58].

Всі ці тенденції безпосередньо відносяться і до розробки малогабаритних ЕМК, що широко використовуються в різних системах обладнання сучасних літальних апаратів АКТ.

Таким чином, щоб забезпечити виконання підвищених вимог до експлуатаційної надійності та довговічності сучасних малогабаритних ЕМК, необхідно на стадії їх проектування закласти такі запаси працездатності, які в умовах обмеження їх масових і габаритних характеристик гарантували б з установленою за ТЗ на проєктований виріб вірогідністю виробітку клапаном встановленого ресурсу без руйнування його силових елементів та вузлів і не виходу функціональних параметрів виробу за встановлені межі.

Приведений вище огляд робіт з розглянутої проблеми показує, що, не зважаючи на велику кількість публікацій, окремі важливі аспекти проблеми залишаються не розкритими і вимагають подальших досліджень, в тому числі й необхідність подальшого розвитку наукових основ прогнозування запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування з урахуванням їх експлуатаційних навантажень, що є метою даної дисертаційної роботи.

Зроблений аналіз літературних джерел дає підставу для наступних

висновків.

1. Прогнозування працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування повинно ґрунтуватися на достовірному прогнозуванні експлуатаційних змін технічного стану проєктованих виробів під час виробітку встановленого ресурсу.

Методи прогнозування, засновані на фізичних моделях розвитку деградаційних процесів в конструктивних елементах ЕМК (причинні методи), більш ефективні за традиційні методи, засновані тільки на статистичному підході аналізу наявних відмов і несправностей. Це вимагає проведення додаткових експериментальних досліджень характеру і рівня експлуатаційних навантажень на конструктивні елементи і вузли малогабаритних ЕМК різних типів і особливостей типових деградаційних процесів змін технічного стану, що відбуваються в клапанах під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу.

2. До теперішнього часу методи визначення запасів працездатності ЕМК, засновані на прогнозуванні можливих змін технічного стану клапанів унаслідок деградаційних процесів в їх конструктивних елементах, ще не одержали широкого практичного застосування при проєктуванні ЕМК в силу наступних причин: не розроблені адекватні математичні моделі експлуатаційних змін функціональних параметрів ЕМК під впливом експлуатаційних навантажень; потребують подальшого розвитку методи знаходження емпіричних коефіцієнтів для згаданих вище математичних моделей; відсутні достовірні дані про динаміку деградаційних змін технічного стану ЕМК під дією ударних циклічних навантажень; потребує суттєвого поповнення база даних щодо статистичних закономірностей експлуатаційних змін технічного стану малогабаритних ЕМК систем обладнання ЛА, в тому числі зміни їх основних функціональних параметрів.

3. У літературних джерелах з проєктування ЕМК систем обладнання АКТ недостатньо повно представлені дослідження з довговічності елементів конструкції клапанів, що піддаються дії циклічних імпульсних (ударних) експлуатаційних навантажень.

4. Найбільш ефективним методом обґрунтування вибору параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК на етапі проектування є статистичний метод «неперевищення» функціональних параметрів клапана нормативних значень в процесі виробітку встановлених ресурсів.

5. Перспективним є використання енергетичних критеріїв для прогнозування працездатності елементів ЕМК.

6. Актуальною задачею є визначення впливу можливих експлуатаційних змін параметрів запірної частини клапана високого тиску під час його спрацьовування на його працездатність.

Результати проведення дослідження літературних джерел і аналіз накопиченого досвіду проектування малогабаритних ЕМК в спеціалізованих конструкторських бюро, в тому числі на ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», дозволяють обґрунтувати наступні *задачі*, вирішенню яких присвячена дана дисертаційна робота.

1. На основі дослідження вимог до експлуатаційної надійності електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ визначити параметричні запаси їх працездатності.

2. Розробити алгоритм і математичні моделі прогнозування працездатності малогабаритних ЕМК і їх конструктивних елементів, що ґрунтуються на стохастичному моделюванні та прогнозуванні розвитку деградаційних процесів в вузлах і елементах ЕМК під дією експлуатаційних навантажень.

3. Дослідити вплив ресурсних навантажень на зміну функціональних параметрів електромагнітних клапанів.

4. Встановити утомну міцність стрижневих елементів ЕМК, працюючих в умовах ударних циклічних навантажень.

5. Визначити елементи конструкції ЕМК та відповідні експлуатаційні впливи, що обмежують ресурс виробів.

6. Розробити і впровадити у виробництво інженерну методику визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування та надати рекомендації щодо конструктивного удосконалення окремих виробів ЕМК.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

Основні положення теоретичних основ визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування, розроблені автором, викладено в його роботах [105–128].

2.1. Вимоги до експлуатаційної надійності малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання авіакосмічної техніки та алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК

Електромагнітний клапан, як об'єкт проектування, повинен у повній мірі відповідати вимогам, що висуваються до нього у відповідності з «Технічним завданням» (ТЗ) або «Технічними умовами» (ТУ) на проєктований виріб (рис. 2.1 а).

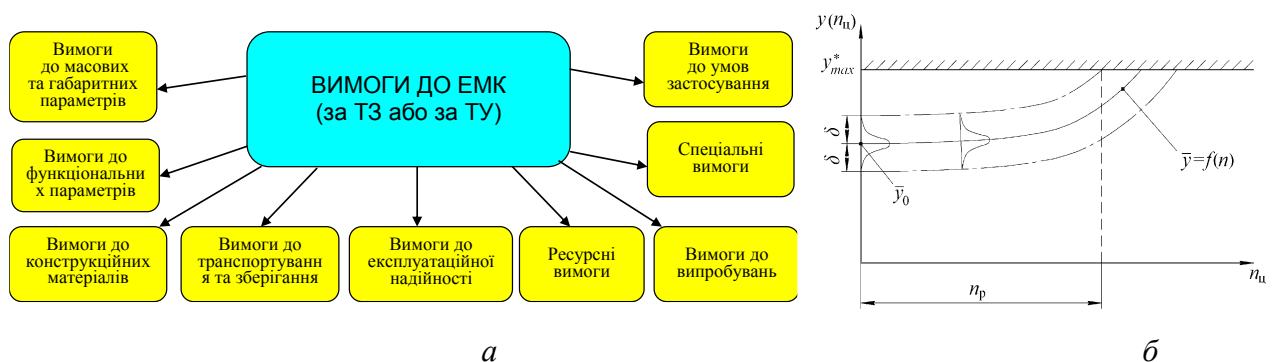


Рис. 2.1. Основні вимоги, що висуваються до проєктованих ЕМК (а) та крива прогнозування зміни y_i функціонального параметра ЕМК в залежності від кількості циклів спрацьовування $n_{ц}$ (б)

Зазвичай до проєктованого ЕМК згідно з ТЗ (ТУ) висуваються наступні вимоги: до умов застосування (характеристики робочого тіла, температура зовнішнього середовища, робота в умовах вакууму, вібраційні та ударні навантаження тощо); до масових та габаритних параметрів виробу; до конструкційних матеріалів для виготовлення виробу; до його функціональних параметрів (напруги спрацьовування, часу спрацьовування тощо); ресурсні (кількість спрацьовування, термін служби тощо); до експлуатаційної надійності

(ймовірність безвідмовної роботи в межах встановленого ресурсу тощо); до транспортування та зберігання; до випробувань; спеціальні, що враховують особливості застосування проектного виробу на літальному апараті.

Для забезпечення вимог до експлуатаційної надійності ЕМК необхідно, перш за все, забезпечити із заданою ймовірністю (для малогабаритних ЕМК систем обладнання авіакосмічної техніки – 0,999...0,9999) не руйнування конструктивних елементів клапана під дією експлуатаційних навантажень на протязі встановленого ресурсу, так як таке руйнування зазвичай призводить до повної відмови клапана.

Крім забезпечення необхідної міцності конструктивних елементів ЕМК вимогами до їх експлуатаційної надійності встановлюються також певні обмеження до можливої зміни їх функціональних параметрів, що можуть відбуватися унаслідок різноманітних деградаційних процесів в елементах та вузлах клапана під дією експлуатаційних навантажень [134]. Вихід функціонального параметра клапана за встановлені за ТЗ або ТУ обмеження призводить так званої параметричної відмови виробу [135, 136]. У наведеному вище переліку вимог за ТУ для ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом такими критичними для даного виробу параметрами встановлено герметичність у затворі та найменша напруга спрацьовування. Для прогнозування з нормованою ймовірністю не виходу функціональних параметрів ЕМК за встановлені за ТЗ (або ТУ) граничні значення та забезпечення необхідної параметричної надійності клапана в межах встановленого ресурсу може бути рекомендований підхід, рекомендований в роботах [26, 47, 48].

На рис. 2.1 б наведено приклад визначення ресурсу ЕМК за певним його функціональним параметром $y_i = f(n_{\text{ц}})$, що має встановлені за ТЗ (ТУ) обмеження свого максимально допустимого значення y_{max}^* , на підставі прогнозування зміни цього параметра під час виробітку ресурсу в залежності від кількості циклів спрацьовування клапана $n_{\text{ц}}$. Для розглянутого вище ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом системи дистанційного багатократного відкриття та закриття рідинних магістралей КЛА таким

параметром визначено герметичність у затворі (негерметичність клапана в затворі – не більш, ніж 30 см^3 за добу по азоту або повітря). На рисунку наведено $\bar{y}_i = f(n_{\text{ц}})$ – залежність математичного очкування зміни y_i параметра клапана в процесі виробітку ресурсу; \bar{y}_{i_0} – математичне очкування значення y_i параметра нового виробу після його виготовлення та стендового випробування; δ – довірчий інтервал, значення якого оговорено в ТЗ (ТУ).

Ресурс ЕМК за даним функціональним параметром n_p визначиться як точка перетину огинаючої довірчого інтервалу δ зміни параметра y_i з лінією обмеження цього параметра за ТЗ (ТУ) y_{max}^* . Загальний ресурс ЕМК за умови забезпечення параметричної надійності клапана визначиться як найменше значення n_p , визначеного за його різними функціональними параметрами.

Як впливає з аналізу, наведеному в розділі 1, однією з особливостей роботи малогабаритних ЕМК в системах обладнання авіакосмічної техніки є ударний характер контактування елементів рухомої системи електромагнітного приводу з нерухомими корпусними елементами клапана, унаслідок чого під час відкриття або закриття клапана його елементи багаторазово піддаються впливу інтенсивних експлуатаційних динамічних (ударних) навантажень.

Результати численних досліджень експлуатаційної надійності ЕМК [3, 46, 134-137, 162], а також дані дослідного стендового відпрацювання ЕМК розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» для визначення їх ресурсних можливостей [162] показують, що відмови клапанів під час експлуатації у більшості випадків мають місце внаслідок руйнування окремих конструктивних елементів ЕМК (до 30 %), що призводить до повної відмови клапана, чи внаслідок виходу функціональних параметрів клапана за межі вимог ТЗ (так звані функціональні відмови – до 60 %). Функціональні відмови є наслідком деструктивних процесів у окремих елементах клапанів, зокрема в гумовому ущільненні.

Для визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування розроблено алгоритм, наведений на рис. 2.2.

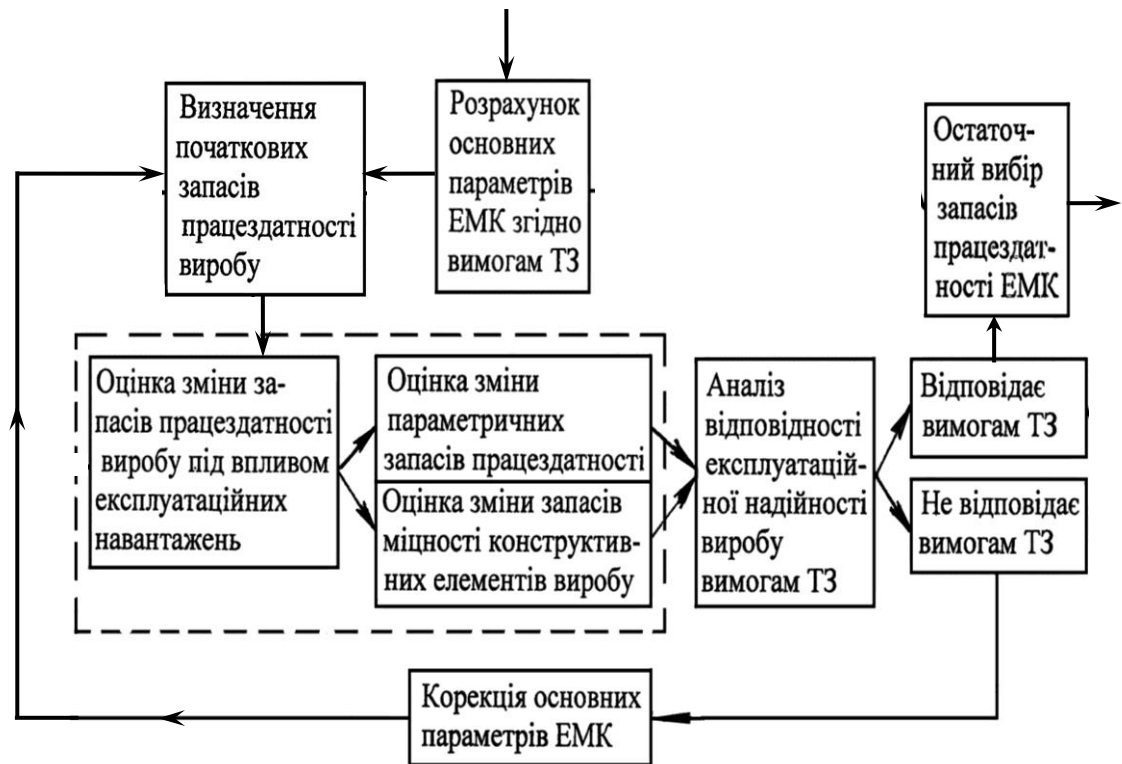


Рис. 2.2. Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування

Алгоритмом передбачається, що на початковій стадії проектування ЕМК на підставі вимог Технічного завдання за типовими методиками проводиться розрахунок основних функціональних параметрів проектованого виробу та визначаються початкові запаси його працездатності, що мають забезпечити необхідний рівень експлуатаційної надійності й безвідмовності клапана під час виробітку встановленого ресурсу.

Узагальнення досвіду забезпечення практичної безвідмовності розроблених в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА) малогабаритних електромагнітних клапанів для авіакосмічної техніки показує, що важливими складовими для обґрунтування запасів працездатності ЕМК під час проектування є: визначення рівнів реальних експлуатаційних навантажень, що діють на елементи і вузли клапана під час відпрацювання ресурсу, в тому числі характеру і величини навантажень на «слабку» ланку клапана, що лімітує його ресурс; коректний розрахунок напружень в конструктивних елементах клапана під дією експлуатаційних

навантажень; прогнозування змін технічного стану елементів і вузлів клапана під дією експлуатаційних навантажень та їх вплив на структурні й функціональні параметри клапана і зменшення запасів працездатності його конструктивних елементів.

Тому для забезпечення необхідних запасів працездатності ЕМК на етапі проектування необхідно вирішувати дві пов'язані між собою задачі, а саме: визначення запасів утомної міцності та параметричних запасів працездатності клапана.

Вирішення цих задач потребує подальшого розвитку моделювання та прогнозування деградаційних процесів, що мають місце в елементах і вузлах ЕМК в процесі виробітку ресурсу.

Узагальнення досвіду експлуатації малогабаритних ЕМК, що використовуються в системах обладнання авіакосмічної техніки, показує, що актуальними з проблеми забезпечення утомної міцності конструктивних елементів ЕМК є питання, пов'язані з руйнуванням стрижневих елементів (штоків) клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, а також питання втрати працездатності по причині деградації гумового ущільнення.

2.2. Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК з поляризованим електромагнітним приводом

Досвід застосування ЕМК з двопозиційним штовхаюче-втягуючим поляризованим електромагнітним приводом (ДШВ приводом) в системах авіакосмічної техніки показує, що критичним елементом клапанів цього типу, що лімітує ресурс виробу, є стрижневі елементи (штоки) рухомої частини електромагнітного приводу: відмова клапана після певної кількості спрацьовувань у більшості випадків настає внаслідок руйнування шийки штока 11 під дією ударного циклічного навантаження розтягування. За даними стендових ресурсних випробувань утомна довговічність штоків ЕМК зі сталі

08X18H10T лежить в межах $1 \cdot 10^4 \dots 1,5 \cdot 10^5$ циклів спрацьовування клапана [162].

Амплітуду місцевих експлуатаційних напружень в найбільш навантаженій зоні конструктивного елемента клапана $\sigma_{\text{екс}}$ вибирають за умови [107]

$$\sigma_p(n_3) > \sigma_{\text{екс}} > \sigma_{-1}, \quad (2.1)$$

де $\sigma_p(n_3)$ – руйнівна амплітуда місцевих напружень для заданої за ТЗ кількості циклів спрацьовувань клапана в експлуатації n_3 ; σ_{-1} – границя витривалості конструктивного матеріалу при симетричному циклі навантаження (розтягнення – стиск);

Коефіцієнт запасу утомної міцності $\eta_\sigma(n_3)$ для заданої за ТЗ кількості циклів спрацьовування клапана n_3 визначиться як [56]

$$\eta_\sigma(n_3) = \frac{\sigma_p(n_3)}{\sigma_{\text{екс}}}, \quad (2.2)$$

а умова не руйнування деталі клапана після n_3 циклів спрацьовування в експлуатації буде визначатися нерівністю

$$\eta_\sigma(n_3) > 1. \quad (2.3)$$

Оскільки $\sigma_{\text{екс}}$ у виразі (2.2) являє собою динамічне напруження, то його можливо представити у вигляді [36]

$$\sigma_{\text{екс}} = \sigma_{\text{ст}} \cdot k_k \cdot k_d, \quad (2.4)$$

де $\sigma_{\text{ст}}$ – статичне напруження у вибраному перерізі деталі клапана; k_k – коефіцієнт концентрації напруг [88]; k_d – коефіцієнт динамічності.

З урахування (2.4) коефіцієнт запасу утомної міцності $\eta_\sigma(n_3)$ для заданої кількості циклів спрацьовування клапана n_3 визначиться як:

$$\eta_\sigma(n_3) = \frac{\sigma_p(n_3)}{\sigma_{\text{ст}} \cdot k_k \cdot k_d}. \quad (2.5)$$

Величина статичного напруження $\sigma_{\text{ст}}$ може бути визначена за результатами проектного розрахунку клапана.

Таким чином за даним підходом задача визначення запасу утомної міцності деталі клапана, що працює в умовах експлуатаційних динамічних навантажень, в значній мірі залежить від коректно обгрунтованого вибору коефіцієнта динамічності k_d .

В КЦКА за науковим керівництвом автора була розроблена спеціальна методика експериментальної оцінки величини k_d для визначення динамічних напружень n_σ за результатами стендових випробувань клапанів – аналогів [111]. За результатами випробувань клапанів – аналогів отримана ряд значень напрацювання до руйнування стрижневого елемента електромагнітного приводу ЕМК: $n_{p_1}, n_{p_2}, \dots, n_{p_i}, \dots, n_{p_m}$. Необхідно визначити відповідні цим напрацюванням значення руйнуючих напружень $\sigma_p(n_i)$.

Для наближеного розрахунку руйнуючих напружень $\sigma_p(n_i)$ можливо прийняти допущення, що залежність між величиною руйнуючих місцевих імпульсних (ударних) навантажень в конструктивному матеріалі деталі клапана та його довговічністю має таких самих вигляд, як і у випадку дії безударного навантаження. Враховуючи те, що значення границі міцності σ_B і границі пластичності σ_τ конструктивного матеріалу у разі імпульсного (ударного) навантаження вищі у порівнянні з безударним навантаженням [27], то прийняте припущення йде у запас міцності.

Використовуючи криву витривалості конструктивного матеріалу (рис. 2.3а), визначаємо відповідні амплітуди руйнуючих місцевих напружень $\sigma_p(n_1), \sigma_p(n_2), \dots, \sigma_p(n_i), \dots, \sigma_p(n_m)$.

Приймаємо, що руйнуючі амплітуди напружень σ_a будуть дорівнювати величині $\sigma_p(n)$, тобто $\sigma_a = \sigma_p(n)$. Тоді $\sigma_a = \sigma_{ст} \cdot k_d$, а коефіцієнт динамічності визначиться за виразом

$$k_d = \frac{\sigma_a}{\sigma_{ст}} = \frac{\sigma_p(n)}{\sigma_{ст}}. \quad (2.6)$$

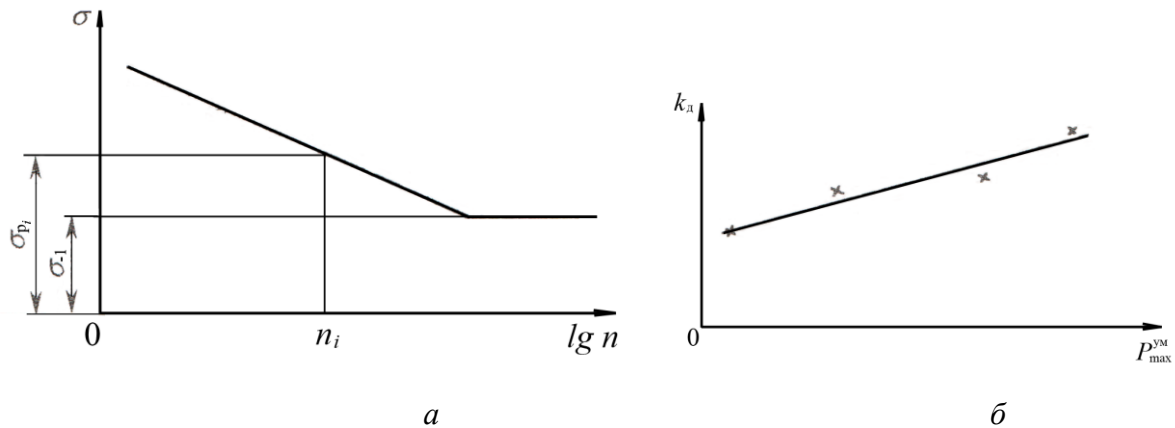


Рис. 2.3. Крива витривалості конструктивного матеріалу у напівлогарифмічних координатах (а) та типовий графік емпіричної функції $k_d = f(P_{\max}^{\text{YM}})$ (б)

За виразом (2.6) знаходимо значення коефіцієнтів k_{d_i} для кожного з досліджувальних виробів – аналогів: $k_{d_1}, k_{d_2}, \dots, k_{d_m}$.

Для кожного з досліджувальних виробів – аналогів визначається так зване умовне максимальне контактне зусилля P_{\max}^{YM} за формулою [112]

$$P_{\max}^{\text{YM}} = \sqrt{\frac{mV_{\text{уд}}^2}{\frac{l}{EF} + \frac{4}{5k^{2/3}P_{\max}}}}, \quad (2.7)$$

де m – маса рухомої частини електромагнітного приводу клапана; $V_{\text{уд}}$ – швидкість рухомої частини електромагнітного приводу в момент удару; l – довжина стрижневого елемента (штока) клапана; EF – жорсткість поперечного перетину стрижневого елемента; k – коефіцієнт, що визначає особливості ударного навантаження; P_{\max} – максимальна величина ударного навантаження.

За результатами розрахунків будуємо графік $k_d = f(P_{\max}^{\text{YM}})$ (рис. 2.3 б).

За формулою (2.7) для клапана, що проектується, визначаємо величину P_{\max}^{YM} і з використанням залежності $k_d = f(P_{\max}^{\text{YM}})$, наведеної на рис. 2.3 б, знаходимо шукане значення k_d . Далі за формулою (2.5) визначаємо необхідний запас утомної міцності для стрижневого елемента проєктованого клапана $\eta_{\sigma}(n_3)$.

Відомо, що вірогідність неруйнування конструктивного елемента клапана під впливом експлуатаційних навантажень пов'язана з величиною коефіцієнта утомної міцності наступною залежністю [162]:

$$u = \frac{\eta_{\sigma-1}}{\sqrt{v_R^2 \cdot \eta_{\sigma}^2 + v_S^2}}, \quad (2.8)$$

де u – квантиль функції нормального розподілу, що відповідає заданому за ТЗ рівню безвідмовності (величині ймовірності неруйнування) клапана в межах встановленого ресурсу $P(n) = F(u)$; v_R і v_S – відповідно коефіцієнти варіації механічних властивостей конструктивного матеріалу деталі клапана і напруг, що виникають в деталі під дією експлуатаційного навантаження.

Приймаючи допущення, що коефіцієнтом варіації напруг в деталі клапана під дією експлуатаційних навантажень можна знехтувати, з виразу (2.8) отримуємо формулу для визначення коефіцієнта η_{σ} .

$$\eta_{\sigma} = \frac{1}{(1 - v_R \cdot u)}. \quad (2.9)$$

Якщо значення η_{σ} , визначене за формулою (2.9), буде суттєво більшим за його значенням, визначеним за формулою (2.5), це вказує на необхідність удосконалення конструкції клапана, що проектується, а також методики визначення його початкових параметрів з метою зниження ударних навантажень.

В ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» під науковим керівництвом автора було проведено комплексні експериментально-теоретичні дослідження щодо визначення запасів утомного міцності стрижневих елементів малогабаритних ЕМК з використанням енергетичних критеріїв. Так, в роботі [124] показано, що для випадків імпульсного (ударного) навантаження елементів рухомої частини електромагнітного приводу клапана доцільно використовувати енергетичні критерії оцінки працездатного стану стрижневих елементів ЕМК. Встановлено, що наробіток штоків приводу типу 'ДШВ до відмови внаслідок втомного руйнування залежить від питомої кінетичної енергії переміщення його рухомої

системи. З використанням цієї гіпотези розроблено інженерну методику прогнозування показників безвідмовності ЕМК з приводом типу ДШВ на етапі ескізного проектування.

Розглянемо особливості визначення запасів утомної міцності стрижневих елементів ЕМК з ДШВ приводом із використанням енергетичних критеріїв оцінки їх працездатного стану.

Розглядаючи процес накопичення ушкоджень в стрижневих елементах ЕМК від утомленості з фізичної точки зору, можна констатувати, що швидкість негативних змін в елементах клапана пов'язана з величиною кінетичної енергії переміщення контактуючих деталей і вузлів. Під час спрацьовування певна частина кінетичної енергії рухомої системи клапана переходить у потенціальну енергію деформації його стрижневого елемента – штока з виникненням мікродеформацій в його конструкційному матеріалі, а решта кінетичної енергії розсіюється внаслідок тертя або у спеціальному демпфівальному елементі. Зі збільшення кількості спрацьовувань ЕМК кількість таких переходів частини кінетичної енергії рухомої частини ЕМП клапана у потенційну енергію деформації його штока з утворенням мікродеформацій зростає. Накопичення таких мікродеформацій у конструкційному матеріалі штока призводить після певної кількості n_p блок-циклів спрацьовувань до руйнування шийки штока і відмові ЕМК.

Можна визначити (теоретично або експериментально) певний критичний рівень сумарної питомої кінетичної енергії рухомої частини клапана $E_{кр}^{\Sigma}$, який переходить у потенціальну енергію деформації конструктивного матеріалу штока і призводить до руйнування його шийки.

Таким чином, з енергетичної точки зору умовою не руйнування стрижневих елементів ЕМК під час експлуатації буде нерівність

$$E_k^{PC} (1 - K_{роз}) n < E_{кр}^{\Sigma}, \quad (2.10)$$

де E_k^{PC} – питома кінетична енергія рухомої системи електромагнітного приводу клапана; $K_{роз}$ – коефіцієнт розсіювання, який залежить від

кінематичної схеми рухомої частини ЕМП клапана і наявності в ньому спеціального демпфірувального елемента; n – число циклів спрацьовування.

Питома кінетична енергія рухомої частини ЕМП клапана може бути визначення як:

$$E_{\kappa}^{\text{PC}} = \frac{mV_{\text{уд}}^2}{2} / f_{\text{стр.ел.мін}} = \frac{mV_{\text{сер}}^2 k_v^2}{2} / f_{\text{стр.ел.мін}}, \quad (2.11)$$

де m – маса рухомої системи електромагнітного приводу клапана; $V_{\text{уд}}$ – швидкість переміщення стрижневого елемента (штока) клапана в момент удару о стопорну шайбу; $V_{\text{сер}}$ – середня швидкість переміщення стрижневого елемента клапана під час його відкриття; k_v – коефіцієнт швидкості, що враховує відмінність швидкості переміщення стрижневого елемента клапана в момент удару о стопорну шайбу від середньої швидкості переміщення стрижневого елемента під час відкриття клапана; $f_{\text{стр.ел.мін}}$ – мінімальна площа поперечного перерізу стрижневого елемента.

Середня швидкість переміщення рухомої системи електромагнітного приводу клапана $V_{\text{сер}}$ у першому, достатньо для інженерних розрахунків наближенні, може бути визначена як

$$V_{\text{сер}} \approx h / \tau, \quad (2.12)$$

де h – переміщення стрижневого елемента (штока) клапана під час спрацьовування; τ – час спрацьовування клапана.

За результатами проведених спеціальних експериментальних досліджень коефіцієнт швидкості k_v знаходиться в межах 1,5...2,5.

Можно визначити критичне значення питомої кінетичної енергії рухомої частини ЕМП клапана, при якому нерівність (2.28) переходить у рівність, тобто

$$E_{\kappa_{\text{кр}}}^{\text{PC}} = \frac{E_{\kappa_{\text{кр}}}^{\Sigma}}{(1 - K_{\text{роз}})n}. \quad (2.13)$$

Із виразу (2.13) випливає, що залежність $E_{\kappa_{\text{кр}}}^{\text{PC}} = \varphi(n, K_{\text{роз}}, E_{\kappa_{\text{кр}}}^{\Sigma})$ являє собою гіперболу і характеризує для даного конструкційного матеріалу

стрижневого елемента клапана критичний рівень питомої кінетичної енергії рухомої системи ЕМП клапана, перевищення якого при певному напрацюванні n призводить до руйнування стрижневого елемента (штока) від втоми. Введення спеціального демпфірувального елемента в конструкцію ЕМР клапана (збільшення коефіцієнта $K_{\text{роз}}$) приводить до збільшення числа спрацьовувань клапана до руйнування його стрижневого елемента (штока).

Співставлення на основі узагальнення досвіду експлуатації ЕМК даного типу величин питомої кінетичної енергії E_k^{PC} переміщення рухомої системи ЕМК з напрацюванням клапанів до відмови (руйнування стрижневого елемента) n_p виявило наявність прямої кореляційної залежності між цими параметрами, що дає можливість за результатами спеціальних ресурсних випробувань визначити для різних конструкційних матеріалів, що використовуються в конструкції стрижневих елементів ЕМК, емпіричні залежності виду

$$(n_p)_{\min} = f(E_k^{\text{PC}}), \quad (2.14)$$

де $(n_p)_{\min}$ – мінімальне число спрацьовувань клапана до руйнування його стрижневого елемента.

На кожному рівні E_k^{PC} значення $(n_p)_{\min}$ мають природне розсіювання, що визначаються середнім квадратичним відхиленням S_{n_p} .

Типовий графік залежності (2.14) наведено на рис. 2.4.

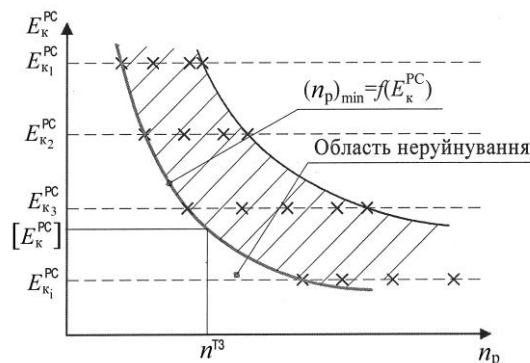


Рис. 2.4. Типова залежність між напрацюванням клапана n_p до руйнування його стрижневого елемента і величиною питомої кінетичної енергії E_k^{PC} рухомої частини його електромагнітного приводу, побудована за результатами спеціальних ресурсних випробувань

Крива $(n_p)_{\min} = \varphi(E_k^{PC})$ характеризує гранично допустимий рівень питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного приводу клапана, перевищення якого може призвести до руйнування його стрижневого елемента від утомленості.

Позначимо через $[E_{k_{кр}}^{PC}]_{n_p}$ критичний рівень питомої кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу клапана, що відповідає кількості циклів (або блок-циклів) його спрацьовування n_p до руйнування стрижневого елемента. Тоді умовою не руйнування стрижневого елемента клапана буде

$$(E_k^{PC})_0 < [E_{k_{кр}}^{PC}]_{n_p}, \quad (2.15)$$

де $(E_k^{PC})_0$ – питома кінетична енергія рухомої частини електромагнітного приводу нового клапана після його виготовлення.

Розглянемо задачу визначення коефіцієнту запасу працездатності за енергетичним критерієм стрижневого елемента рухомої частини електромагнітного приводу клапана стосовно руйнування його від втоми, якщо в ТЗ на клапан у якості вихідних даних задано ресурс клапана у кількості спрацьовувань $[n]^{TЗ}$ і ймовірність його виробітку $P([n]^{TЗ})$.

Для вирішення цієї задачі приймемо наступні припущення:

- при спрацьовуванні ЕМК без спеціального елемента демпфірування в його ЕМП удар стрижневого елемента по стопору клапана є непружним. Під час удару кінетична енергія рухомої частини електромагнітного приводу *повністю* переходить в потенціальну енергія деформації конструктивних елементів клапана;

- середня швидкість переміщення рухомої частини електромагнітного приводу клапана в процесі відпрацювання ресурсу змінюється незначно и може бути прийнята сталою величиною, яка визначається за виразом (2.12);

- величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ мають розподіли, близькі до нормального, а їх середньоквадратичні відхилення, як величини однієї фізичної природи, мало відрізняються між собою, тобто у першому наближенні можна вважати, що

$$S_{(E_k^{PC})_0} \approx S_{[E_k^{PC}]_{n_p}} \approx S_{E_{k0}} = \text{const.} \quad (2.16)$$

Якщо за імовірність безвідмовної роботи ЕМК під час виробітку ресурсу $P([n]^{T3})$ прийняти імовірність не руйнування його стрижневого елемента, то її оцінка може бути представлена виразом:

$$P([n]^{T3}) = P\left\{(E_k^{PC})_0 \leq [E_k^{PC}]_{n_p}\right\}. \quad (2.17)$$

За припущенням, що величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ мають розподіли, близькі до нормального, то ймовірність $P([n]^{T3})$ може бути представлена з використанням відомих «рівнянь зв'язку»

$$P([n]^{T3}) = F(u), \quad (2.18)$$

де квантиль функції нормального розподілу u визначається співвідношенням

$$u = \frac{[E_k^{PC}]_{n_p} - (\bar{E}_k^{PC})_0}{\sqrt{S_{[E_k^{PC}]_{n_p}}^2 + S_{[E_k^{PC}]_0}^2}} \approx \frac{[E_k^{PC}]_{n_p} - (\bar{E}_k^{PC})_0}{\sqrt{2S_{E_{k0}}^2}}, \quad (2.19)$$

де $(\bar{E}_k^{PC})_0$ – математичне очікування питомої кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного привода нового клапана.

Коефіцієнти варіації величин $(E_k^{PC})_0$ і $[E_k^{PC}]_{n_p}$ визначаються, як

$$v_{(E_k^{PC})_0} = \frac{S_{(E_k^{PC})_0}}{(\bar{E}_k^{PC})_0}; \quad v_{[E_k^{PC}]_{n_p}} = \frac{S_{[E_k^{PC}]_{n_p}}}{[\bar{E}_k^{PC}]_{n_p}}. \quad (2.20)$$

Визначимо запас працездатності ЕМК за питомою енергією рухомої системи електромагнітного привода клапана η_E як співвідношення

$$\eta_E = \frac{[E_k^{PC}]_{n_p}}{(E_k^{PC})_0}. \quad (2.21)$$

Припускаючи, що середньоквадратичні відхилення величин $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ мало відрізняються між собою, то можна вважати, що і їх коефіцієнти варіації теж будуть мало відрізнятися між собою, тобто

$$v_{(E_k^{PC})_0} \approx v_{[E_k^{PC}]_{n_p}} \approx v_{E_{k0}} = \text{const}. \quad (2.22)$$

З урахуванням прийнятих припущень рівняння (2.19) прийме вигляд:

$$u \approx \frac{\eta_E - 1}{v_{E_{k0}} \cdot \sqrt{2}}. \quad (2.23)$$

Вимога ТЗ до надійності $P([n]^{T3})$ клапана, що проектується, може бути представлена у вигляді вимоги до квантиля нормального розподілу, тобто:

$$u > [u]^{T3}, \quad (2.24)$$

де $[u]^{T3}$ – допустима величина u , яка визначається за таблицями функції нормованого нормального розподілу в залежності від заданого значення $P([n]^{T3})$.

Підставивши вираз (2.24) у формулу (2.23) і вирішивши рівняння відносно η_E , отримаємо:

$$\eta_E \approx 1,414[u]^{T3} \cdot v_{E_{k0}} + 1. \quad (2.25)$$

Слід зазначити, якщо величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ мають розподіли, що відрізняються від нормального (наприклад, логарифмічно-нормальний закон, якому зазвичай відповідають статистичні розподіли довговічності конструктивних матеріалів при руйнуваннях від утому [68]), то коефіцієнт запасу η_E може бути визначено за формулою

$$\eta_E \approx k_\chi (1,414[u]^{T3} \cdot v_{E_{k0}} + 1), \quad (2.25, a)$$

де k_χ – поправковий коефіцієнт, що враховує відміну закону розподілу величин $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ від нормального.

Значення коефіцієнта k_χ визначаються на підставі ресурсних випробувань клапанів-аналогів і уточнюються за результатами експериментальних досліджень дослідних зразків клапана, що проектується.

З врахуванням (2.21) і (2.25) може бути визначений рівень питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного привода клапана, що проектується, який забезпечує потрібну імовірність не руйнування стрижневого елемента ЕМК під час виробітку ресурсу:

$$(E_k^{PC})_0 = \frac{[E_k^{PC}]_{n_p}}{1,414[u]^{T3} \cdot v_{E_{k0}} + 1} \quad (2.26)$$

або

$$(E_k^{PC})_0 = \frac{[E_k^{PC}]_{n_p}}{k_\chi (1,414[u]^{T3} \cdot v_{E_{k0}} + 1)}. \quad (2.26, a)$$

Для визначення емпіричної функції (2.14) для ЕМК з електромагнітним приводом типу ДШВ і штоками з різних конструкційних матеріалів були проведені спеціальні ресурсні випробування, результати яких наведено нижче.

Визначення параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК базується на прогнозуванні можливих змін технічного стану деталей і вузлів ЕМК під дією експлуатаційних навантажень в процесі виробітку встановленого ресурсу і викликаних цим відповідних змін структурних і функціональних параметрів клапанів [134, 137, 162].

Припустимо, що процес функціонування ЕМК описується функціональними параметрами (ФП) $y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_z$ і для кожного з них в ТЗ визначені допустимі межі $[y_1]^{T3}, [y_2]^{T3}, \dots, [y_i]^{T3}, \dots, [y_z]^{T3}$.

Під запасом працездатності клапана за y_i -м ФП будемо розуміти різницю $\Delta y_i^{3п}(t)$ між нормованим за ТЗ значенням i -го параметру $[y_i]^{T3}$ і його

реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто:

$$\Delta y_i^{\text{зн}}(t) = [y_i]_{\text{в}}^{\text{ТЗ}} - \hat{y}_i(t) \text{ у разі обмеження параметра зверху};$$

$$\Delta y_i^{\text{зн}}(t) = \hat{y}_i(t) - [y_i]_{\text{н}}^{\text{ТЗ}} \text{ у разі обмеження параметра знизу.}$$

Під коефіцієнтом запасу працездатності клапана за y_i -м ФП $\eta_{y_i}(t)$ розуміють співвідношення між нормованим за ТЗ значенням y_i -го ФП $[y_i]^{\text{ТЗ}}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто:

$$\eta_{y_i}(t) = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\text{ТЗ}}}{\hat{y}_i(t)} \text{ у разі обмеження параметра зверху};$$

$$\eta_{y_i}(t) = \frac{\hat{y}_i(t)}{[y_i]_{\text{н}}^{\text{ТЗ}}} \text{ у разі обмеження параметра знизу.}$$

Ставиться задача визначити на етапі проектування ЕМК такі значення запасів працездатності за його вихідними функціональними параметрами $\Delta y_{i0}^{\text{зн}}(t_0)$ та відповідних коефіцієнтів запасу працездатності $\eta_{y_{i0}}(t_0)$, що забезпечили би протягом усього періоду експлуатації клапана перебування ФП у межах допустимої області із заданою ймовірністю $[P_{y_i}]^{\text{ТЗ}}$.

Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за змінами їх основних функціональних параметрів будується на ймовірнісних оцінках можливості виходу ФП клапана за доступні межі в будь-який довільний момент експлуатації.

Розглянемо вирішення цієї задачі для двох випадків обмеження y_i -го ФП клапана: зверху й знизу.

Приймаємо наступні припущення:

– зміна ФП $y_i(t)$ клапана протягом періоду його експлуатації являє собою випадковий процес із розподілом, близьким до нормального;

– зміна детермінованої основи (математичного очікування) y_i -го ФП $m_{y_i}(t)$ може бути представлена монотонно-зростаючої (чи монотонно-спадною) степеневою функцією від наробітку t виду

$$m_{y_i}(t) = m_{y_{i0}}(t_0) + ct^\alpha$$

або в залежності від кількості циклів спрацьовування n

$$m_{y_{iN}}(n_{\text{б.ц}}) = m_{y_{i0}} + kn^\beta,$$

де c і k – коефіцієнти, що визначають швидкість зміни математичного очікування $m_{y_i}(t)$ y_i -го ФП відповідно від наробітку t або циклів спрацьовування клапана n ; α , β – відповідні коефіцієнти степеневої функції.

В табл. 2.1 наведено дані про зміну коефіцієнтів варіації основних ФП ЕМК з приводом типу ДШ: мінімальної напруги відкриття і мінімальної напруги закриття. Обсяг вибірки складав 28 зразків. В табл. 2.2. представлено дані про зміну коефіцієнтів варіації ФП «напруга відкриття» і «час відкриття» ЕМК з однопозиційним нейтральним електромагнітним приводом типу ОШ.

Таблиця 2.1

Діапазон зміни коефіцієнта варіації ФП ЕМК з приводом ДШ
за результатами попередніх випробувань

Найменування ФП	Діапазон зміни коефіцієнтів варіації ФП	
Мінімальна напруга відкриття	середнє в процесі, $\bar{\nu}$	0,057 ... 0,24
	максимальне в процесі, ν_{max}	0,11 ... 0,378
Мінімальна напруга закриття	середнє в процесі, $\bar{\nu}$	0,05 ... 0,14
	максимальне в процесі, ν_{max}	0,102 ... 0,178

Згідно наведеним даним коефіцієнт варіації згаданих ФП досліджених ЕМК не перевищував значення $\nu = 0,3$.

Обробка даних попередніх випробувань блоків арматури УФ007М-006, у складі яких налічувалося 24 двопозиційних ЕМК із приводом УФ096186 типу ДТШ, дозволила встановити наступне: у процесі випробувань коефіцієнт варіації ФП клапана перебував у діапазоні від 0,103 до 0,166; після імітації всіх експлуатаційних впливів, передбачених технічним завданням, коефіцієнт варіації ФП клапанів не перевищував 0,166.

Таблиця 2.2

Коефіцієнти варіації ФП «мінімальна напруга відкриття» і «час відкриття» ЕМК з приводом ОШ за результатами ресурсних випробувань

Найменування ФП	Позначення ЕМК	Максимальне значення v_{max}	Мінімальне значення v_{min}
Мінімальна напруга відкриття	УФ96046-006	0,096	0,031
	УФ96104-004	0,098	0,041
	УФ96181-006	0,084	0,054
Час відкриття	УФ96046-006	0,186	0,091
	УФ96104-004	0,220	0,116
	УФ96181-006	0,204	0,125

Дослідження масивів значень ФП ЕМК за результатами приймально-здавальних випробувань із застосуванням критеріїв згоди Пірсона і Колмогорова (див. табл. 2.3), дало можливість установити, що *розподіл значень більшості ФП підлягає закону, близькому до нормального*.

Таблиця 2.3

Аналіз типу розподілу функціональних параметрів ЕМК за даними приймально-здавальних випробувань з використанням критеріїв згоди

Позначення виробу	Об'єм вибірки	Функціональний параметр	Закон розподілу	Критерії згоди			
				Пірсона		Колмогорова	
				x_i	$P(x_i)$	I	$P(t)$
1	2	3	4	5	6	7	8
УФ96460-006	40	Напруга закриття	Норм.	1,330	0,99518	0,059	0,99910
			Логн.	8,002	0,43331	0,123	0,58329
			Гамм.	38,245	0,00001	0,104	0,78415
			Верб.	1,1883	0,98440	0,069	0,99163
УФ90070М-006	137	Напруга відкриття	Норм.	0,434	0,99992	0,010	1,00000
			Логн.	10,211	0,25055	0,091	0,20796
			Гамм.	23,720	0,00255	0,048	0,91549
			Верб.	0,809	0,99919	0,019	1,00000

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8
УФ90070М-006	140	Напруга закриття	Норм.	2,853	0,94326	0,030	0,99957
			Логн.	32,348	0,00008	0,126	0,02311
			Гамм.	103,017	0,00001	0,560	0,76873
			Верб.	3,29	0,91483	0,043	0,96137
УФ098186	75	Напруга відкриття	Норм.	6,162	0,62910	0,056	0,97247
			Логн.	69,972	0,00000	0,111	0,31557
			Гамм.	428,917	0,00000	0,068	0,87359
			Верб.	11,127	0,19463	0,052	0,98905
УФ17-113414	55	Час відкриття	Норм.	6,943	0,13891	0,085	0,82161
			Логн.	2,065	0,72388	0,094	0,71455
			Гамм.	4,29	0,36816	0,082	0,85523
			Верб.	3,303	0,50843	0,057	0,99414
УФ90070М-006	84	Напруга відкриття	Норм.	1,122	0,99736	0,034	0,99998
			Логн.	6,279	0,61602	0,093	0,46322
			Гамм.	17,082	0,02926	0,048	0,98997
			Верб.	1,868	0,98479	0,032	1,00000
УФ96369-006- 01	57	Напруга закриття	Норм.	3,364	0,76197	0,076	0,89891
			Логн.	6,564	0,36310	0,144	0,18908
			Гамм.	14,615	0,02347	0,085	0,80360
			Верб.	5,119	0,52865	0,071	0,93283
УФ96369-006- 01	57	Напруга відкриття	Норм.	2,568	0,86077	0,042	0,99996
			Логн.	9,485	0,14810	0,124	0,34758
			Гамм.	29,871	0,00004	0,063	0,97855
			Верб.	2,908	0,82033	0,040	0,99999
УФ098061	43	Напруга закриття	Норм.	2397	0,96636	0,057	0,99906
			Логн.	10,519	0,23049	0,189	0,09372
			Гамм.	127,048	0,00000	0,114	0,62795
			Верб.	13,555	0,09413	0,081	0,93858
УФ96365-006	55	Напруга відкриття	Норм.	1,645	0,99004	0,059	0,97402
			Логн.	9,190	0,32654	0,174	0,03716
			Гамм.	58,110	0,00000	0,113	0,36824
			Верб.	11,075	0,19751	0,083	0,72075

Наведені дані дозволяють вважати припущення щодо закону розподілу функціональних параметрів ЕМК, близьким до нормального, досить обґрунтованим.

Типові залежності лінійної зміни y_i -го ФП клапана з наробітком наведено на рис. 2.5 і рис. 2.6.

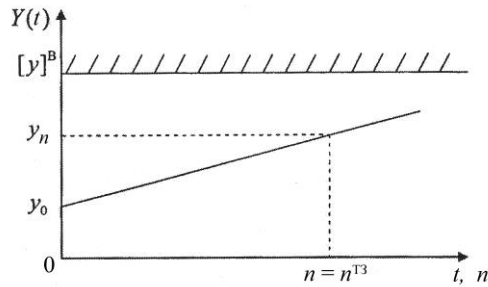


Рис. 2.5. Зміна функціонального параметра $Y(t)$ з напрацюванням у разі його обмеження зверху

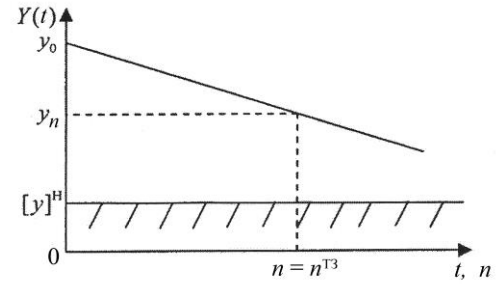


Рис. 2.6. Зміна функціонального параметра $Y(t)$ з напрацюванням у разі його обмеження зверху

Запаси працездатності клапана за y_i -м параметром після n циклів напрацювання визначаються як: у разі обмеження параметра зверху:

$$\Delta y_{i_n} = [y_i]_B^{T3} - m_{y_{in}}; \text{ у разі обмеження параметра знизу: } \Delta y_{i_n} = m_{y_{in}} - [y_i]_H^{T3}.$$

Тоді умова працездатного стану ЕМК має вигляд:

$$\Delta y_{1_n} \geq 0; \Delta y_{2_n} \geq 0; \Delta y_{i_n} \geq 0; \Delta y_{z_n} \geq 0. \quad (2.27)$$

Дослідження змін функціональних параметрів ЕМК, доповнені за результатами відпрацювальних (ресурсних) випробувань, свідчать про те, що вони носять невідновлювальний характер і можуть бути зображені випадковим процесом з монотонними реалізаціями.

В разі обмеження y_i -го ФП клапана зверху (або знизу) оцінка імовірності безвідмовної роботи ЕМК за змінами їх ФП може бути одержана з виразу:

$$P_{y_i}(t, n) = F(u_{y_i}); \quad (2.28)$$

$$u_{y_i} = \frac{[y_i]_B^{T3} - m_{y_{in}}}{\hat{S}_{y_{in}}} = \frac{[y_i]_B^{T3} - m_{y_{in}}}{m_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_B^{T3} \quad (2.29)$$

або

$$u_{y_i} = \frac{\bar{y}_{i_n} - [y_i]_n^{\text{TЗ}}}{\hat{S}_{y_{in}}} = \frac{\bar{y}_{i_n} - [y_i]_n^{\text{TЗ}}}{\bar{y}_{y_n} v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \geq [y_i]_n^{\text{TЗ}} \quad (2.29, a)$$

де $F(\cdot)$ – знак функції нормованого нормального розподілу; u_{y_i} – квантиль розподілу y_i параметра; $m_{y_{in}}$, $\hat{S}_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ – вибіркові оцінки математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і коефіцієнта варіації y_i -го ФП клапана після n циклів відпрацювання.

Аналіз виразів (2.29) і (2.29, a) показує, що на етапі проектування ЕМК, коли $[y_i]_n^{\text{TЗ}} = \text{const}$, оцінка імовірності безвідмовної роботи проектованого клапана залежить від параметрів $m_{y_{in}}$, $\hat{S}_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$.

Вираз (2.29) одержав в літературі назву «рівняння зв'язку» [6, 24].

Таким чином, розподіл випадкових значень y_i -го ФП в t -му перерізі процесу відпрацювання ресурсу (або після n циклів спрацьовувань) визначається параметрами $m_{y_{it}}$, $S_{y_{it}} = v_{y_{it}} m_{y_{it}}$ (або $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}} = v_{y_{in}} m_{y_{in}}$).

Так як параметри розподілу $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ змінюються під дією експлуатаційних навантажень $R_{\text{екс}}^{\Sigma}$ і за кількістю циклів спрацьовувань n , їх можна зобразити у вигляді функцій:

$$m_{y_{in}} = f_{m_{y_i}}(R_{\text{екс}}, n); \quad (2.30)$$

$$v_{y_{in}} = f_{v_{y_i}}(R_{\text{екс}}, n). \quad (2.31)$$

де $R_{\text{екс}}^{\Sigma}$ – сумарні експлуатаційні навантаження різної природи, які викликають невідновлювальні зміни в конструкції клапана.

Параметри розподілу y_i -го ФП після n циклів спрацьовувань можуть бути визначені через їхні початкові значення $m_{y_{i0}}$, $v_{y_{i0}}$ та відповідні прирости $\Delta m_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}}$, $\Delta v_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}}$ унаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацьовування клапана, та дії інших експлуатаційних факторів (інших експлуатаційних навантажень):

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} \left(1 + \frac{\Delta m_{y_{in}}}{m_{y_{i0}}} + \frac{\Delta m_{y_{iR}}}{m_{y_{i0}}} \right) = m_{y_{i0}} \left(1 + \Delta \bar{m}_{y_{in}} + \Delta \bar{m}_{y_{iR}} \right); \quad (2.32)$$

$$v_{y_{in}} = v_{y_{i0}} \left(1 + \frac{\Delta v_{y_{in}}}{v_{y_{i0}}} + \frac{\Delta v_{y_{iR}}}{v_{y_{i0}}} \right) = v_{y_{i0}} \left(1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}} + \Delta \bar{v}_{y_{iR}} \right), \quad (2.33)$$

де $(\Delta m_{y_{in}} / m_{y_{i0}}) = \Delta \bar{m}_{y_{in}}$, $(\Delta m_{y_{iR}} / \bar{m}_{y_{i0}}) = \Delta \bar{m}_{y_{iR}}$ – відносна зміна математичного очікування параметра y_i після n циклів спрацьовувань внаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацьовування клапана, та внаслідок дії за цей час інших експлуатаційних факторів; $(\Delta v_{y_{in}} / v_{y_{i0}}) = \Delta \bar{v}_{y_{in}}$, $(\Delta v_{y_{iR}} / v_{y_{i0}}) = \Delta \bar{v}_{y_{iR}}$ – відносна зміна коефіцієнта варіації параметра y_i після n циклів спрацьовувань внаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацьовування клапана, та внаслідок дії за цей час інших експлуатаційних факторів.

Подальше рішення задачі зводиться до пошуку початкових значень $m_{y_{i0}}$, $v_{y_{i0}}$ та відповідних приростів $\Delta m_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}}$, $\Delta v_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}}$. Ці дані можуть бути знайдені шляхом узагальнення експериментальних даних, одержаних в результаті дослідження виробів-аналогів.

У загальному випадку за даними відпрацювальних та ресурсних випробувань виробів-аналогів для кожного функціонального параметру y_i проектованого ЕМК може бути побудована емпірична функція $v_{y_{in}} = f_{y_{in}}(n)$, яка поєднує коефіцієнт варіації $v_{y_{in}}$ y_i -го ФП клапана з напрацюванням (кількістю циклів спрацьовувань n).

Узагальнення досвіду розробки малогабаритних ЕМК у ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА) показує, що зміни математичного очікування ФП клапанів з електромагнітним приводом з напрацюванням (кількістю циклів спрацьовувань n) можуть бути в першому приближенні описані степеневими або навіть лінійними функціями виду:

а) у разі обмеження y_i параметра зверху:

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n^\beta \quad (2.34)$$

або за $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n; \quad (2.34, a)$$

б) у разі обмеження y_i параметра знизу:

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n^\beta \quad (2.35)$$

або за $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n; \quad (2.35, a)$$

де: k_{y_i} – коефіцієнт, що відображає швидкість зміни y_i -го параметра з напрацюванням; n – напрацювання клапана у циклах; β – показник степені.

Для прогнозування очікуваного значення коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$ y_i -го параметра проектованого клапана після n циклів спрацьовувань слід враховувати тільки ті зміни коефіцієнта варіації, що являють собою негативну тенденцію (збільшення $v_{y_{i0}}$ з напрацюванням n):

$$v_{y_{in}} = v_{y_{i0}} (1 + (\Delta v_{y_{in}} + \Delta v_{y_{iR}}) / v_{y_{i0}}), \quad (2.36)$$

де $(\Delta v_{y_{iR}} + \Delta v_{y_{in}}) / v_{y_{i0}}$ – відносний сумарний приріст коефіцієнта варіації v_{y_i} параметра y_i після n циклів спрацьовувань.

Підставивши знайдені значення $m_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$ у рівняння «зв'язку» (2.29) або (2.29, a) отримаємо

а) для випадку обмеження y_i -го параметра зверху значенням $[y_i]_B^{T3}$:

$$u_{y_{in}}^B = \frac{[y_i]_B^{T3} - [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n^\beta]}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n^\beta]}; \quad (2.37)$$

б) для випадку обмеження y_i -го параметра знизу значенням $[y_i]_H^{T3}$:

$$u_{y_{in}}^H = \frac{[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n^\beta] - [y_i]_H^{T3}}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) [m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n^\beta]}. \quad (2.38)$$

У разі можливості апроксимації зміни математичного очікування параметра y_i і його коефіцієнта варіації v_{y_i} лінійними функціями від кількості циклів спрацьовувань n маємо:

а) для випадку обмеження y_i -го параметра зверху значенням $[y_i]_B^{T3}$:

$$u_{y_{in}}^B = \frac{[y_i]_B^{T3} - [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n]}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n]}; \quad (2.37, a)$$

б) для випадку обмеження y_i -го параметра знизу значенням $[y_i]_H^{T3}$:

$$u_{y_{in}}^H = \frac{[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n] - [y_i]_H^{T3}}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) [m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n]}. \quad (2.38, a)$$

З використанням виразів (2.37), (2.38) або (2.37, a), (2.38, a) для кожного y_i -го ФП клапана може бути виконана оцінка ймовірності невиходу його значення за допустиму межу.

Функціональний параметр, якому відповідає мінімальне значення $P(t)$, може розглядатися як параметр, що лімітує безвідмовність проектованого ЕМК.

Аналогічним чином можуть бути визначені коефіцієнти запасу працездатності проектованого клапану за його вихідними ФП.

Розглянемо випадок обмеження y_i -го ФП зверху.

Приведемо вираз (2.29) до безрозмірної форму, поділивши чисельник і знаменник на $m_{y_{in}}$.

Тоді «рівняння зв'язку» набуде вигляду:

$$u_{y_{in}} = \frac{\eta_{y_{in}} - 1}{v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_B^{T3}. \quad (2.39)$$

Вирішивши рівняння (2.39) відносно $\eta_{y_{in}}$ для граничної умови

$u_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{T3}$, отримаємо:

$$\eta_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{T3} v_{y_{in}} + 1. \quad (2.40)$$

Рівняння (2.40) дає можливість за відомим значенням коефіцієнта варіації y_i -го ФП клапана $v_{y_{in}}$ визначити коефіцієнт запасу працездатності ЕМК після n

циклів напрацювань або коефіцієнт запасу працездатності клапана після виробу ним після виробітку встановленого ресурсу n_p , якщо $n = n_p$.

Тоді початковий запас працездатності клапана за y_i ФП визначиться, як

$$\eta_{y_{i0}} = \eta_{y_{in}} + \Delta\eta_{y_{in}}, \quad (2.41)$$

де $\Delta\eta_{y_{in}} = f(n_{\text{б-ц}})$ – зменшення запасу працездатності клапана за y_i ФП внаслідок експлуатаційних змін технічного стану клапана під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу.

З виразу (2.41) випливає

$$\Delta\eta_{y_{in}} = \eta_{y_{i0}} - \eta_{y_{in}} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}}}{m_{y_{i0}}} - \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}}}{m_{y_{in}}} \quad \text{або} \quad \Delta\eta_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{i0}} m_{y_{in}}}. \quad (2.42)$$

З урахуванням того, що $m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} + k_{y_i} n^\beta$, отримаємо

$$\Delta\eta_{i_n} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}} \cdot k_{y_i} n^\beta}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} \cdot k_{y_i} n^\beta}. \quad (2.42, a)$$

Підставивши у вираз (2.41) вирази (2.40) і (2.42), отримаємо шукане значення запасу працездатності клапана для початкового перерізу процесу $\eta_{y_{i0}}$:

$$\eta_{y_{i0}} = 1 + [u_{y_i}]^{\text{T3}} (v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{in}}) + \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{i0}} m_{y_{in}}}. \quad (2.43)$$

Для випадку, коли зміна математичного очікування параметра y_i близька до лінійного закону $m_{y_{in}} \approx m_{y_{i0}} + k_{y_i} n$, то

$$\Delta\eta_{i_n} \cong \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}} \cdot k_{y_i} n}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} \cdot k_{y_i} n} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}} \cdot k_{y_i} n}{m_{y_{i0}} (m_{y_{i0}} + k_{y_i} n)}. \quad (2.44)$$

Розглянемо випадок обмеження параметра $y_i(t)$ знизу допустимою межею $[y_{iN}]_{\text{Н}}^{\text{T3}}$.

Приведемо вираз (2.38, a) до безрозмірної форму, вводячи параметри:

$$\eta_{y_{in}} = \frac{m_{y_{in}}}{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}; \quad v_{y_{in}} = \frac{\hat{S}_{y_{in}}}{m_{y_{in}}}. \quad (2.45)$$

Після перетворення отримаємо:

$$m_{y_{in}} = \frac{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}}; \quad (2.46)$$

$$\eta_{y_i} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}}. \quad (2.47)$$

Тоді

$$\Delta\eta_{y_i} = \eta_{y_{i0}} - \eta_{y_{in}} = \frac{m_{y_{i0}} - m_{y_{in}}}{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}. \quad (2.48)$$

З огляду на те, що $y_i(t, n)$ являє собою лінійну монотонно-спадну степеневу функцію, запишемо:

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} - k_{y_i} n^{\beta}. \quad (2.49)$$

Підставивши вираз (2.49) у формулу (2.48), отримаємо

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{k_{y_i} n^{\beta}}{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}. \quad (2.50)$$

Тоді шуканий вираз для визначення коефіцієнта запасу $\eta_{y_{i0}}$ визначиться як

$$\eta_{y_{i0}} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}} + \frac{k_{y_i} n^{\beta}}{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}. \quad (2.51)$$

Для випадку, коли зміна математичного очікування параметра y_i близька до лінійного закону $m_{y_{in}} \approx m_{y_{i0}} - k_{y_i} n$, то

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{k_{y_i} n}{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}; \quad (2.52)$$

$$\eta_{y_{i0}} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}} + \frac{k_{y_i} n}{[y_i]_{\text{H}}^{T3}}. \quad (2.53)$$

Таким чином, для визначення параметричного коефіцієнта запасу $\eta_{y_{i0}}$ за y_i -м ФП клапана на етапі проектування необхідні наступні статистичні дані:

відомості про вихідне значення математичного очікування $m_{y_{i0}}$ й коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$; дані щодо прогнозованих значень $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ у перерізі процесу, що відповідає наробітку n ; відомості про характер зміни ФП із наробітком $m_{y_{in}} = f(n)$.

2.3. Математичне моделювання працездатності гумового ущільнення електромагнітного клапана

Для обґрунтування теоретичних основ визначення запасів працездатності електромагнітних клапанів на етапі проектування проведено математичне моделювання особливостей робочих процесів клапана. Такими процесами є динамічне переміщення клапана із врахуванням характеристики гумового ущільнення. Дані процеси досліджені шляхом математичного моделювання динамічних властивостей гумового ущільнення. Гумова поверхня подана у вигляді лінійного пружно-текучого тіла. Розглянуті різні моделі пружно-текучого тіла (рис. 2.7).

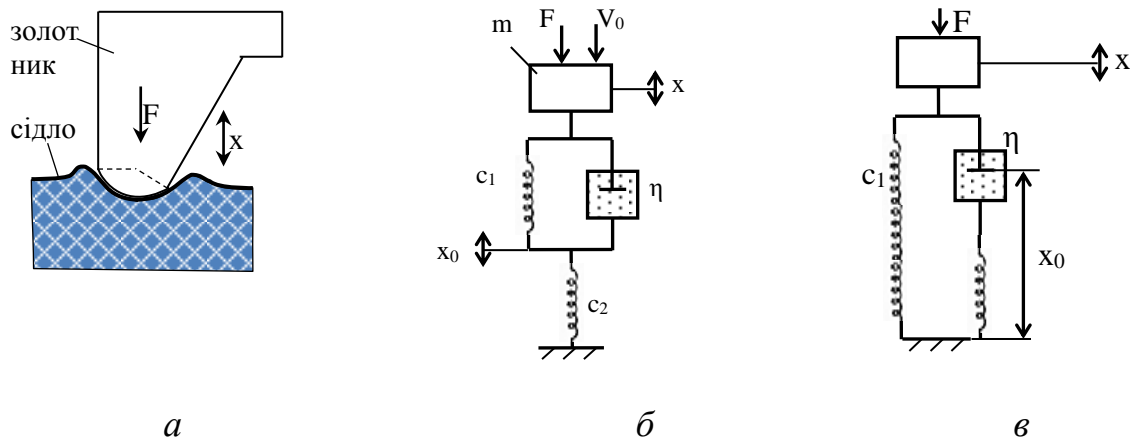


Рис. 2.7. Динамічні моделі для визначення властивостей динамічних деформацій гумової поверхні як лінійного пружно-текучого тіла: *a* – схема деформації гумової поверхні; *б, в* – різновиди динамічних моделей гумової поверхні

Для наведених моделей (рис. 2.7 *б* і *в*) згідно положень теорії пластичності [85] записано рівняння яке враховує пружні і дисипативні характеристики пружно-текучого тіла, що має вигляд:

$$F + \theta \frac{dF}{dt} = cx + H\theta \frac{dx}{dt} \quad (2.54)$$

де F - зусилля взаємодії золотника і сідла; x – переміщення золотника клапана; $c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$ – узагальнена жорсткість гумової поверхні золотника; c_1 і c_2 – складові жорсткості ; $\theta = \frac{\eta}{c_1 + c_2}$ – дисипативний коефіцієнт; $H=c_2$ – параметр жорсткості поверхні.

Недоліком наведених моделей є наявність статичної залежності між силою і переміщенням. Це не дає можливості врахувати зміни форми (просадки) гумової поверхні. Тому більш раціональною є модель, яка враховує текучість матеріалу (гуми) (рис. 2.8).

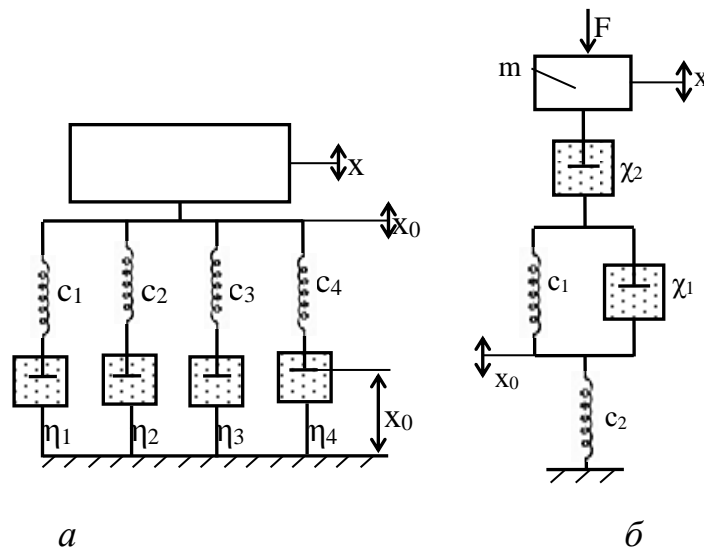


Рис. 2.8. Динамічна модель деформації гумового ущільнення (а) та вдосконалена динамічна модель гумового ущільнення як пружного текучого тіла, яка враховує текучість та релаксацію форми поверхні гуми (б)

В даній моделі дисипативні коефіцієнти η_1, \dots, η_4 та коефіцієнти жорсткості c_1, \dots, c_4 змінюються випадковим чином. Наведена модель вдосконалена розділенням дисипативних властивостей гумової поверхні із врахуванням механізму релаксації. Відповідно уточнено вибрану динамічну модель деформації гуми.

Для даної моделі встановлено диференціальний зв'язок зусилля і переміщення у вигляді рівняння:

$$\chi_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + c_1 \frac{dx}{dt} = \frac{\chi_1}{c_2} \frac{d^2 F}{dt^2} + \left(1 + \frac{\chi_1}{\chi_2} + \frac{c_1}{c_2}\right) \frac{dF}{dt} + \frac{c_1}{\chi_2} F, \quad (2.55)$$

де x - переміщення золотника клапана при його взаємодії із гумовим сідлом; χ_1, χ_2 - дисипативні коефіцієнти, що визначають втрати енергії в гумовому ущільненні; c_1, c_2 - параметри жорсткості гумового ущільнення; F – зусилля взаємодії золотника із гумовою поверхнею.

До наведеного рівняння додано рівняння динамічного переміщення рухомих мас клапана:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = (F_0 + c_0 x) - F, \quad (2.56)$$

де m - маса рухомих частин клапана; F_0 - зовнішнє зусилля, яке діє на золотник; c_0 - еквівалентна жорсткість гумового ущільнення ($c_0^{-1} = c_1^{-1} + c_2^{-1}$).

Із рівняння динамічного переміщення рухомих мас клапана визначено динамічне зусилля, яке діє з боку золотника на гумове сідло:

$$F = F_0 - c_0 x - m \frac{d^2 x}{dt^2}. \quad (2.57)$$

Із даної залежності шляхом диференціювання. Визначено похідні зусилля в часі:

$$\frac{dF}{dt} = -c_0 \frac{dx}{dt} - m \frac{d^3 x}{dt^3}, \quad \frac{d^2 F}{dt^2} = -c_0 \frac{d^2 x}{dt^2} - m \frac{d^4 x}{dt^4}. \quad (2.58)$$

Після підстановки динамічного зусилля в рівняння деформацій гуми визначено загальне рівняння яке визначає переміщення золотника клапана при його взаємодії з гумовим сідлом:

$$\frac{\chi_1 m}{c_2} \frac{d^4 x}{dt^4} + \left(1 + \frac{\chi_1}{\chi_2} + \frac{c_1}{c_2}\right) \frac{d^3 x}{dt^3} + \left[\frac{\chi_1}{c_2} c_0 + \frac{c_1}{\chi_2} m + \chi_1\right] \frac{d^2 x}{dt^2} + \left[\left(1 + \frac{\chi_1}{\chi_2} + \frac{c_1}{c_2}\right) c_0\right] \frac{dx}{dt} + c_0 x = K_0 F_0(t) \quad (2.59)$$

Дане лінійне диференціальне рівняння перетворено по Лапласу і визначена передавальна функція гумового ущільнення як пружно-текучого тіла:

$$\frac{X(s)}{F_0(s)} W(s) = \frac{K_0}{T_4 s^4 + T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_1 s + 1}, \quad (2.60)$$

де постійні часу передавальної функції визначено через параметри ущільнення згідно залежностей:

$$T_4 = 4 \sqrt{\frac{\chi_1 m}{c_2}}, \quad T_3 = 3 \sqrt{1 + \frac{\chi_1}{\chi_2} + \frac{c_1}{c_2}}, \quad T_2 = 2 \sqrt{\frac{\chi_1}{c_2} c_0 + \frac{c_1 m}{\chi_2} + \chi_1}, \quad T = \left(1 + \frac{\chi_1}{\chi_2} + \frac{c_1}{c_2}\right) c_0 + c_1. \quad (2.61)$$

Відповідно передавальній функції знайдена блок-схема математичної моделі ущільнення (рис. 2.9 а).

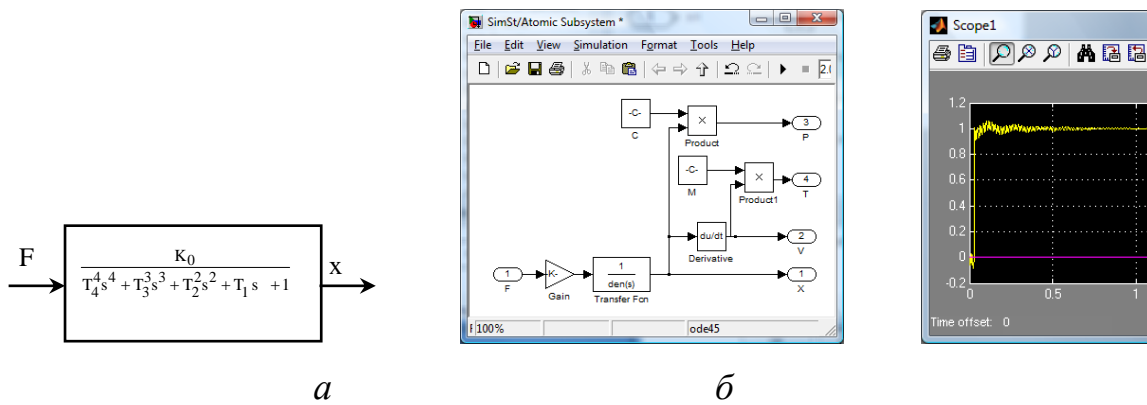


Рис. 2.9. Структурна модель деформації ущільнення подана у вигляді блока (а), реалізація математичної моделі у вигляді структури (б) та результати моделювання динамічних переміщень золотника клапана при його взаємодії з гумовим сідлом (в)

Даний блок використано при побудові структурної моделі в системі Simulink пакету Matlab (рис. 2.9 б).

Переміщення рухомих деталей клапана під дією сили моделюється модулем Transfer Fcn. Додатково в структурній моделі визначається швидкість переміщення рухомих деталей клапана. Дані параметри служать для розрахунку енергетичних параметрів клапана, зокрема кінетичної енергії рухомих деталей клапана та потенціальної енергії деформації гумового ущільнення.

По розробленій моделі проведені розрахунки динамічних переміщень золотника клапана при його взаємодії з гумовим сідлом. Динамічні переміщення відповідають різко змінному процесу з низькочастотною та високочастотною складовими (рис. 2.9 в).

Із результатів розрахунків випливає, що взаємодія золотника із сідлом супроводжується коливальним процесом незначної амплітуди. Частота коливань складає близько 200 Гц, а коливальність (число повних коливань за час перехідного процесу) складає 3...4, максимальне перерегулювання 5...15%, час перехідного процесу складає 0,01...0,02 с.

Для підтвердження достовірності розрахунків по розробленій моделі проведені експериментальні виміри переміщення золотника клапана при його закритті. Для визначення динамічних переміщень штока клапана 2 використано індукційний вимірювач 3 із спеціальною системою вимірів (рис. 2.10 а).

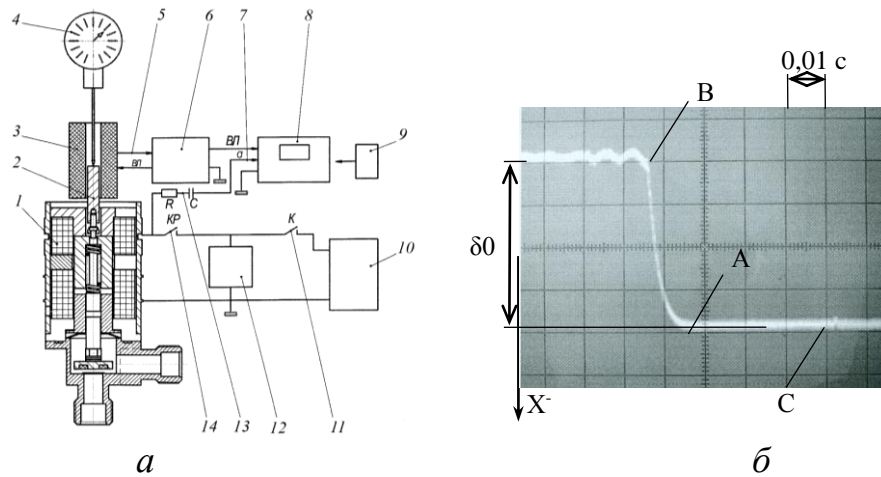


Рис. 2.10. Схема установки для вимірів переміщення клапана при його закритті і відкритті (*a*) та експериментально визначені переміщення клапана при його закритті (*б*)

Система вимірів агрегована із системою включення електромагніта клапана. При цьому реєструється як включення електромагніта клапана. За допомогою установки виміряні осцилограми переміщення клапана, зокрема при його взаємодії з гумовим сідлом (рис. 2.10 *б*).

Закриття клапана відповідає ділянці АВ, а взаємодія гумової поверхні з тороподібним сідлом відповідає ділянці ВС експериментальної осцилограми. На осцилограмі при закритті клапана спостерігаються коливання незначної амплітуди. Проведено порівняння експериментально визначеної осцилограми із розрахунковим перехідним процесом. Із порівняння теорії з розрахунком випливає їх кількісна і якісна подібність. Це значить, що експериментальні виміри підтвердили адекватність математичної моделі. Розроблена математична модель взаємодії тороподібного виступа із поверхнею гумового ущільнення використана при математичному моделюванні процесів відкриття і закриття клапана. При цьому визначені енергетичні характеристики переміщення рухомих деталей клапана.

2.4. Математичне моделювання енергетичних характеристик переміщення рухомих деталей клапана

Для визначення енергетичних характеристик застосовані методи математичного моделювання. Шляхом аналізу конструктивної схеми клапана (рис. 2.11 *а*) розроблена його динамічна модель.

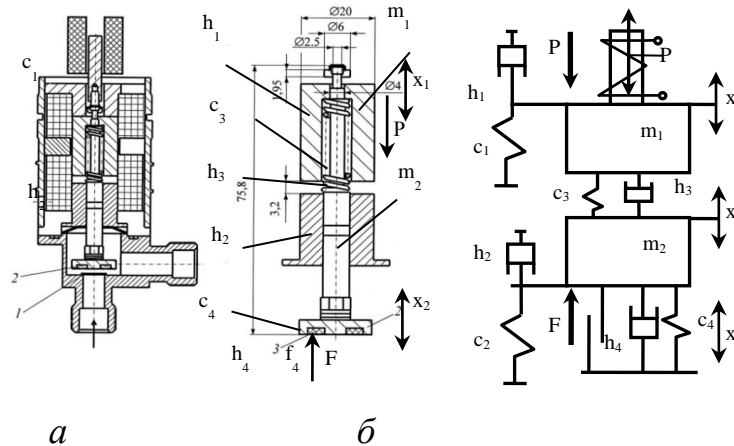


Рис. 2.11. Конструктивна схема рухомих частин клапана: *а*, - перетин клапана; *б* – виділення окремих рухомих частин клапана; *в* - динамічна модель рухомих частин клапана

Рухомі частини клапана мають масу m_1 , яка переміщується під дією магнітних сил (рис. 2.11 *б*). Разом з нею переміщується шток, на якому встановлено золотник клапана. Маса штока m_2 підпружинена відносно маси m_1 . Переміщення x_1 , x_2 окремих мас визначаються в абсолютній системі координат.

На схемі позначено жорсткості основних елементів $c_1 - c_4$ та дисипативні коефіцієнти $h_1 - h_4$. Згідно конструктивної схеми побудована динамічна модель рухомих частин клапана (рис. 2.11 *в*).

Динамічна модель включає дві маси m_1 та m_2 з'єднані пружно-дисипативними зв'язками c_3 , h_3 . Реакція гумової поверхні F визначена через переміщення запірного органа клапана згідно розробленої раніше моделі пружно-текучого тіла. Дисипативні коефіцієнти h_1 , h_2 визначають сили опору, що мають місце при переміщенні мас m_1 та m_2 в абсолютній системі координат. Коефіцієнти жорсткості c_1 та c_2 описують лінійні складові деформативних сил, а коефіцієнт жорсткості c_4 і дисипативний коефіцієнт h_4 описують нелінійні властивості гумового ущільнення. Математична модель системи, яка включає

дві ступені вільності побудована на основі енергетичних співвідношень у вигляді рівнянь Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} - \frac{\partial R}{\partial q_j} + Q_j, \quad j=1,2, \quad (2.62)$$

де ступені вільності $j=1,2$ відповідають переміщенням рухомих мас клапана x_1 та x_2 .

В рівняння Лагранжа 2-го роду позначена загальна кінетична T та потенціальна енергія Π системи.

Втрата енергії визначена через дисипативну функцію R .

Загальна кінетична енергія динамічної системи рухомих мас клапана визначена у вигляді:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2} m_2 \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2. \quad (2.63)$$

Частинні похідні кінетичної енергії визначені шляхом диференціювання:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \frac{dx_1}{dt}, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \frac{dx_2}{dt}, \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0. \quad (2.64)$$

Похідні в часі від частинних похідних кінетичної енергії:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2}. \quad (2.65)$$

Загальна потенціальна енергія динамічної системи визначена через переміщення та коефіцієнти жорсткості у вигляді:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + c_3 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} (c_2 + c_4) x_2^2. \quad (2.66)$$

Дана залежність перетворена до загального виду. Перетворений вираз потенціальної енергії динамічної системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[(c_1 + c_3) x_1 x_1 - c_3 x_1 x_2 - c_3 x_2 x_1 + (c_2 + c_4 + c_3) x_2 x_2 \right] = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 c_{ij} x_i x_j.$$

Частинні похідні потенціальної енергії знайдені шляхом диференціювання:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = (c_1 + c_3) x_1 + c_3 x_2 = \sum_{j=1}^2 c_{1j} x_j, \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = -c_3 x_1 + (c_2 + c_4 + c_3) x_2 = \sum_{j=1}^2 c_{2j} x_j.$$

Дисипативна функція системи:

$$R = \frac{1}{2} h_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} h_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} (h_3 + h_4) \dot{x}_2^2. \quad (2.67)$$

Частинні похідні дисипативної функції по швидкостям переміщення окремих мас:

$$\begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_1} &= h_1 \dot{x}_1 + h_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = (h_1 + h_3) \dot{x}_1 - h_3 \dot{x}_2, \\ \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_2} &= -h_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + (h_3 + h_4) \dot{x}_2 = -h_3 \dot{x}_1 - h_3 \dot{x}_2 + (h_3 + h_4) \dot{x}_2. \end{aligned} \quad (2.68)$$

Із рівнянь Лангранжа другого роду після підстановки значень похідних одержано систему звичайних диференціальних рівнянь, які описують динамічні переміщення мас:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (h_1 + h_3) \frac{dx_1}{dt} + (c_1 + c_3) x_1 = P + c_3 x_2 + h_3 \frac{dx_2}{dt} \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + (h_2 + h_4) \frac{dx_2}{dt} + f_4 \frac{dx_2}{dt} + (c_2 + c_4) x_2 = -F + c_3 x_1 + h_3 \frac{dx_1}{dt} \end{cases}, \quad (2.69)$$

де P – сила, яка діє на масу m_1 клапана з боку електромагніта; F – сила, з якою гумове сидло діє на масу m_2 клапана.

Здійснено перетворення системи рівнянь по Лапласу і одержано:

$$\begin{cases} (T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1) X_1(s) = K_p P(s) + K_1 (1 + \tau_1 s) X_2(s) \\ (T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1) X_2(s) = K_F F(s) + K_2 (1 + \tau_2 s) X_1(s) \end{cases}. \quad (2.70)$$

В дану систему рівнянь входять зображення по Лапласу динамічних зусиль, які діють на окремі маси клапана.

Для замикання одержаної системи використано рівняння деформації гумового сидла як пружно-текучого тіла.

Перетворення по Лапласу рівняння деформації гумового сидла одержано із диференціального рівняння лінійного пружно-текучого тіла (*). Остаточного воно записано у вигляді:

$$(T_3^2 s^2 + T_4 s) X_2(s) = (T_5^2 s^2 + T_6 s + 1) F(s), \quad (2.71)$$

$$\text{де } T_3 = \frac{\chi_1 \chi_2}{c_1}; \quad T_4 = \chi_2; \quad T_5 = \frac{\chi_1 \chi_2}{c_1 c_2}; \quad T_6 = \left(1 + \frac{\chi_1}{\chi_2} + \frac{c_1}{c_2} \right) \cdot \frac{\chi_2}{c_1}.$$

Із даного рівнянь визначено зображення по Лапласу сили динамічної взаємодії тороподібного виступа із гумовим сидлом:

$$F(s) = \frac{(T_3^2 s^2 + T_4 s)}{(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1)} X_2(s). \quad (2.72)$$

Після підстановки значення зусилля в друге рівняння системи рівнянь динамічних переміщень окремих мас клапана одержимо:

$$\left[T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1 - K_F \frac{T_3^2 s^2 + T_4 s}{T_5^2 s^2 + T_6 s + 1} \right] X_2(s) = K_2 (1 + \tau_2 s) X_1(s). \quad (2.73)$$

Звідси визначається взаємний зв'язок переміщень окремих мас клапана:

$$X_1(s) = \frac{\left[T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1 - K_F \frac{T_3^2 s^2 + T_4 s}{T_5^2 s^2 + T_6 s + 1} \right]}{K_2 (1 + \tau_2 s)} X_2(s),$$

$$X_2(s) = \frac{K_2 (1 + \tau_2 s)}{\left[T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1 - K_F \frac{T_3^2 s^2 + T_4 s}{T_5^2 s^2 + T_6 s + 1} \right]} X_1(s), \quad (2.74)$$

Після підстановки даних значень в перше рівняння системи одержимо залежність динамічних переміщень мас клапана від динамічного навантаження на клапан з боку електромагніта. Остаточно:

$$X_1(s) = \frac{K_p}{(T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1) \left[T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1 - K_F \frac{T_3^2 s^2 + T_4 s}{T_5^2 s^2 + T_6 s + 1} \right]} \frac{K_1 (1 + \tau_1 s) \cdot K_2 (1 + \tau_2 s)}{K_1 (1 + \tau_1 s)} P(s),$$

$$X_2(s) = \frac{K_p}{(T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1) \left[T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1 - K_F \frac{T_3^2 s^2 + T_4 s}{T_5^2 s^2 + T_6 s + 1} \right] - K_1 (1 + \tau_1 s)} P(s). \quad (2.75)$$

Дана залежності визначають зображення по Лапласу переміщення окремих мас клапана. На основі наведених співвідношень розроблена структурна модель динамічних переміщень окремих мас клапана при його спрацюванні. Модель має вигляд аналогічній моделі, наведеній на рис. 2.12, в якій блок Transfer Fcn включає в себе передавальні функції:

$$W_{1p}(s) = X_1(s)/P(s), \quad W_{2p}(s) = X_2(s)/P(s). \quad (2.76)$$

Структурна модель послужила основою для визначення переміщення клапана при відкритті. Розв'язок системи рівнянь здійснено в системі Simulink

пакету Matlab. Визначено переміщення золотника клапана при його відкритті (рис. 2.12 *a*).

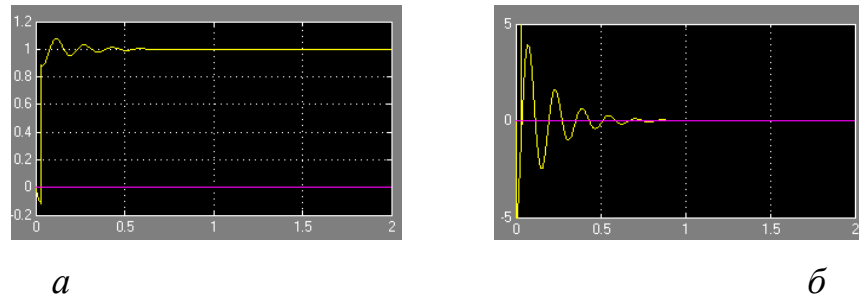


Рис. 2.12. Результати моделювання процесу переміщення золотника при його відкритті (*a*) та швидкість переміщення золотника клапана при його відкритті (*б*)

Переміщення золотника відповідає руху маси m_2 клапана і відповідно визначено залежністю:

$$x_2(t) = L^{-1}[X_2(s)],$$

де символом L^{-1} позначено зворотнє зображення Лапласа величини $X_2(s)$.

Переміщення золотника має вигляд перехідного процесу коливального виду з пере регулюванням, яке не перевищує 10% і коливальністю (числом повних коливань за час перехідного процесу $\chi=2\dots3$). Із використанням розробленої моделі знайдені кінематичні характеристики переміщень рухомих мас клапана. Зокрема визначена швидкість руху золотника.

Швидкість переміщення золотника змінюється по гармонічному закону із затуханням на протязі 3...4-х коливань. Для підтвердження достовірності моделі виконано порівняння результатів моделювання з експериментальними вимірами (рис. 2.13).

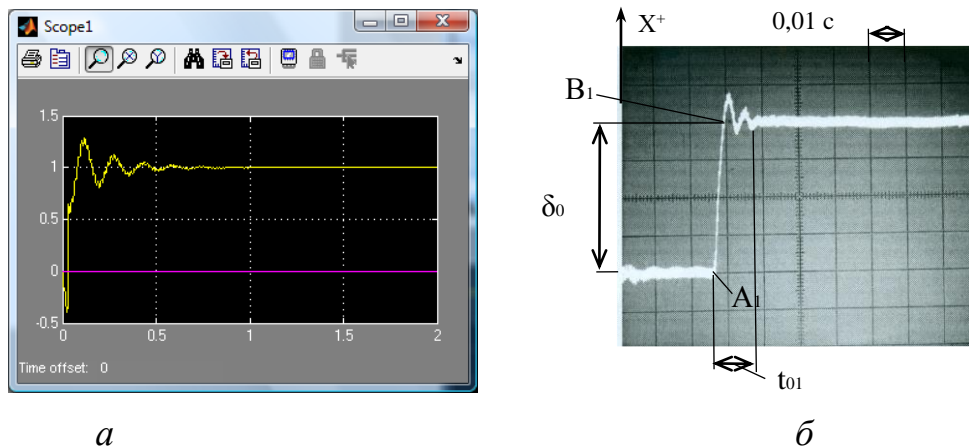


Рис. 2.13. Порівняння результатів розрахунку переміщення клапана (*a*) із експериментальними даними (*б*)

Із порівняння розрахунку з експериментом випливає, що розроблена модель відповідна експериментальним даним. Встановлено, що процес відкриття клапана є коливальним. Його коливальність (число повних коливань складає 2...4). Максимальне пере регулювання 5...15%. Розроблена математична модель використана при дослідженнях енергетичних характеристик рухомих частин клапана.

Встановлені енергетичні критерії спрацювання клапана. Для цього із розв'язку системи знайдено зв'язок параметрів динамічної системи через передавальні функції:

$$X_1(s) = W_{1p}(s)P(s), \quad X_2(s) = W_{2p}(s)P(s). \quad (2.77)$$

По передавальним функціям знайдені частотні і перехідні характеристики. Одержані частотні передавальні функції системи:

$$s \rightarrow i\omega, \quad i = \sqrt{-1}, \quad W_{1p}(j\omega), \quad W_{2p}(i\omega).$$

Дійсні амплітудно-частотні характеристики:

$$U_1(\omega) = \text{Re}[W_1(i\omega)], \quad U_{21}(\omega) = \text{Re}[W_2(i\omega)]. \quad (2.78)$$

Із використанням частотних характеристик знайдені розрахункові перехідні процеси клапана. Перехідні функції визначають переміщення при ступінчастій зміні електромагнітної сили:

$$P = P_a \cdot 1(t) = P_a \begin{cases} 1 & \text{при } t \geq 0 \\ 0 & \text{при } t < 0 \end{cases},$$

де P_a - максимальне значення електромагнітних сил, що діють на рухомі деталі клапана.

Переміщення окремих мас клапана під дією ступінчастої електромагнітної сили визначені через дійсні амплітудно-частотні характеристики згідно формул:

$$X_1(t) = \frac{2P_a}{\pi} \int_0^{\infty} U_1(\omega) \frac{\sin\omega t}{\omega} d\omega, \quad X_2(t) = \frac{2P_a}{\pi} \int_0^{\infty} U_2(\omega) \frac{\sin\omega t}{\omega} d\omega. \quad (2.79)$$

На основі даних залежностей розраховані перехідні функції клапана (рис. 2.14).

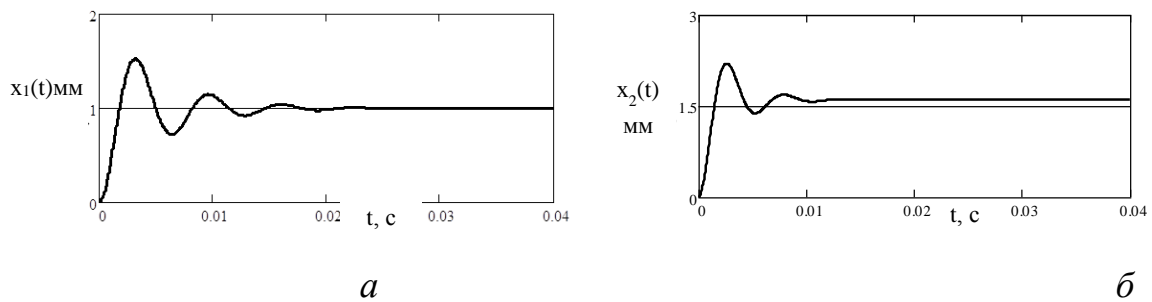


Рис. 2.14. Розрахунки динамічних переміщень клапана при відкритті:
a – динамічні переміщення окремих маси m_1 ; *б* – динамічні переміщення маси m_2

Діапазони переміщення окремих мас клапана є різними. Динамічні переміщення золотника клапана (рис. 2.14 *б*) в 1,5 раз більші переміщення маси m_1 . Цим забезпечується надійна робота клапана при його відкритті та закритті. Коливальність перехідного процесу переміщення золотника суттєво менша коливальності при переміщенні маси m_1 .

На основі визначених перехідних функцій переміщення окремих мас визначено їх взаємний зв'язок при виході золотника клапана в позицію при повному відкритті. Фазова діаграма переміщень при відкритті клапана зосереджується в межах еліптичної ділянки E_x (рис. 2.15 *a*).

Розміри вісей еліпса співвідносяться між собою:

$$a_E / b_E \approx 1,3.$$

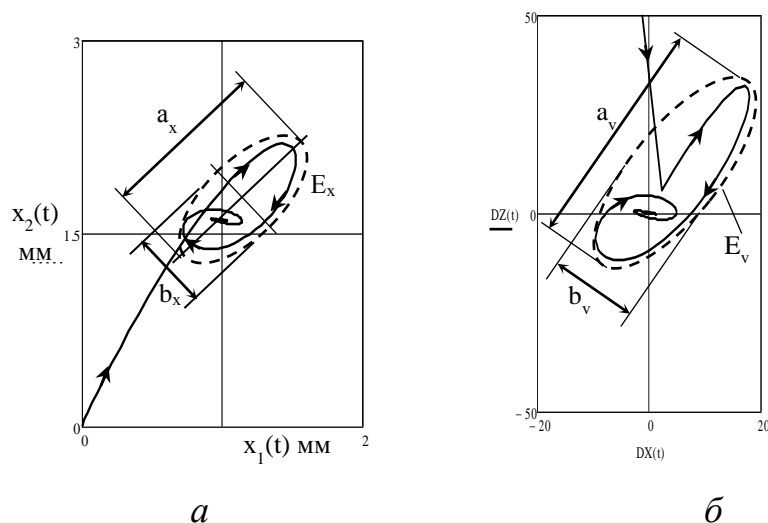


Рис. 2.15. Взаємний зв'язок переміщень золотника і маси m_1 при виході клапана в позицію при його відкритті (*a*) та фазовий портрет швидкостей переміщень окремих мас клапана (*б*)

Це означає, що коливання золотника клапана є більш інтенсивними, ніж коливання маси m_1 . Фаза коливань окремих мас змінюються, а відповідно різниця фаз має тенденцію до пропорційного росту в часі.

На основі розрахункових переміщень мас m_1 , m_2 шляхом диференціювання, знайдені їх швидкості. Вони являють собою коливальні процеси із затуханням (рис. 2.16).

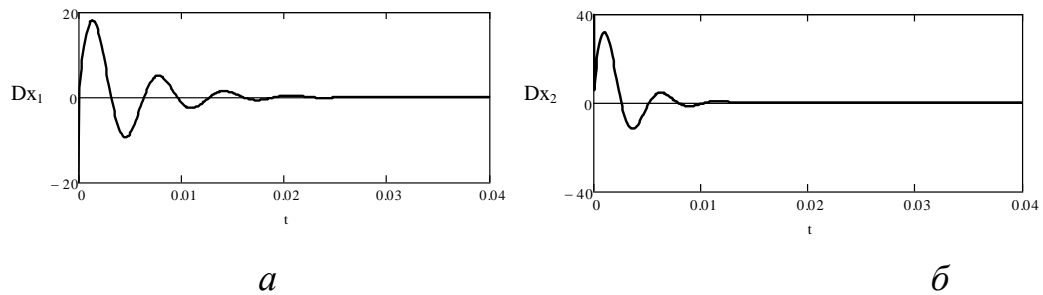


Рис. 2.16. Розрахункові значення швидкостей переміщень окремих мас клапана: *a* – швидкість маси m_1 ; *б* – швидкість переміщення золотника (маса m_2)

Дані процеси визначають імпульсні характеристики клапана для переміщень мас m_1 та m_2 . Максимальна швидкість золотника в 1,3...1,5 разів перевищує максимальну швидкість маси m_1 . Суттєво нижчою є і коливальність імпульсної характеристики золотника. Вона складає 1,5...2 повних коливання. В той час, як коливальність маси m_1 сягає 2,5...3,5. Період коливань коливань маси m_1 в 1,2...1,3 раз.

Із використанням розрахункових переміщень і швидкостей знайдено фазовий портрет швидкостей переміщення окремих мас клапана (див. рис. 2.15 б).

Фазовий портрет зосереджується в межах еліптичної ділянки E_v (показана пунктиром). Із аналізу фазового портрета випливає, що частотний склад коливань окремих мас є близьким. Це є передумовою появи параметричних коливань. Співвідношення вісей еліптичної ділянки $a_v/b_v \approx 2..2,5$. Особливістю фазового портрета є різкі зміни годографа кривої при послідовному рості різниці фаз складових швидкостей окремих мас клапана.

Визначені кінематичні характеристики переміщення окремих мас клапана послужили основою для визначення енергетичних параметрів динамічної системи. Зокрема, визначено енергетичні характеристики окремих складових динамічної системи клапана.

Шляхом розрахунку встановлена зміна в часі кінетичної та потенціальної енергії при динамічних переміщеннях клапана (рис. 2.17).

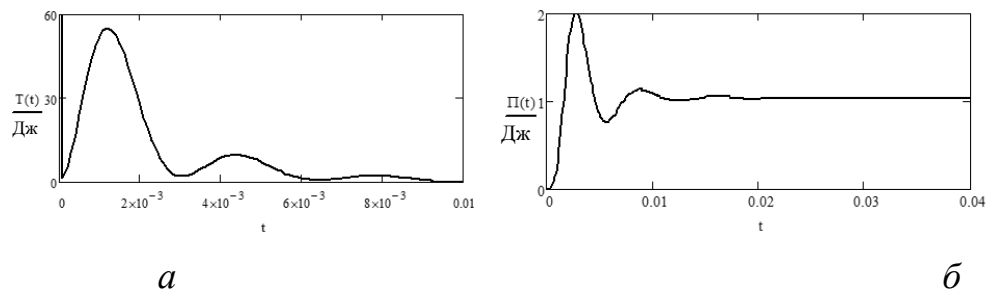


Рис. 2.17. Зміни в часі кінетичної (а) та потенціальної (б) енергії динамічної системи клапана

Встановлено, що максимальна кінетична енергія в 20...30 разів перевищує потенціальну енергію. Дисипація енергії має місце в основному на протязі першого циклу коливань. Це обумовлено значними швидкостями переміщень окремих мас клапана на початку перехідного процесу.

На основі встановлених змін в часі кінематичної і потенціальної енергії.

Встановлено взаємну залежність складових механічної енергії клапана. Годограф взаємозалежності складових енергії являє собою складну криву, яка асимптотично наближається до нуля (рис. 2.18 а).

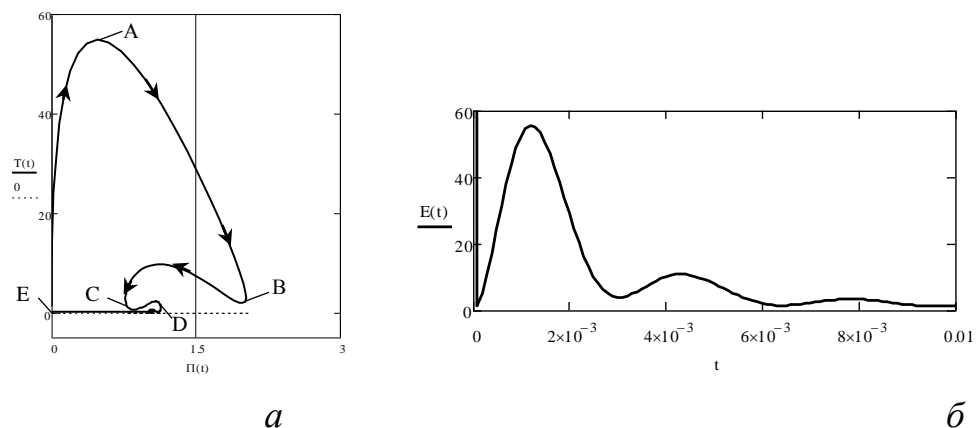


Рис. 2.18. Взаємозалежність кінетичної та потенціальної енергії динамічної системи клапана (а) та розрахункові зміни в часі повної енергії динамічної системи клапана (б)

В процесі спрацювання клапана спочатку має місце ріст кінетичної енергії відносно потенціальної. Це відбувається при розгоні рухомих мас клапана під дією електромагнітних сил. Рівноважний стан досягається в точці А, де зміни кінетичної енергії не залежать від зміни потенціальної енергії. В подальшому (ділянка АВ) від'ємний тренд зміни кінетичної енергії відносно потенціальної. Це пояснюється дією дисипативних сил, що приводить до різкого зниження кінетичної енергії системи. Зменшення потенціальної енергії має місце на ділянці ВС із деякими коливаннями на ділянці CD. Зміни складових енергії системи на ділянці BE є незначними і не впливають суттєво на енергетику системи.

Встановлено загальні енергетичні характеристики динамічної системи клапана.

Повна механічна енергія визначена як сума кінетичної $T(t)$ та потенціальної $\Pi(t)$ енергій і залежить від часу:

$$E(t)=T(t)+\Pi(t). \quad (2.79)$$

Повна механічна енергія зазнає періодичних змін і падає в часі при відкритті клапана (див. рис. 2.18 б).

Максимальне значення повної енергії відповідає максимуму кінетичної енергії і досягається при розгоні рухомих деталей клапана дією електромагнітних сил. Враховуючи, що кінетична енергія рухомих мас набагато менша потенціальної енергії, зміни повної енергії динамічної системи клапана в цілому подібні змінам кінетичної енергії.

Важливою енергетичною характеристикою системи є різниця енергій (функція Лагранжа). Функція Лагранжа визначена як різниця кінетичної та потенціальної енергій:

$$L(t)=T(t)-\Pi(t).$$

Розрахункове значення функції Лагранжа в цілому подібне до розрахункового значення кінетичної енергії. Має місце періодичний ріст і спад до нуля функцій Лагранжа (рис. 2.19 а).

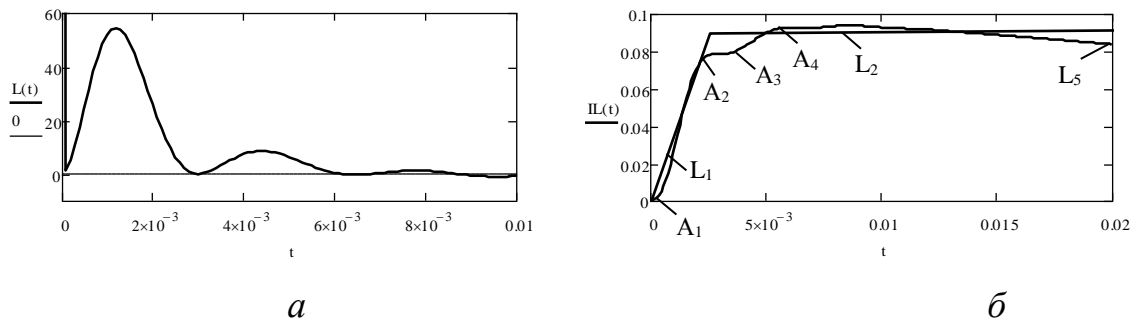


Рис. 2.19. Зміни в часі різниці кінетичної та потенціальної енергії (функції Лагранжа) (а) та результати обчислень інтегральної характеристики функції Лагранжа (б)

Головний максимум функції Лагранжа співпадає з головним максимумом кінетичної енергії, а вигляд функції Лагранжа в цілому відповідає графіку залежності кінетичної енергії від часу.

Важливою енергетичною характеристикою системи є сумарний ріст функції Лагранжа, що є інтегральною характеристикою зміни складових повної енергії.

Інтегральна характеристика функції Лагранжа при спрацюванні клапана визначена у вигляді інтеграла:

$$\Pi L = \int_0^t L(t) dt, \quad (2.80)$$

Результати обчислення інтеграла визначають монотонно зростаючий процес із обмеженням зверху (див. рис. 2.19 б).

Основний ріст інтегральної характеристики має місце в початковий момент спрацювання клапана. Ступінь росту характеристики на даній ділянці (ділянка A_1A_2) приблизно однакова, а сама характеристика блузка до лінійної. В подальшому значення характеристики близьке до постійного із невеликими відмінностями на ділянках A_2A_3 та A_3A_4 . Дані зміни є несуттєвими, тому можна прийняти закон зміни інтегральної характеристики у вигляді ламаної лінії L_1L_2 .

Встановлено співвідношення між енергетичними характеристиками динамічної системи клапана. Годограф кривої, яка встановлює зв'язок повної енергії системи і функції Лагранжа, розташовується в межах вузької полоси (рис. 2.20).

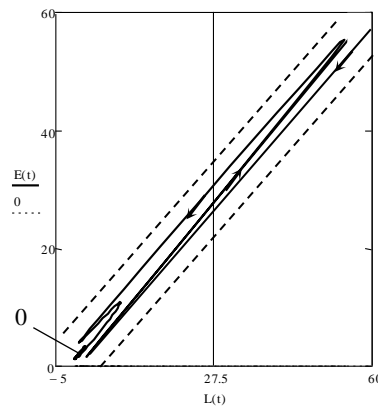


Рис. 2.20. Взаємозв'язок повної енергії і функції Лагранжа

Подібне розташування кривої обумовлене превалюючим впливом кінетичної енергії системи над потенціальною енергією. Зигзагоподібний вигляд взаємного зв'язку енергетичних характеристик дає можливість описати вказаний зв'язок неоднозначною лінійною залежністю.

В результаті дослідження енергетичних процесів у динамічній системі клапана встановлено, що енергетичні критерії прогнозування працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів повинні базуватися на аналізі кінетичної енергії, яка є визначальною характеристикою процесу відкриття клапана. Показано, що дисипація енергії в динамічній системі клапана відбувається циклічно з періодичною інтенсифікацією. Основні дисипативні процеси мають місце на 1-му та другому циклах. Дисипація енергії суттєво знижує рівень кінетичної, а відповідно і рівень повної енергії системи.

Висновки

Підсумовуючи результати наведених досліджень можна зробити наступні узагальнювальні висновки:

1. Проаналізовано вимоги до експлуатаційної надійності малогабаритних ЕМК систем обладнання авіакосмічної техніки, що висуваються за ТЗ або ТУ на проєктований виріб, на підставі яких розроблено алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проєктування, який враховує можливі зміни технічного стану клапанів в процесі виробітку ресурсу.

2. Розроблено математичну модель і отримано аналітичні залежності для визначення запасів працездатності стрижневих елементів ЕМК від втомного

руйнування під дією експлуатаційних навантажень. Отримані аналітичні залежності можуть бути використані для визначення граничного рівня питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного привода клапана, що проектується.

3. Визначені за розробленим підходом параметричні запаси працездатності ЕМК дозволяють обґрунтувати на етапі проектування необхідні вихідні (початкові) значення y_{i_0} параметрів проектного клапана перед початком регулярної експлуатації з урахуванням вимог ТЗ (ТУ) щодо його експлуатаційної надійності.

4. В результаті математичного моделювання процесу взаємодії рухомих мас клапана із гумовим сідлом встановлено, що процес взаємодії характеризується низькочастотними коливаннями незначної амплітуди та має високочастотну складову, що обумовлює процес дисипації енергії.

5. При відкритті клапана має місце високочастотний коливальний процес, що включає 2...4 коливання, амплітуда яких сягає 25% від загального переміщення рухомих мас клапана. Це відображає превалюючий вплив кінетичної енергії рухомих мас на працездатність електромагнітного клапана.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ І ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ ПІД ЧАС ВИРОБІТКУ РЕСУРСУ

Основні результати даних експериментальних досліджень малогабаритних ЕМК викладено в роботах автора [105 - 128]. Експериментальні дослідження проводилися з метою виявлення основних закономірностей експлуатаційних змін технічного стану і функціональних параметрів малогабаритних ЕМК під час виробітку ресурсу.

Основними завданнями експериментальних досліджень було: оцінка меж працездатності малогабаритних ЕМК з електромагнітними приводами типу ОВ, ДВ і ДШВ; дослідження механізмів переходу ЕМК у непрацездатний стан під впливом тривалих ресурсних навантажень; виявлення елементів конструкції ЕМК, які піддаються інтенсивному впливу деградаційних процесів і лімітують їх ресурс; дослідження закономірностей експлуатаційних змін основних функціональних параметрів ЕМК в процесі виробітку ресурсу; оцінка втомної міцності елементів малогабаритних ЕМК з приводом типу ДШВ під дією ударних циклічних навантажень; одержання вихідних даних для визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК на етапі проектування.

Як об'єкти дослідження були використані зразки малогабаритних ЕМК розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», що виготовлені за штатною документацією і пройшли повний комплекс випробувань на відпрацювання.

3.1. Ресурсні випробування малогабаритних ЕМК

Ресурсним дослідженням були піддані три групи ЕМК: ЕМК із однопозиційним нейтральним електромагнітним приводом типу ОВ (УФ96046-006, УФ96014-006, УФ96181-006); ЕМК із двопозиційним приводом типу ДВ (УФ96203-006); ЕМК із двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом типу ДШВ (УФ90070М-006, УФ90085М-006, УФ90084-006, УФ96414-010, УФ96239-006).

3.1.1. Експериментальні установки і методика проведення випробувань

Для проведення ресурсних випробувань малогабаритних ЕМК було спроектовано і виготовлено ряд спеціальних експериментальних установок.

Установка для ресурсних випробувань ЕМК. Ресурсні випробування ЕМК проводились на стендовій установці, принципова пневматична схема якої показана на рис. 3.1. Для формування електричних сигналів керування, що подавалися на вхід ЕМК, використовувався генератор імпульсів (ГЕІ), принципова електрична схема якого наведена на рис. 3.2. Зміна частоти проходження імпульсів забезпечувалася зміною величини опору резисторів R10 й R11. ГЕІ використовувався для керування роботою одночасно декількох ЕМК. Під час проведення ресурсних випробувань наробіток зразків ЕМК у циклах фіксувався за допомогою лічильників електричних імпульсів типу СІ-206, встановлених у корпусі ГЕІ.

Установка для дослідної оцінки часу переміщення рухомої системи електромагнітного привода ЕМК. Для реєстрації параметрів переміщення рухомої системи електромагнітного привода ЕМК була розроблена установка, принципова схема якої представлена на рис. 3.3. Постійна напруга із джерела стабілізованої напруги 7 через ключ 9 подається на проміжне реле 8. При спрацьовуванні реле замикається контакт реле 10 і подає напругу на обмотку досліджуваного електромагнітного клапана 1. Електромагнітний клапан спрацьовує, переміщаючи прикріплений до якоря сердечник з м'якого заліза 14. Для запису переміщення якоря використовувалася система виміру, що складає з індуктивного датчика переміщення 2, тензометричної станції (8АНЧ-7М) 4 и електронного осцилографа С1-83. Екран осцилографа має післясвітіння, достатнє для того, щоб вимірюваний сигнал зафіксувати цифровим фотоапаратом. Для градування системи виміру використовувався стрілочний індикатор 3 із ціною поділки 0,01 мм.

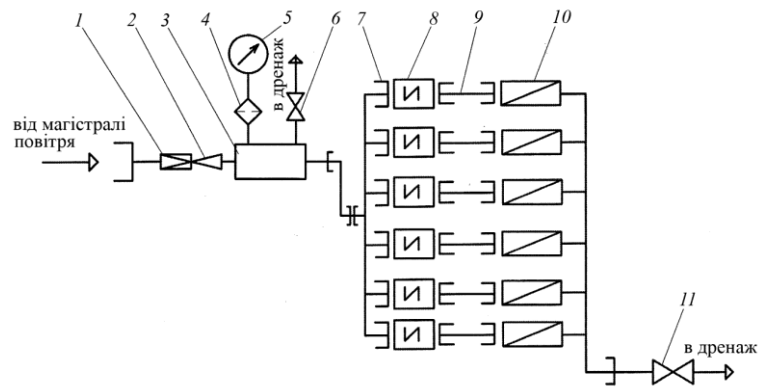


Рис. 3.1. Принципова пневматична схема стенової установки для проведення ресурсних випробувань малогабаритних ЕМК: 1 – редуктор газовий; 2 – перехідник; 3 – ємність $V = (2...5)$ л; 4 – фільтр; 5 – манометр; 6 – вентиль; 7 – багатомісне пристосування; 8 – випробовуваний виріб; 9 – трубопровід; 10 – пристосування для візуального контролю спрацьовування; 11 – вентиль дренажний

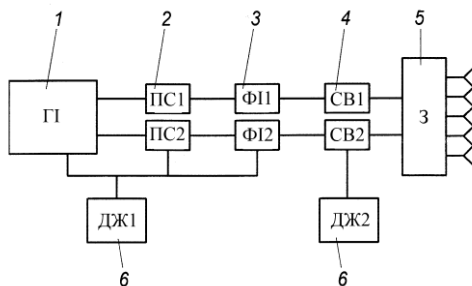
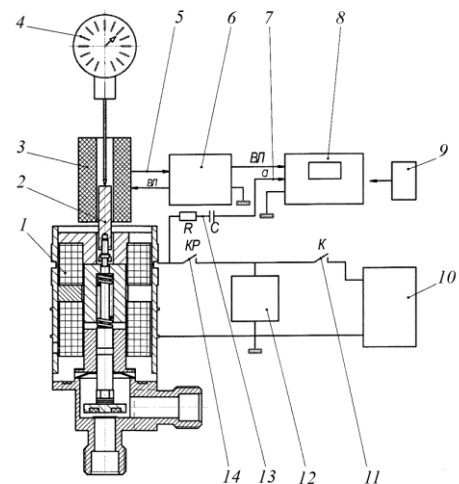


Рис. 3.2. Структурна схема генератора електричних імпульсів ГЕІ: 1 – генератор імпульсів (ГІ); 2 – підсилювачі струму (емітерні повторювачі) (ПС1, ПС2); 3 – формувачі імпульсу (ФІ1, ФІ2); 4 – силові вимикачі (СВ1, СВ2); 5 – з'єднувачі (З); 6 – джерела живлення (ДЖ1, ДЖ2)

Рис. 3.3. Схема установки для реєстрації параметрів переміщення рухомої системи електромагнітного привода ЕМК: 1 – електромагнітний клапан; 2 – індуктивний датчик переміщення (ІД); 3 – індикатор переміщення (для тарування датчика) (ІД); 4 – тензометрична станція (ТЗС); 5 – осцилограф електронний (ОСЦ); 6 – цифровий фотоапарат (Ф); 7 – джерело стабілізованої напруги (ДСН); 8 – реле проміжне (Р); 9 – ключ включення проміжного реле (К); 10 – контакт включення ЕМК й ОСЦ (КР); 11 – диференціюючий ланцюг для одержання синхронізуючого імпульсу (RC); 12 – вимірювальна лінія (ВЛ); 13 – синхронізуючий імпульс для запуску осцилографа (СІ); 14 – залізний сердечник



Основні дані щодо метрологічного забезпечення проведення досліджень наведені в табл. 3.1.

Технологічні середовища, застосовувані для проведення ресурсних випробувань: повітря (азот) газоподібне ОСТ 92-1577-78 І категорії або повітря Кл.8 ГОСТ 17433-80; гелій ТУ 51-940-80.

Ресурсні випробування дослідних зразків ЕМК проводилися до повного вичерпання своїх ресурсних можливостей.

Таблиця 3.1

Метрологічне забезпечення експериментальних досліджень ЕМК

Назва приладу	Основні характеристики приладу
Манометри МТН або МО ГОСТ 2405-88	Клас точності, не нижче - 0,6 Межа виміру, МПа (кгс/см ²), 0,1 (1); 2 (20); 4(40)
Вольтметр Е-544 ГОСТ 8711-78	Клас точності 0,5 Межа вимірів, В, від 1,5 до 300
Амперметр ГОСТ 8711-78	Клас точності, не нижче 0,5 Межа вимірів, А (2,5 – 5)А
Омметр ГОСТ 23706-76	Клас точності – 1 Межа вимірів, Ом, від 0 до ∞
Осцилограф тип С1-83	Клас точності, не нижче – 3 Відносна похибка виміру часу спрацьовування, % - 10
Ротаметр РС-7	Межа виміру, л/год – 3000
Гелієвий течешукач ПТИ-7, ПТИ-10	Максимальна чутливість, м ³ Па/с (л·мкм рт.ст./с) не нижче 6,5·10 ⁻¹³ (4,9·10 ⁻⁹)

Ресурсні навантаження моделювалися циклічним спрацьовуванням ЕМК із подачею у вхідний патрубок технологічного середовища тиском 0,2 МПа (2 кгс/см²). Циклічне спрацьовування клапанів здійснювалося подачею на обмотку електромагнітного привода керуючого електричного сигналу заданої форми. Автоматичне проходження керуючих сигналів заданої форми, величини тривалості й частоти забезпечувалося генератором електричних імпульсів, що був розроблений і виготовлений спеціально для забезпечення цих випробувань. В процесі випробувань періодично, через певну кількість циклів спрацьовування контролювалися основні функціональні параметри клапана (напруга $U_{\text{відкр}}$ і час $t_{\text{відкр}}$ відкриття клапана, напруга $U_{\text{закр}}$ і час $t_{\text{закр}}$ його закриття тощо), проводився мікрообмір деталей клапана і визначався хід золотника $x_{\text{зол}}$. Були зроблені фотографії деталей клапанів після відмови, а

також проведені дослідження поверхонь ущільнень та місць руйнувань механічних елементів клапана.

3.1.2. Аналіз результатів ресурсних випробувань ЕМК

Клапани з нейтральним однопозиційним електромагнітним приводом типу ОШ (ОВ). Дослідження проходили клапани типу УФ 96046-006; УФ 96104-006 і УФ 96181-006. Зовнішній вигляд клапанів показаний на рис.3.4. Принципова схема ЕМК типу УФ 96181-006 і форма керуючих імпульсів наведена на рис. 3.5.

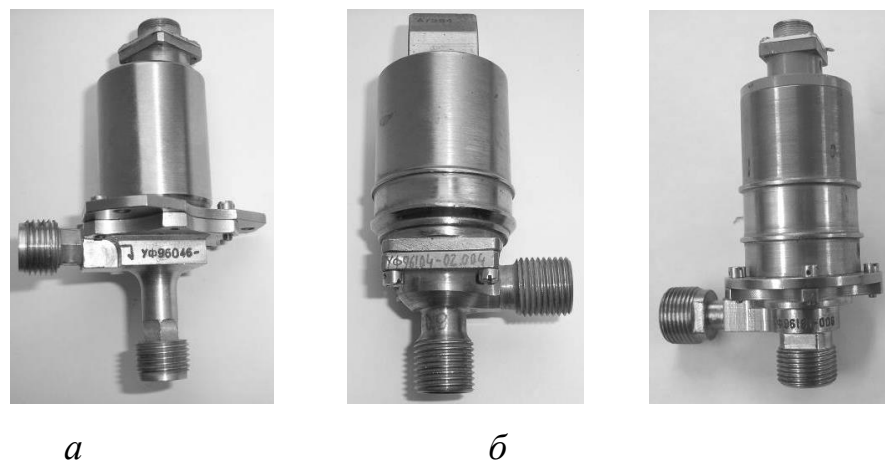


Рис. 3.4. ЕМК із нейтральним однопозиційним електромагнітним приводом: а – УФ 96046-006; б – УФ 96104-006; в – УФ 96181-006

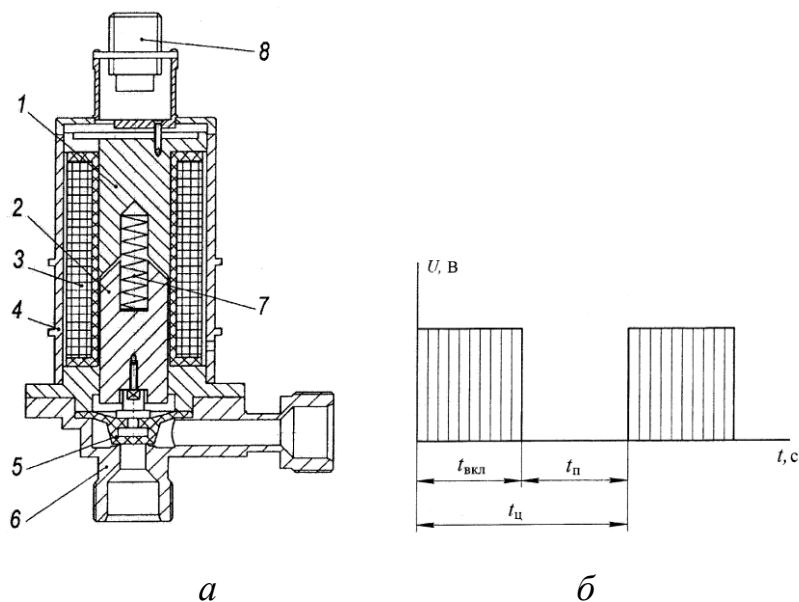


Рис. 3.5. ЕМК УФ 96181-006 (а) і форма керуючих імпульсів (б): 1 – стіп; 2 – якір; 3 – обмотка; 4 – магнітопровід; 5 – золотник; 6 – корпус клапана; 7 – пружина; 8 – штепсельне рознімання

Проведені дослідження показали, що у клапанах УФ 96046-006 й УФ 96104-006 внутрішня порожнина (і вихідний патрубок) клапана сполучені з внутрішньою порожниною електромагнітного привода. Продукти зношування, що утворюються в результаті контактної взаємодії деталей, як правило, захоплюються й виносяться потоком робочого середовища. У виробі УФ 96181-006 порожнина електромагнітного привода ізолювана від внутрішньої порожнини клапана гумовою мембраною. Всі продукти зношування, що утворюються при функціонуванні ЕМК, накопичуються у внутрішній порожнині електромагнітного привода. У міру їхнього накопичення їх довільна міграція в порожнині привода впливає на зміну таких функціональних параметрів привода, як напруга спрацьовування U й час спрацьовування t .

Дослідні клапани піддавалися ресурсним навантаженням до $3,6 \cdot 10^6$ циклів спрацьовування. Функціональні параметри ЕМК контролювалися через кожні 200000 циклів.

Результати обробки отриманих експериментальних даних наведені на рис. 3.6 – 3.8.

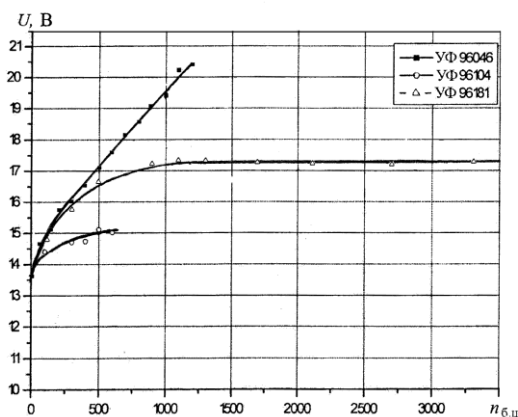


Рис. 3.6. Залежність математичного очікування мінімальної напруги спрацьовування клапана від кількості циклів напрацювання

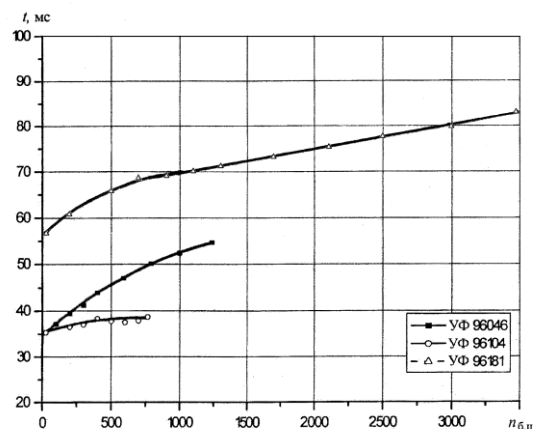


Рис. 3.7. Залежність математичного очікування часу спрацьовування клапана від кількості циклів напрацювання

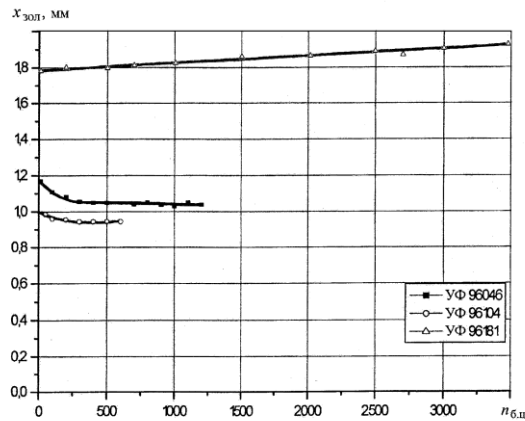


Рис.3.8. Залежність математичного очікування ходу золотника клапана від кількості циклів напрацювання

Як впливає з графіка рис.3.6, зміна математичного очікування мінімальної напруги спрацьовування клапана із напрацюванням може бути представлено степеневою функцією виду:

$$U_n \cong U_0 + c_U n^{\beta_U}$$

або за $\beta_U = 1$ – монотонно зростаючою лінійною функцією

$$U_n \cong U_0 + c_U n,$$

де U_n – значення мінімальної напруги спрацьовування клапана, що відповідає напрацюванню n ; U_0 – вихідне значення функціонального параметра; n – напрацювання, циклів; c_U – швидкість зміни математичного очікування функціонального параметра із напрацюванням, В/цикл; β_U – коефіцієнт степеневої функції.

За даними досліджень середня швидкість c_U зміни математичного очікування мінімальної напруги спрацьовування клапана із напрацюванням перебуває в порівняно вузькому діапазоні й становить: для УФ 96046-006 – $c_U = (5,012 \cdot 10^{-6})$ В/цикл; для УФ 96104-004 – $c_U = (1,65 \cdot 10^{-6})$ В/цикл; для УФ 96181-006 – $c_U = (5,85 \cdot 10^{-7})$ В/цикл.

Коефіцієнт варіації даного функціонального параметра для цих типів клапанів в середньому складає $v_U = 0,175$.

Математичне очікування часу спрацьовування клапанів t може бути представлено степеневою функцією виду:

$$t_n \cong t_0 + c_t n^{\beta_t}$$

або за $\beta_t = 1$ – монотонно зростаючою лінійною функцією виду:

$$t_n \cong t_0 + c_t n,$$

де: t_n – час спрацьовування, що відповідає напрацюванню n ; t_0 – вихідне значення параметра; n – напрацювання, циклів; c_t – швидкість зміни математичного очікування параметра із напрацюванням, мс/цикл; β_t – коефіцієнт степеневої функції.

За даними досліджень середня швидкість c_t зміни математичного очікування даного функціонального параметра із напрацюванням n для кожного з виробів становить: УФ 96046-006 – $c_t = (1,4 \cdot 10^{-5})$ мс/цикл; УФ 96104-004 – $c_t = (2,24 \cdot 10^{-6})$ мс/цикл; УФ 96181-006 – $c_t = (6,29 \cdot 10^{-6})$ мс/цикл.

Коефіцієнт варіації даного функціонального параметра для цих типів клапанів в середньому складає $v_t = 0,168$.

Математичне очікування зміни ходу золотника $x_{\text{зол}}$ з напрацюванням може бути представлено степеневою функцією лінійною функцією виду:

$$x_{\text{зол}_n} \cong x_{\text{зол}_0} + c_{x_{\text{зол}}} n^{\beta_{x_{\text{зол}}}}$$

або за $\beta_{x_{\text{зол}}} = 1$ лінійною функцією

$$x_{\text{зол}_n} \cong x_{\text{зол}_0} + c_{x_{\text{зол}}} n,$$

де $x_{\text{зол}_n}$ – хід золотника, що відповідає напрацюванню n ; $x_{\text{зол}_0}$ – вихідне значення ходу золотника; $c_{x_{\text{зол}}}$ – швидкість зміни математичного очікування ходу золотника з напрацюванням; $\beta_{x_{\text{зол}}}$ – коефіцієнт степеневої функції.

За даними досліджень середня швидкість $c_{x_{\text{зол}}}$ зміни математичного очікування даного ФП із напрацюванням n становить: для УФ 96046-006 – $c_{x_{\text{зол}}} = -6,73 \cdot 10^{-8}$ мм/цикл; для УФ 96104-004 – $c_{x_{\text{зол}}} = -7,37 \cdot 10^{-8}$ мм/цикл; для УФ 96181-006 – $c_{x_{\text{зол}}} = 3,55 \cdot 10^{-8}$ мм/цикл.

Коефіцієнти степеневі функції β_U , β_t та $\beta_{x_{\text{зол}}}$ лежать в межах 0,7 ... 2,0.

Коефіцієнт варіації даного функціонального параметра для цих типів клапанів в середньому складає $v_{x_{\text{зол}}} = 0,185$.

Експериментально отримані рівняння регресії зміни математичного очікування функціональних параметрів ЕМК з електромагнітним приводом типу ОВ від кількості циклів напрацювання наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Рівняння регресії змін математичного очікування функціональних параметрів ЕМК з електромагнітним приводом типу ОВ

Назва ФП	Виріб	Рівняння регресії змін математичного очікування m зміни функціональних параметрів клапанів
Напруга спрацьовування, U	УФ 96046	$m_U(n) = U_0 + 4,46 \cdot 10^{-6} n + 4,754 \cdot 10^{-13} n^2$
	УФ 96104	$m_U(n) = U_0 + 2,3 \cdot 10^{-6} n - 1,12 \cdot 10^{-12} n^2$
	УФ 96181	$m_U = U_0 + 1,38 \cdot 10^{-7} n + 1,262 \cdot 10^{-13} n^2$
Час спрацьовування, t	УФ 96046	$m_t = t_0 + 7,537 \cdot 10^{-7} n + 1,17 \cdot 10^{-11} n^2$
	УФ 96104	$m_t = t_0 + 4,92 \cdot 10^{-6} n - 3,93 \cdot 10^{-12} n^2$
	УФ 96181	$m_t = t_0 + 7,77 \cdot 10^{-7} n + 1,556 \cdot 10^{-12} n^2$
Хід золотника, $x_{\text{зол}}$	УФ 96046	$m_{x_{\text{зол}}} = x_{\text{зол}0} - 2,495 \cdot 10^{-7} n + 1,57 \cdot 10^{-13} n^2$
	УФ 96104	$m_{x_{\text{зол}}} = x_{\text{зол}0} - 1,843 \cdot 10^{-7} n + 1,627 \cdot 10^{-13} n^2$
	УФ 96181	$m_{x_{\text{зол}}} = x_{\text{зол}0} + 5,84 \cdot 10^{-8} n - 6,487 \cdot 10^{-15} n^2$

Слід також зазначити, що під впливом зусилля герметизації, що розвивається буферною пружиною 7 (див. рис. 3.5, а) під час закриття клапана з напрацюванням в процесі експлуатації збільшується величина проникнення сідла у гумовий ущільнювач з утворенням кільцевої канавки на гумовому ущільнювачі золотника. За даними робіт [109, 140] це призводить до певного зменшення зусилля герметизації, збільшення робочого зазору в магнітній системі клапана в закритому положення та, як наслідок, збільшення

мінімальної напруги, необхідної для відкриття клапана, і часу його відкриття, що підтверджується результатами проведених ресурсних випробувань, представлених на рис. 3.6 і 3.7. Під час тривалої експлуатації клапана має місце також «старіння» гуми золотникового ущільнення, зменшення її еластичності, потріскання та руйнування гумової поверхні ущільнення [53], що може викликати збільшення величини протічки робочого середовища через затвор у закритому положенні клапана, що підтверджується результатами спеціальних випробувань, проведених в КЦКБА (рис. 3.9) [157].

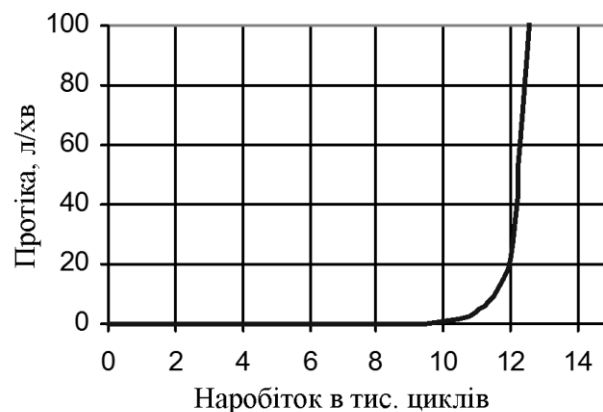


Рис. 3.9. Залежність величини протічки робочого середовища через затвор клапана від напрацювання [157]

Аналіз літературних джерел показує, що на наш час недостатньо досліджені питання впливу утворення канавки на гумовому ущільненні золотника клапана на можливу зміну режиму течії робочого середовища через затвор під час спрацьовування клапана.

Клапани з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом типу ДВ (ДШ). Ресурсні випробування проходили дослідні зразки клапана УФ96203-006 з електромагнітним приводом УФ098070, зовнішній вид якого показаний на рис. 3.10. Конструкція ЕМП і форма керуючих сигналів показані на рис. 3.11.

Ресурсним випробуванням піддалася партія дослідних зразків клапана (4 шт.), що пройшли приймально-здавальні випробування. Імпульси на спрацьовування ЕМК подавалися автоматично від генератора імпульсів.

Параметри керуючих імпульсів: імпульс постійного струму на відкриття напругою $U_{\text{відкр}} = 24 \text{ В}$, на закриття – $U_{\text{закр}} = 8 \text{ В}$; тривалість імпульсу $t_i = 0,1 \text{ с}$; частота проходження імпульсів $f = 2 \text{ Гц}$. Контроль технічного стану клапанів здійснювався проведенням періодичних перевірок наступних функціональних параметрів: мінімальна напруга відкриття $U_{\text{відкр}}$ і закриття $U_{\text{закр}}$; час відкриття $t_{\text{відкр}}$ і закриття $t_{\text{закр}}$; герметичність у затворі ЕМК.



Рис. 3.10. Зовнішній вигляд ЕМК типу УФ96203-006

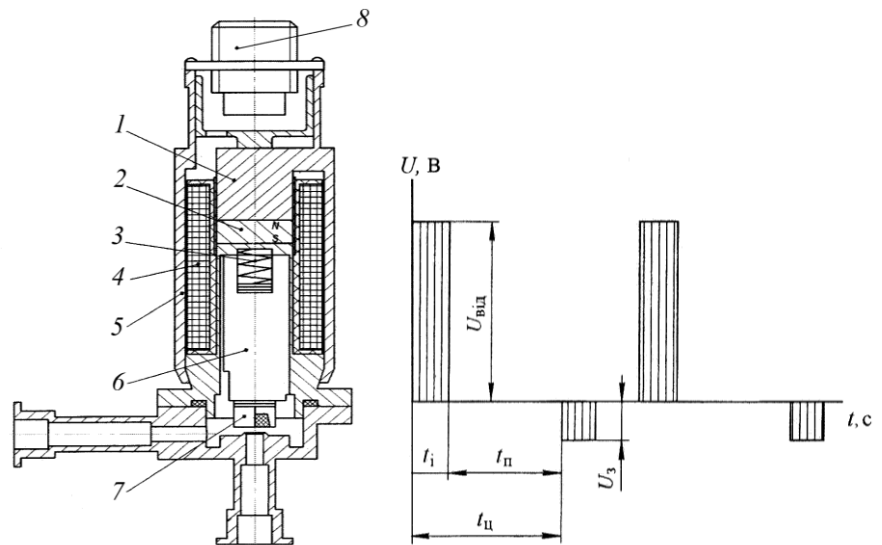


Рис. 3.11. ЕМК УФ96203-006 (а) і форма керуючих сигналів (б): 1 – стоп; 2 – постійний магніт; 3 – пружина; 4 – обмотка; 5 – магнітопровід; 6 – яркір; 7 – золотник; 8 – штепсельне рознімання

Досліджувані вироби піддалися ресурсним навантаженням до $4,5 \cdot 10^6$ циклів спрацьовування. Функціональні параметри контролювались через кожні 500000 циклів спрацьовування. Результати аналізу експериментальних даних представлені у вигляді графіків залежності математичного очікування функціональних параметрів клапана і коефіцієнтів їх варіації від кількості циклів напрацювання на рис. 3.12 – 3.15.

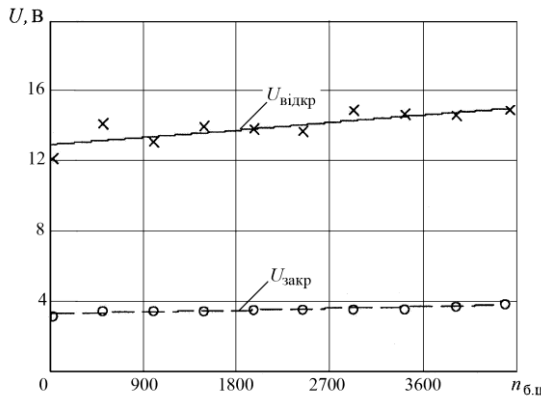


Рис. 3.12. Залежність напруги відкриття і напруги закриття клапана від кількості циклів напрацювання:
 x x – емпіричні значення функції $U_{\text{відкр}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $U'_{\text{відкр}} = f'(n)$;
 o o – емпіричні значення функції $U_{\text{закр}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $U'_{\text{закр}} = f'(n)$

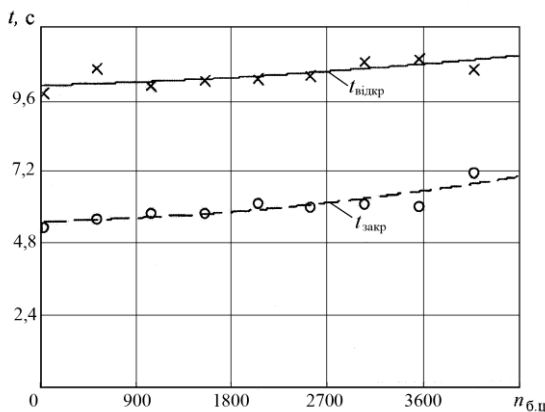


Рис. 3.14. Залежність часу відкриття і часу закриття клапана від кількості циклів напрацювання:
 x x – емпіричні значення функції $t_{\text{відкр}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $t'_{\text{відкр}} = f'(n)$;
 o o – емпіричні значення функції $t_{\text{закр}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $t'_{\text{закр}} = f'(n)$

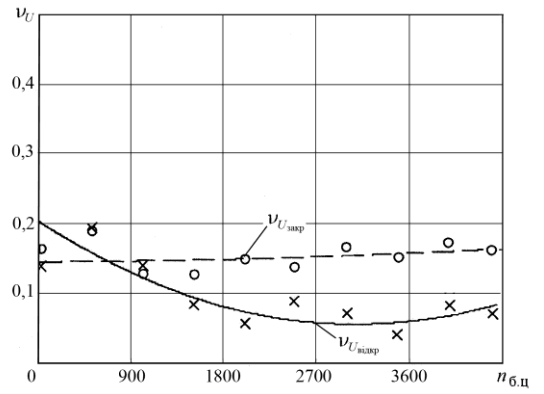


Рис. 3.13. Залежність коефіцієнта варіації v функціональних параметрів клапана $U_{\text{відкр}}$ і $U_{\text{закр}}$ від кількості циклів напрацювання:
 x x – емпіричні значення функції $v_{U_{\text{відкр}}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $v'_{U_{\text{відкр}}} = f'(n)$;
 o o – емпіричні значення функції $v_{U_{\text{закр}}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $v'_{U_{\text{закр}}} = f'(n)$

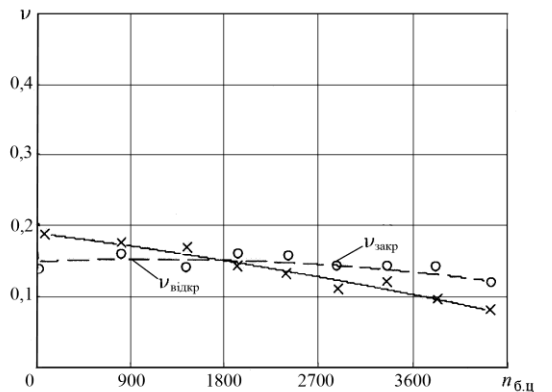


Рис. 3.15. Залежність коефіцієнтів варіації часу відкриття і часу закриття клапана від кількості циклів напрацювання:
 x x – емпірична функція $v_{t_{\text{відкр}}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $v'_{t_{\text{відкр}}} = f'(n)$;
 o o – емпірична функція $v_{t_{\text{закр}}} = f(n)$; — — – апроксимуюча функція $v'_{t_{\text{закр}}} = f'(n)$

Рівняння регресії зміни математичного очікування m і коефіцієнтів варіації v функціональних параметрів клапанів, що проходили дослідження, представлені в таблиці 3.3.

Аналіз отриманих експериментальних залежностей показує, що і для ЕМК з електромагнітним приводи типу ВД (ДШ) експлуатаційні зміни їх функціональних параметрів можуть бути представлені степеневою або лінійною функціями від кількості циклів спрацьовування n .

Таблиця 3.3

Рівняння регресії змін математичного очікування m і коефіцієнта варіації v функціональних параметрів ЕМК з електромагнітним приводом типу ДВ (ДШ)

Назва ФП	Рівняння регресії змін m й v функціональних параметрів клапанів	
	Мат. очікування ФП, m	Коефіцієнт варіації ФП, v
Напруга відкриття, $U_{\text{відкр}}$	$m_{U_{\text{відкр}}}(n) = m_{\text{відкр}_0} + 8,28 \cdot 10^{-8} n - 8,54 \cdot 10^{-14} n^2$	$v_{U_{\text{відкр}}}(n) = 0,143 + 1,67 \cdot 10^{-9} n + 7,35 \cdot 10^{-16} n^2$
Напруга закриття, $U_{\text{закр}}$	$m_{U_{\text{закр}}}(n) = U_{\text{закр}_0} + 1,16 \cdot 10^{-7} n - 3,55 \cdot 10^{-15} n^2$	$v_{U_{\text{закр}}}(n) = 0,199 - 9,25 \cdot 10^{-8} n + 1,5 \cdot 10^{-14} n^2$
Час відкриття, $t_{\text{відкр}}$	$m_{t_{\text{відкр}}}(n) = t_{\text{відкр}_0} + 6,20 \cdot 10^{-8} n + 5,52 \cdot 10^{-14} n^2$	$v_{t_{\text{відкр}}}(n) = 0,155 + 7,08 \cdot 10^{-9} n - 2,83 \cdot 10^{-15} n^2$
Час закриття, $t_{\text{закр}}$	$m_t(N) = t_{\text{закр}_0} + 8,5 \cdot 10^{-8} n + 2,69 \cdot 10^{-14} n^2$	$v_{t_{\text{закр}}}(n) = 0,196 - 1,77 \cdot 10^{-8} n - 1,46 \cdot 10^{-15} n^2$

Клапани з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом типу ДШВ. Зовнішній вид клапанів показаний на рис. 3.16. Конструкція ЕМП і форма керуючих сигналів показані на рис. 3.17.

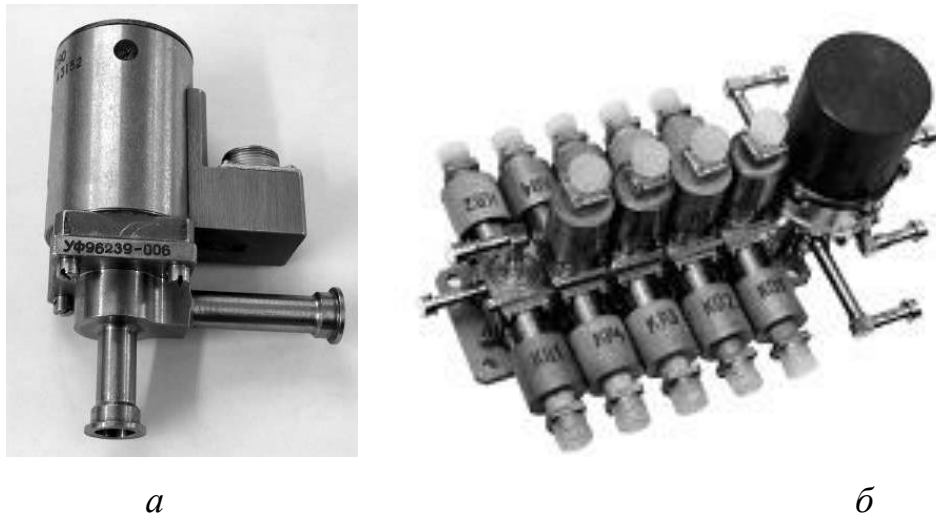


Рис. 3.16. ЕМК з поляризованим двопозиційним електромагнітним приводом: *а* – УФ 96239-006; *б* – УФ 90070-006 (у складі блоку).

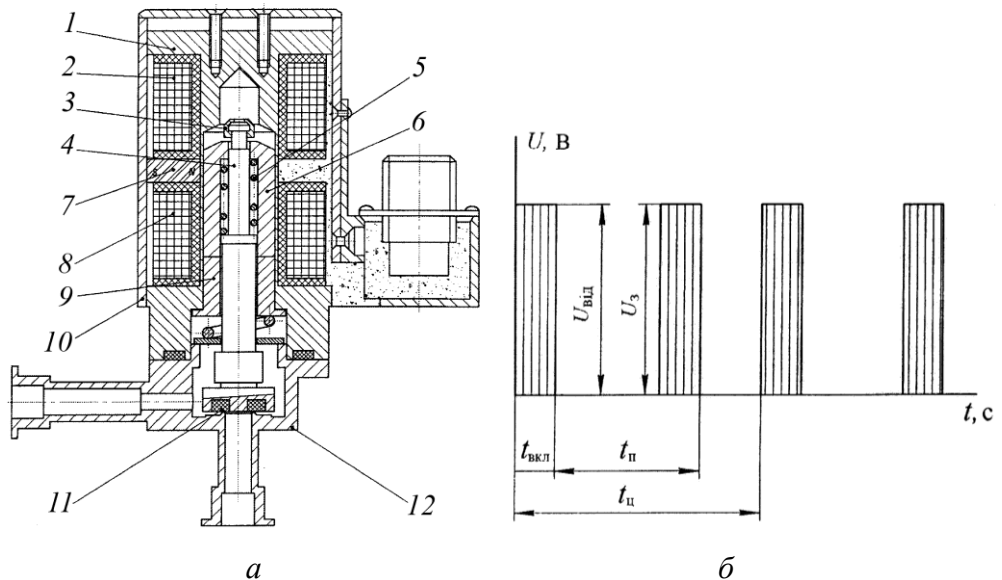


Рис. 3.17. ЕМК УФ96239-006 (*а*) і форма керуючих імпульсів (*б*):
 1 – верхній стоп; 2 – обмотка В; 3 – шайба стопорна; 4 – шток; 5 – пружина; 6 – повзун (якір); 7 – постійний магніт; 8 – обмотка Н; 9 – нижній стоп; 10 – магнітопровід; 11 – золотник; 12 – корпус клапана

Відмінна риса приводу ДШВ полягає в тому, що його рухома система має стрижневий елемент – шток, за допомогою якого передається виконавче зусилля від приводу на затвор клапана. Електромагнітні клапани із приводом типу ДШВ є пристроями циклічної дії, призначені для керування потоком робочого середовища в магістралях систем обладнання різних об'єктів космічної техніки.

Особливістю даного типу електромагнітних клапанів є те, що клапан у знеструмленому стані може перебувати як у закритому, так й у відкритому

положенні. Споживання енергії живлення здійснюється тільки на переміщення запірного органа, а утримання його в тому або іншому положенні – за рахунок магнітного потоку постійного магніту, який передбачено в конструкції електромагнітного приводу.

Випробуванням піддавалися дослідні зразки ЕМК розробки КЦКБА: клапан УФ 96239-006 з ЕМП УФ 098090 – 13 шт.; клапан УФ 90070М-006 з ЕМП УФ 098186 – 5 шт.; клапан УФ 90085-004 з ЕМП УФ 098216 – 3 шт.; клапан УФ 96414-010 з ЕМП УФ 098190 – 3 шт.

Перед установкою на іспитову схему були проведені роботи з оцінки питомої кінетичної енергії рухомої системи ЕМП кожного типу. Параметри керуючих імпульсів: тривалість імпульсу $\tau_u = 0,05$ с; частота проходження імпульсу $f = 2$ Гц. Контроль технічного стану виробів здійснювався проведенням періодичних перевірок наступних функціональних параметрів: мінімальна напруга відкриття $U_{\text{відкр}}$ і закриття $U_{\text{закр}}$; час відкриття $t_{\text{відкр}}$ і закриття $t_{\text{закр}}$; хід золотника h і герметичність у затворі ЕМК.

Ресурсні випробування клапанів даного типу проводилися до їх повної відмови. В процесі випробувань періодично, через кожні 20 тис. циклів спрацьовування (блок-цикл $n_{\text{б.ц}} = 20000$), контролювалися основні функціональні параметри клапана ($U_{\text{відкр}}$, $t_{\text{відкр}}$, $U_{\text{закр}}$, $t_{\text{закр}}$), проводився мікрообмір деталей клапана і визначався хід золотника h . Проводилися фотографування деталей клапанів після їх відмови і аналіз поверхонь контактів та місць руйнування шийки штока 4 (див. рис. 3. 17).

За результатами отриманих експериментальних даних були побудовані залежності зміни математичного очікування і коефіцієнтів варіації функціональних параметрів клапана і ходу його золотника від кількості блок-циклів спрацьовування $n_{\text{б.ц}}$ (рис. 3.18 – 3.27).

Аналіз результатів проведених експериментальних досліджень показує, що при відкритті клапана (переміщенні рухомої його частини від сідла) має місце:

- ударне циклічне контактування повзуна 6 і шайби 3, що призводить до викришування від утомленості торцевих поверхонь контакту і зміни відносного положення деталей 6 і 3;

- циклічне прикладення розподіленого імпульсного зусилля, нормального до площини контакту шайби 3 і голівки штока 4, що призводить до формозміни деталей 3 і 4 внаслідок накопичення однобічних пластичних деформацій, зміни взаємного положення деталей та накопичення мікропошкоджень в конструктивному матеріалі шийки штока;

- ударне циклічне контактування повзуна 6 і верхнього стопа 1, що призводить до деградації макрорельєфу поверхонь контакту деталей 6 і 1.

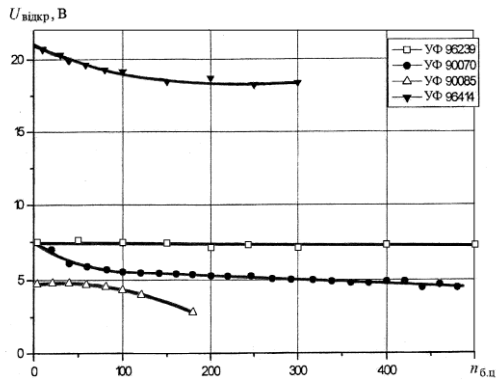


Рис. 3.18. Зміна математичного очікування мінімальної напруги відкриття клапана $U_{\text{відкр}}$ з напрацюванням

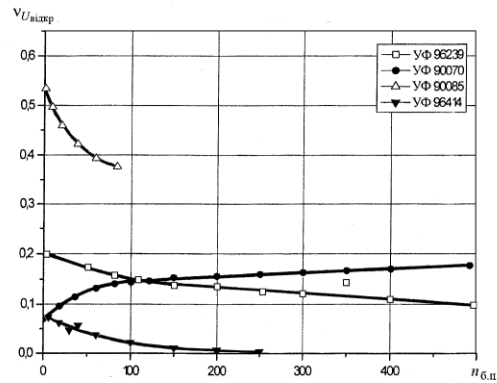


Рис. 3.19. Зміна коефіцієнта варіації мінімальної напруги відкриття клапана $v_{U_{\text{відкр}}}$ з напрацюванням

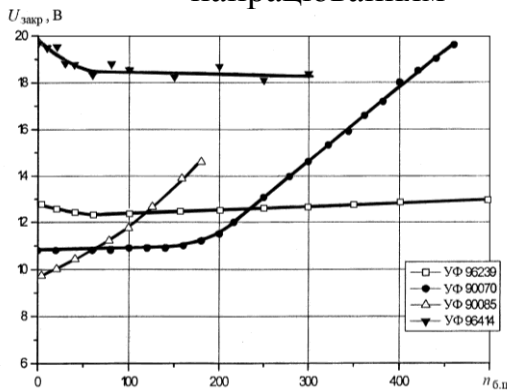


Рис. 3.20. Зміна математичного очікування мінімальної напруги закриття клапана $U_{\text{закр}}$ з напрацюванням

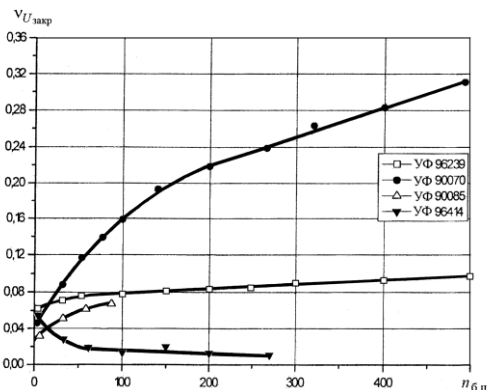


Рис. 3.21. Зміна коефіцієнта варіації мінімальної напруги закриття клапана $v_{U_{\text{закр}}}$ з напрацюванням

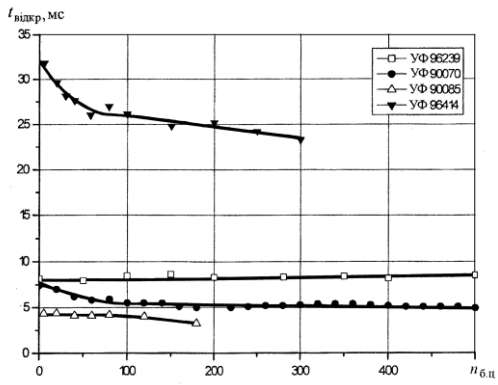


Рис. 3.22. Зміна математичного очікування часу відкриття клапана $t_{\text{відкр}}$ з напрацюванням

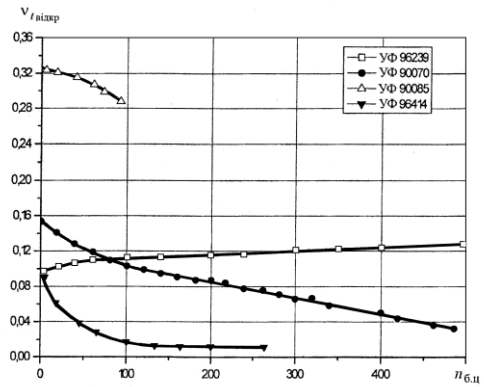


Рис. 3.23. Зміна коефіцієнта варіації часу відкриття клапана $V_{t_{\text{відкр}}}$ з напрацюванням

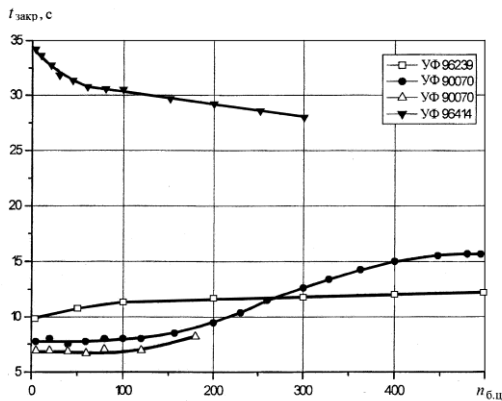


Рис. 3.24. Зміна математичного очікування часу закриття клапана $t_{\text{закр}}$ з напрацюванням

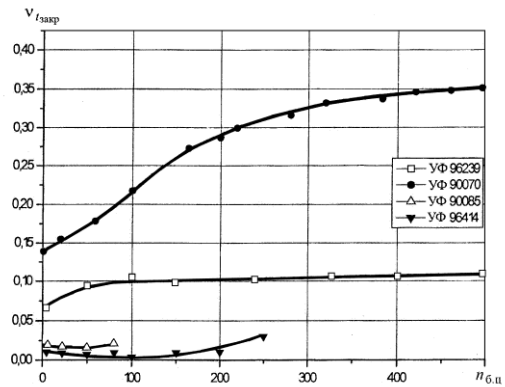


Рис. 3.25. Зміна коефіцієнта варіації часу закриття клапана $V_{t_{\text{закр}}}$ з напрацюванням

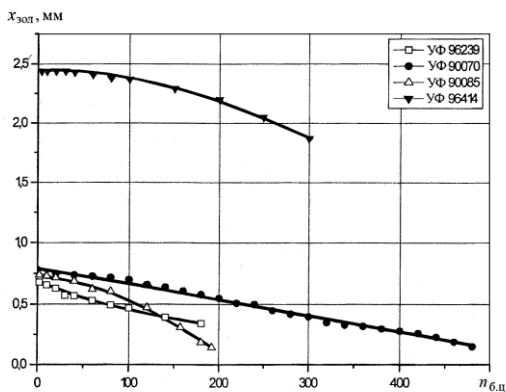


Рис. 3.26. Зміна математичного очікування ходу золотника клапана $x_{\text{зол}}$ з напрацюванням

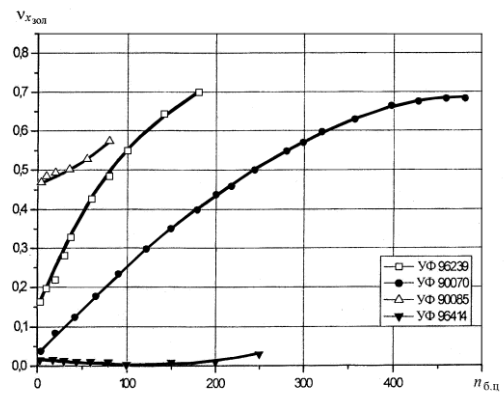


Рис. 3.27. Зміна коефіцієнта варіації ходу золотника клапана $V_{x_{\text{зол}}}$ з напрацюванням

При закритті клапана (переміщенні рухомої його частини до сідла) має місце: ударне циклічне контактування золотника *11* і сідла клапана, що

призводить до деградації макрорельєфу поверхонь ущільнення на золотнику; ударне циклічне контактування повзуна 6 і нижнього стопа 9, що призводить до деградації торцевих поверхонь контакту деталей 6 і 9.

Крім того, в процесі зворотно-поступального руху рухомої систем клапана має місце процес зносу циліндричних поверхонь повзуна 6 і розподільної трубки клапана. Внаслідок цього має місце поступова деградація мікрорельєфу поверхонь тертя і збільшення сил тертя.

Аналіз наведених залежностей свідчить про те, що в процесі виробітку ресурсу має місце суттєве зменшення ходу золотника клапана $x_{\text{зол}}$ за рахунок зміни положення повзуна 6 відносно шайби 3 і штока 4 за рахунок виробітку кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна та пластичної деформації шийки штока і шайби 3, а також збільшенню довжини камери під буферну пружину 5, що призводить до зменшення встановлювального і робочого зусилля пружини.

Такі зміни технічного стану клапана призводить до відповідних змін його функціональних параметрів: має місце відносно невелике зменшення напруги $U_{\text{відкр}}$ і часу $t_{\text{закр}}$ відкриття клапана та у ряді випадків суттєве збільшення напруги $U_{\text{закр}}$ (рис. 3.20) і часу $t_{\text{закр}}$ (рис. 3.24) його закриття, що пояснюється збільшенням сил тертя між циліндричною поверхнею повзуна і розподільною трубкою клапана унаслідок їх зносу.

При відпрацьовуванні встановленого ресурсу відбувається також зміна положення штока 4 щодо повзуна 1 внаслідок втомного викришування торцевої поверхні повзуна. Під площадкою ударного контакту шайби 2 з торцевою поверхнею повзуна розташована зона, у якій відбувається втомне викришування матеріалу повзуна. Для оцінки впливу такого викришування матеріалу повзуна на функціонування клапана були проведені спеціальні експериментальні дослідження. По місцю розташування зони викришування на торцевій поверхні повзуна виконувалася проточка глибиною $\Delta = (1...1,5)$ мм. У проточку укладається набір шайб, кожна товщиною $\delta=0,1$ мм, таким чином,

щоб товщина набору дорівнювала глибині проточки. Глибина втомного викришування поверхні повзуна в міру розвитку процесу імітувалася зменшенням товщини набору шайб, тобто зменшенням їхньої кількості. Для кожній фіксованій кількості шайб замірювалося значення функціональних параметрів клапана: мінімальної напруга відкриття $U_{\text{відкр}}$, мінімальної напруга закриття $U_{\text{закр}}$, ходу золотника клапана $x_{\text{зол}}$ й гідравлічного опору його проточної частини.

Наявність циклічних імпульсних динамічних напружень в матеріалі штока призводить при певній кількості спрацьовування $n_{\text{руйн}}$ до руйнування шийки штока в наслідок утомленості. Результати ресурсних випробувань, а також накопичений досвід експлуатації показує, що величина $n_{\text{руйн}}$ лежить в відносно великому діапазоні (від 40 до 600 тис. циклів).

Аналіз технічного стану деталей клапанів, що проходили ресурсні випробування, показав, що причиною повної відмови клапана є руйнування штоків клапана в місці з'єднання головки з шийкою штока.

Дефектація елементів дослідних зразків клапану, які проходили ресурсні випробування, показала, що в процесі виробітку ресурсу також мають місце певні незворотні зміни технічного стану окремих елементів клапана.

В результаті ударного впливу в поверхневому шарі повзуна і нижнього стопу виникали структурні зміни, які поширювались на глибину до 300 мкм і визначались змінами мікротвердості (рис. 3.28).

Поверхневі шари в процесі ударного зношування зазнавали значної пластичної деформації, що призводило до наклепу і підвищенню мікротвердості. Найбільша мікротвердість спостерігалась поблизу поверхневого шару, потім на глибині 50 ÷ 70 мкм вона різко знижувалась і навіть залишилась практично постійною для даної структури. Зміцнювання поверхневих шарів склало приблизно 25 ÷ 30%.

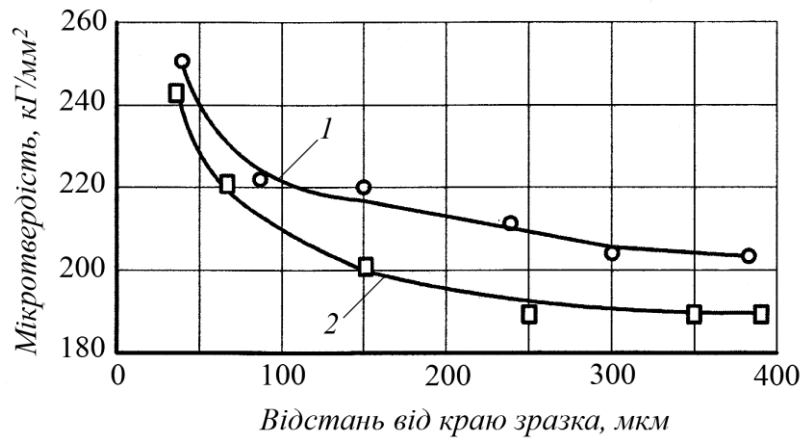


Рис. 3.28. Мікротвердість поперечних зразків із матеріалу 16Х з хімікелевим покриттям після циклічних випробувань: 1 – повзун; 2 – нижній стоп

Таким чином проведені металографічні та фрактографічні дослідження деталей ЕМК після проведення ресурсних випробувань показало наступне:

- морфологічні особливості поверхні досліджених деталей (повзун, нижній стоп, шток) указують на те, що їх руйнування відбувається унаслідок двох деградаційних процесів: ударно-утомного руйнування і ударно-абразивного зношування.

- процесу руйнування шийки штока передуює комплекс деградаційних процесів, що відбуваються в матеріалі в період наробітку ресурсу: утворення і нагромадження мікродфектів, злиття мікропор у мікротріщини, зсувна деформація, утворення магістральних тріщин або макропорожнин.

На рис. 3.29 і 3.30 наведено фрактограми втомних зламів деталей клапана з різних конструктивних матеріалів: ВТ1-0 і 08Х18Н10Т.

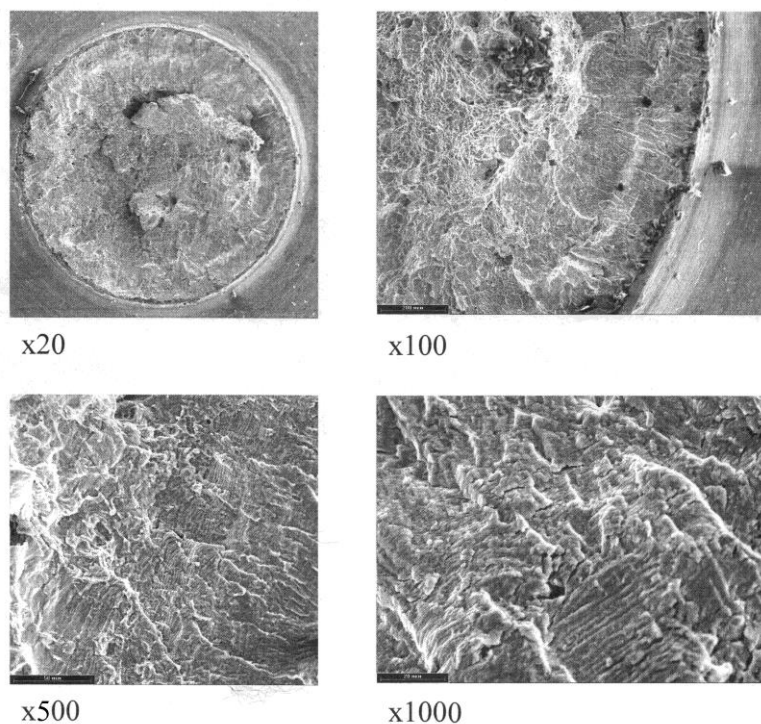


Рис. 3.29. Фрактографічне дослідження втомних зламів шийки штока клапана: матеріал ВТ1-0; $E=1461 \text{ Дж/м}^2$; $n = 300$ циклів

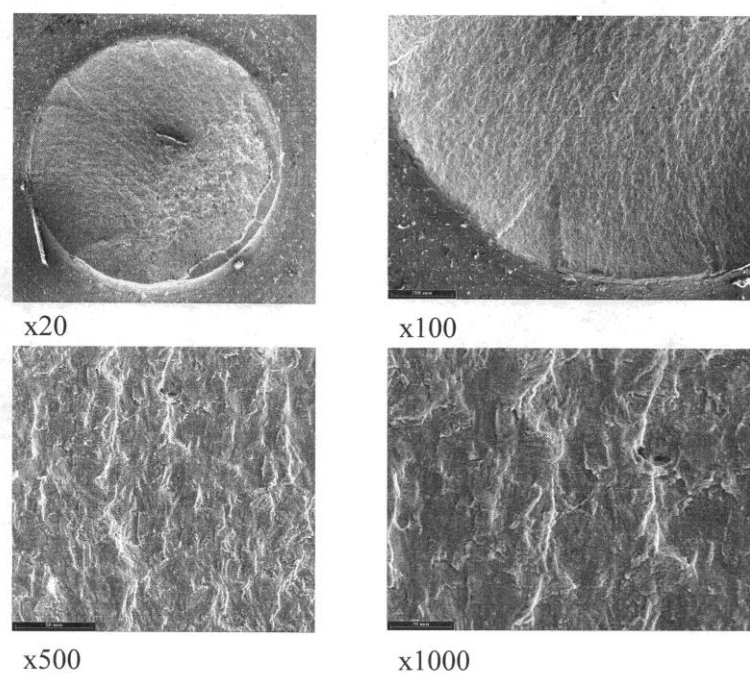


Рис. 3.30. Фрактографічне дослідження втомних зламів шийки штока клапана: матеріал 08X18H10T; $E=505 \text{ Дж/м}^2$; $n = 72391$ цикл

Таким чином на підставі аналізу результатів проведених експериментальних досліджень виявлено особливості експлуатаційних

навантажень і основних деградаційних процесів, що призводять до суттєвих змін технічного стану клапанів з електромагнітним приводом систем обладнання АКТ і визначають їх ресурсні можливості.

Експериментально підтверджено, що характер основних експлуатаційних навантажень, що діють на елементи і вузли ЕМК, визначаються імпульсним переміщенням рухомої системи клапана в його корпусі.

В ЕМК з приводами типу ОШ (ОВ) і ДШ (ДВ) зонами контактної взаємодії деталей є торцеві поверхні якоря й поверхні стопів. Деградація вихідного стану деталей відбувається в результаті ударного контакту цих поверхонь і тертя циліндричних поверхонь якоря й розділювальної трубки. Крім того, з напрацюванням має місце утворення канавки в гумовому ущільненні затвора клапана.

В ЕМП з приводами типу ДШВ, на додаток до раніше згаданого, мають місце ударні контакти на поверхнях якоря і стопорної шайби, а також на поверхні стопорної шайби й нижньої торцевої поверхні головки штока. Конструкційна особливість приводу ДШВ істотно обмежує величину площадок контакту вищезгаданих деталей. Унаслідок цього конструкційний матеріал деталей у цих зонах зазнає високих динамічних напружень.

Особливість приводу ЕМК типу ДШВ полягає в тому, що передача виконавчого зусилля на відкриття клапана супроводжуються прикладенням до головки штока осьових імпульсних навантажень розтягу.

З урахуванням згаданих причин, зміни технічного стану ЕМК досліджених типів під дією ресурсних навантажень приводять до якісно різних наслідків: в ЕМК із приводами ОШ (ОВ) і ДШ (ДВ) зміни технічного стану, як правило, завершуються параметричними відмовами, тобто виражаються в погіршенні якості функціонування без припинення останнього; в ЕМК з приводами ДШВ зміни технічного стану при певному напрацюванні завершуються руйнуванням стрижневого елемента – штока, тобто повним припиненням функціонування.

Експериментально підтверджено, що «слабким» елементом ЕМК з приводом типу ДШВ є шийка штока, втомна міцність якої визначає ресурс клапана.

Визначено характер зміни основних структурних і функціональних параметрів клапанів розглянутих типів від кількості циклів спрацьовування. Встановлено, що для ЕМП з приводом типу ДШВ в процесі відпрацювання ресурсу має місце певне зменшення напруги $U_{\text{відкр}}$ і часу $\tau_{\text{відкр}}$ відкриття клапану, певне збільшення напруги $U_{\text{закр}}$ і часу $t_{\text{закр}}$ закриття і суттєве зменшення ходу золотника клапана $x_{\text{зол}}$ за рахунок зміни положення повзуна відносно шайби і штока внаслідок виробітку кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна та пластичної деформації деталей клапана (в першу чергу шийки штока). При зменшенні величину $x_{\text{зол}}$ до критичної має місце руйнування шийки штока.

Спеціальні металографічні та фрактографічні дослідження деталей електромагнітного приводу ЕМК з приводом типу ДШВ показують, що руйнування деталей клапану під дією експлуатаційних навантажень відбувається унаслідок двох деградаційних процесів: ударно-утомного руйнування і ударно-абразивного зношування. Встановлено, що процесу руйнування шийки штока передують комплекс деградаційних процесів, які відбуваються в матеріалі під час відпрацювання ресурсу: утворення і нагромадження мікродефектів, злиття мікропор у мікротріщини, зсувна деформація, утворення магістральних тріщин або макропорожнин.

Узагальнення результатів проведених ресурсних досліджень малогабартних ЕМК з приводами різних типів (залежностей математичного очікування та коефіцієнтів варіації зміни параметрів клапанів від кількості циклів спрацьовування) показують, що в першому наближенні зміни функціональних параметрів клапанів з достатнім для інженерної практики наближенням можуть бути апроксимовані степеневою або лінійною функціями. Для різних типів ЕМК отримані експериментальні коефіцієнти і параметри цих

функцій, які рекомендуються для використання при визначенні запасів працездатності клапанів аналогічного типу на етапі проектування.

3.2. Експериментальні дослідження впливу ударних циклічних навантажень на утомну міцність елементів конструкції ЕМК

Експериментальні ресурсні дослідження впливу циклічного ударного навантаження на утомну міцність елементів конструкції ЕМК проводилися для двох видів навантажень: циклічних ударних навантажень розтягування; циклічних ударних навантажень стискання.

Ресурсні дослідження відбувались на установках СТУ-004 та СТУ-005 відповідно, які були спеціально спроектовані та виготовлені в Київському центральному конструкторському бюро арматуробудування для виконання даних досліджень.

3.2.1. Експериментальні установки

Установка для ресурсних випробувань елементів конструкції ЕМК під впливом ударних циклічних навантажень розтягання — СТУ-004 (рис. 3.31).

Цикл ударного навантаження дослідного зразка 5 здійснюється в такий спосіб. У вихідному положенні обмежувач переміщення 4 перебуває на поверхні кришки 6. Електромагнітний привод знеструмлений, пружина 12 стиснута між опорами установчим зусиллям $F_{уст}$. При подачі на обмотку електромагніта напруги живлення якір 1 під дією електромагнітних сил починає рухатися, стискаючи пружину 12 до робочого зусилля $F_{роб}$. Пройшовши шлях h якір приходить у зіткнення із стопом електромагніта й утримується в такому положенні силами магнітної взаємодії, що виникають між стопом і якорем. Коли за командою блоку автоматики обмотка електромагнітного привода знеструмлюється, рухома система під дією пружини починає свій рух до вихідного положення. Навантаження на дослідний зразок 5 створюються за рахунок ударного гальмування рухомої системи в ударний обмежувач переміщення 4. Через певний період часу блок

автоматики подає напругу живлення на обмотку електромагніта й цикл повторюється.

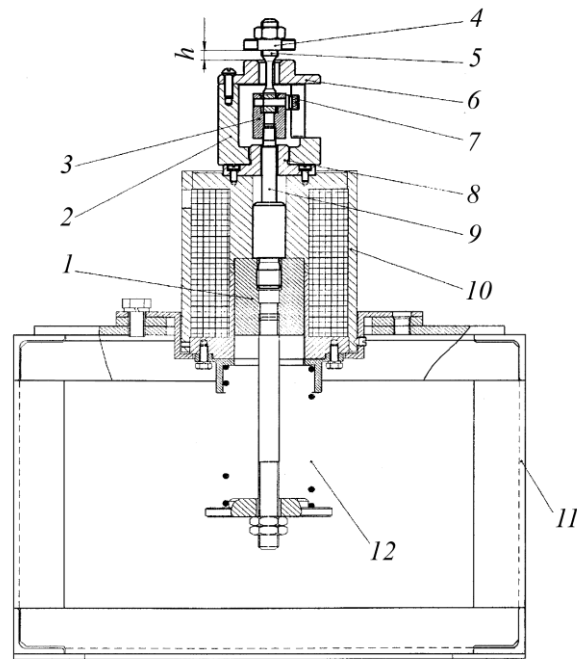


Рис. 3.31. Установка для ресурсних випробувань елементів конструкції ЕМК під впливом ударних циклічних навантажень розтягання:

1 – якір електромагнітного приводу; 2 – стакан; 3 – муфта; 4 – обмежувач переміщення; 5 – досліджуваний зразок; 6 – кришка; 7 – установочний гвинт; 8 – перехідник; 9 – шток; 10 – електромагнітний привод; 11 – силова рама; 12 – привідна пружина

Програмою досліджень було передбачене випробування зразків з наступних матеріалів: 08X18H10T, ВТ1-0, Ст 45, АК4-1. Величина питомої кінетичної енергії, сприймана зразком, варіювалася за рахунок площі поперечного перерізу шийки дослідного зразка S .

Установка для ресурсних випробувань елементів конструкції ЕМК під впливом ударних циклічних навантажень стискування — СТУ-005 (рис. 3.32). Установка діє за схожим принципом, що й установка СТУ-004.

Цикл ударного навантаження дослідного зразка здійснюється наступним чином. У вихідному положенні робоча поверхня бойка 5 перебуває на робочій поверхні дослідного зразка 6. Електромагнітний привод знеструмлений, пружина 8 стиснута між опорами установчим зусиллям $F_{уст}$. При подачі на

обмотку електромагніта напруги живлення якір 2 під дією електромагнітних сил починає рухатися, стискаючи пружину 8 до робочого зусилля $F_{\text{роб}}$.

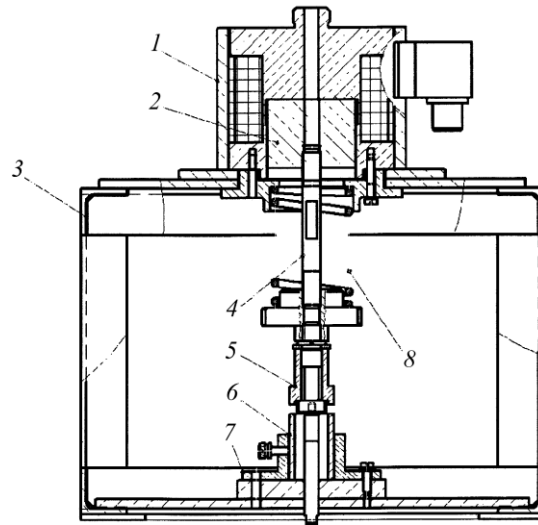


Рис. 3.32. Установа для ресурсних випробувань елементів конструкції ЕМК під впливом ударних циклічних навантажень стискання:

1 – електромагніт; 2 – якір електромагнітного приводу; 3 – силова рама; 4 – стоп; 5 – бойок; 6 – дослідний зразок; 7 – стакан; 8 – пружина

Пройшовши шлях h , якір приходить у зіткнення із стопом електромагніта й утримується в такому положенні силами магнітної взаємодії, що виникають між стопом і якорем. За командою блоку автоматики обмотка електромагнітного приводу знеструмлюється, рухома система під дією пружини починає свій рух до вихідного положення. Навантаження на дослідний зразок b створюються за рахунок ударного гальмування рухомої системи в робочу поверхню дослідного зразка. При цьому показник лічильника кількості напрацьованих циклів збільшується на одиницю і цикл починається спочатку.

Установа для дослідної оцінки часу переміщення рухомої системи електромагнітного приводу. Для реєстрації параметрів переміщення рухомої системи ЕМП була розроблена установа, принципову схему якої наведено на рис 3.33.

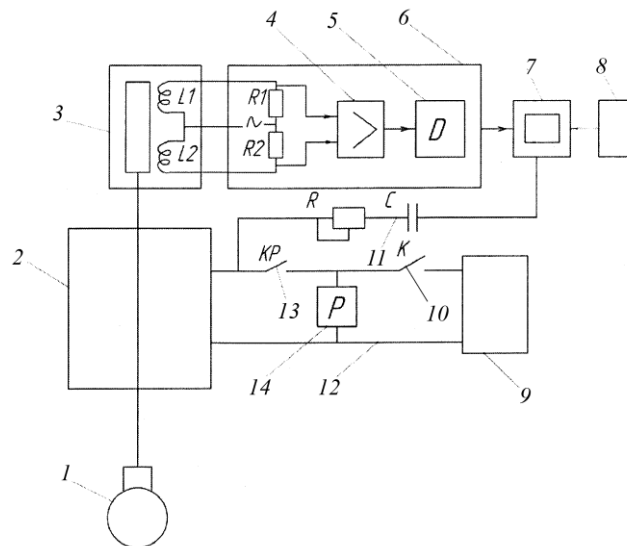


Рис. 3.33. Принципова схема установки для реєстрації параметрів переміщення рухомої системи електромагнітного приводу:

1 – індикатор переміщення (для тарування датчика ІД) індикатор переміщення (для тарування датчика ІД); 2 – електромагнітний клапан; 3 – індуктивний датчик (ІД); 4 – підсилювач; 5 – детектор; 6 – тензометрична станція (ТЗС); 7 – осцилограф електронний (ОСЦ); 8 – цифровий фотоапарат; 9 – джерело стабілізованої напруги; 10 – ключ включення проміжного реле (К); 11 – диференціюючий ланцюг для одержання синхронізуючого імпульсу; 12 – лінія; 13 – контакт включення ЕМК і ОСЦ (КР); 14 – реле проміжне (Р)

Установка працює наступним чином. Постійна напруга із джерела стабілізованої напруги 9 по лінії 12 подається на проміжне реле 14. При спрацьовуванні реле замикається контакт реле 10, подаючи напругу на обмотку електромагніта. Електромагніт спрацьовує, переміщуючи з'єднаний з якорем сердечник з м'якого заліза.

Для запису переміщення якоря в часі використовується система виміру, що складається з індуктивного датчика 3, тензометричної станції 8АНЧ-7М 6 та електронного осцилографа С1-83 7. При спрацьовуванні клапана залізний сердечник переміщується усередині індуктивного датчика. Зміна індуктивного опору датчика підсилюється й перетворюється у сигнал постійного струму тензостанцією. Сигнал надходить на вимірювальний вхід осцилографа.

Для синхронного запуску осцилографа при спрацьовуванні електромагніта на ланцюгу диференціювання RC виробляється синхроімпульс. Екран осцилографа має післясвітіння, достатнє для того, щоб вимірюваний сигнал

зафіксувати цифровим фотоапаратом. Для градуювання системи виміру використовується стрілочний індикатор I із ціною поділки 0,01 мм. Для виключення впливу механічної системи індикатора на точність вимірів, в процесі виміру він від'єднується від сердечника електроклапана.

Схема керування пристроєм навантаження. Для формування керуючих електричних сигналів, що подавалися на вхід ЕМК, використовувався генератор електричних імпульсів (ГЕІ), принципову електричну схему якого наведено на рис. 3.2. Кожний випробувальний стенд (див. рис. 4.32 та рис. 4.33) було обладнано окремими ГЕІ, які мали власні лічильники кількості напрацьованих циклів. При проведенні досліджень наробіток зразків ЕМК у циклах фіксувався за допомогою лічильників електричних імпульсів типу СІ-206, встановлених у корпусі ГЕІ.

3.2.2. Методика досліджень

Методика досліджень стрижневих елементів на ударне розтягування. Дослідженням піддавалися зразки макетів 72 стрижневих елементів. Зразки досліджуються на трьох рівнях питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного приводу відповідно діаметрам шийки дослідних зразків: $\varnothing 2,6$ мм, $\varnothing 3$ мм, $\varnothing 3,5$ мм.

Підключення експериментальної установки СТУ-04 до джерела живлення і генератора прямокутних електричних імпульсів ГЕІ проводилося відповідно принципової електричної схеми.

Кріплення зразків СТУ-04.07 в установці СТУ-04 проводилося відповідати вимогам кресленика СТУ-04.00 СБ.

Технічний стан зразків під час досліджень контролювався шляхом періодичної їх геометричних параметрів у наступній послідовності:

а) вимірювалася довжина зразка l згідно з ескізом, як показано на рис. 3.34; для вимірювання використовувався мікрометром с точністю $\pm 0,01$ мм;

б) вимірювався діаметр шийки зразка в перетині, віддаленому на 20,5 мм від торця зразка відповідно ескізу (рис. 3.35).

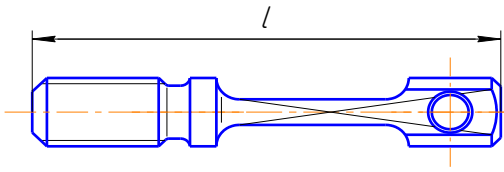


Рис. 3.34. Вимірювання довжини дослідного зразка

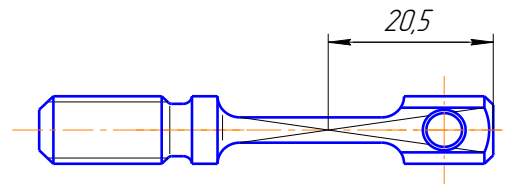


Рис. 3.35. Вимірювання діаметра шийки дослідного зразка

Перед випробуванням проводилася перевірка правильності функціонування випробувальної схеми. Після напрацювання заданої кількості циклів проводився контроль геометричних параметрів дослідного зразка, визначалися значення відносного подовження δ і відносного звуження Ψ у %.

Випробування з циклічних ударних навантажень проводилося до руйнування дослідного зразка.

Методика досліджень елементів ЕМК на ударне стискання. Дослідженням піддавалися зразки макетів 36 елементів на ударне стискання. Зразки досліджуються на двох рівнях питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного приводу відповідно до товщини стінок зразків $\delta = 1$ мм та $\delta = 2$ мм.

Підключення експериментальної установки СТУ-05 до джерела живлення і генератору прямокутних електричних імпульсів ГЕІ проводилося повинно до принципової електричної схеми (рис. 3.2). Кріплення зразків СТУ-05.07 в установці СТУ-05 проводилося відповідно вимог кресленника СТУ-05.00 СБ.

Технічний стан зразків під час досліджень контролювався шляхом періодичної перевірки їх геометричних параметрів (рис. 3.36), в тому числі: зовнішній діаметр зразка на поверхні удару D_0 ; внутрішній діаметр зразка d_0 ; висота зразка h_0 ; зовнішній діаметр бойка на поверхні ударного контакту D_6 ; внутрішній діаметр бойка d_6 ; висота бойка h_6 .

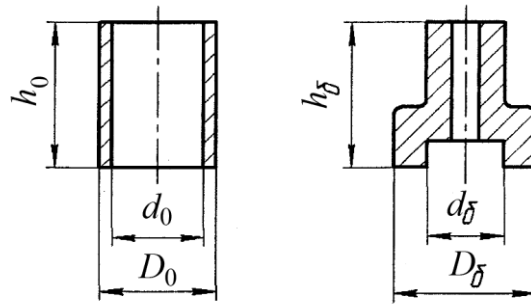


Рис. 3.36. Контрольовані геометричні параметри зразків в умовах ударного стиснення

Перевірка проводилася з використанням мікрометра з точністю $\pm 0,01$ мм.

Після напрацювання заданої кількості циклів проводився контроль геометричних параметрів дослідних зразків. Визначалися значення відносного подовження δ і відносного звуження Ψ в %.

3.2.3. Результати досліджень утомної міцності стрижневих елементів ЕМК, що працюють в умовах циклічних ударних навантажень розтягування

Зв'язок напрацювання ресурсу до втомного руйнування стрижневих елементів ЕМК з питомою кінетичною енергією переміщення рухомої системи електромагнітного приводу. Як відмічалось у розділі 2, одним з основних критеріїв, що визначають максимальну кількість циклів ударного розтягування стрижневих елементів ЕМК до їх втомного руйнування, є питома кінетична енергія рухомої системи електромагнітного приводу. Це дає підставу прогнозувати технічний стан приводу з використанням емпіричної залежності (2.14), що пов'язує кількість напрацювань стрижневого елемента клапана до руйнування n_p з величиною питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного приводу E_k^{PC} .

На рис. 3.37 наведено експериментально отримані залежності напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи клапана для різних конструкційних матеріалів, які рекомендовано використовувати при прогнозуванні можливих

експлуатаційних змін технічного стану ЕМК з приводом типу ДШВ з використанням енергетичних критеріїв.

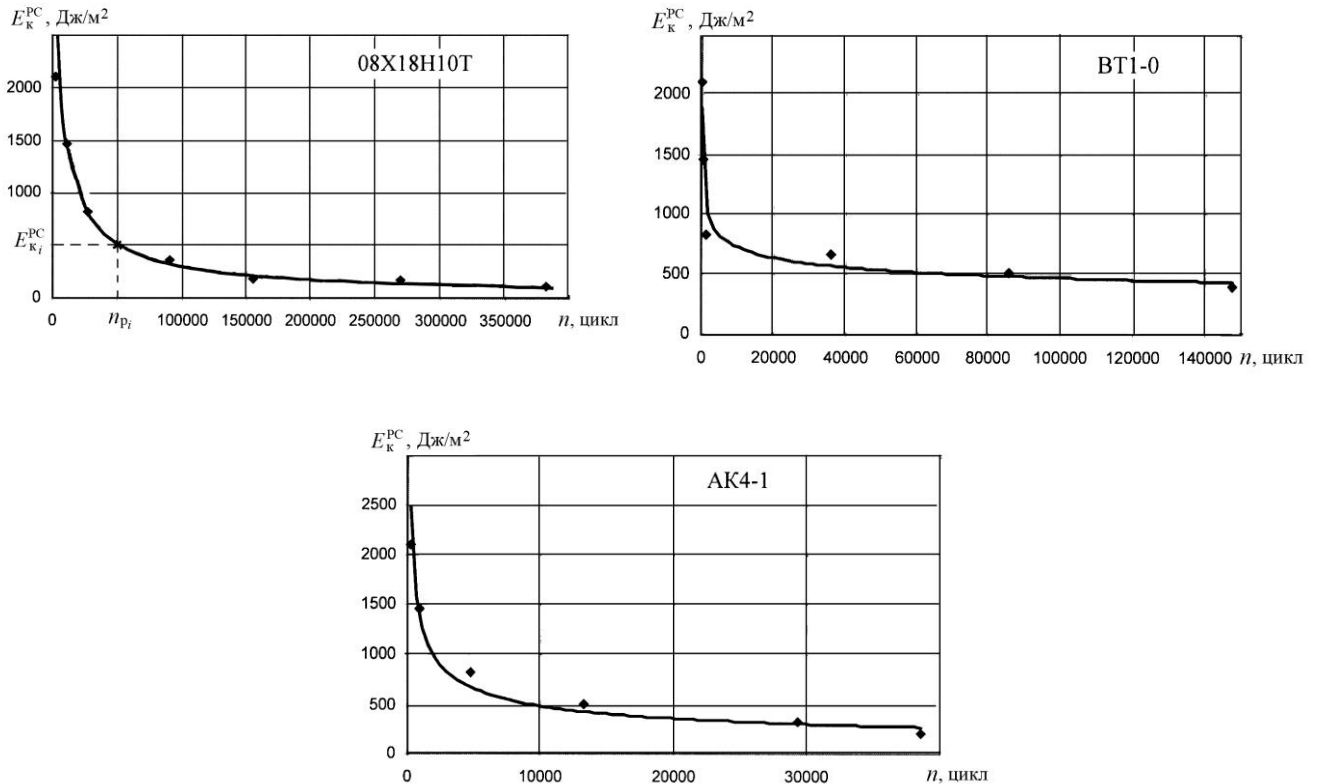


Рис. 3.37. Залежності напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи клапана для різних конструкційних матеріалів

Закономірності емпіричних функцій залежності відносного видовження та звуження стрижневого елемента від напрацювання. В процесі напрацювання ресурсу стрижневі елементи ЕМК витримують циклічні ударні навантаження розтягування. В зв'язку з цим нами спостерігалось збільшення довжини зразків (їх видовження). На основі аналізу отриманих експериментальних даних було виявлено закономірність видовження зразків. Незалежно від діаметру дослідного зразка та його матеріалу, видовження відбувається ступінчасто до настання втомного руйнування (рис. 3.38).

Такий характер отриманої емпіричної залежності можливо пояснити тим, що в зразках проходить процес накопичення пошкоджень, який знижує утомну міцність конструктивного матеріалу зразка.

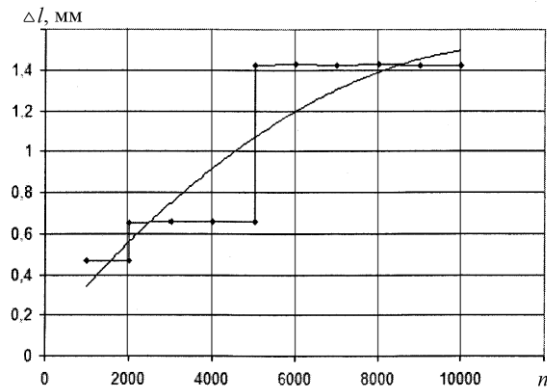


Рис. 3.38. Залежність видовження зразка від кількості циклів напрацювання (матеріал зразка ВТ1-0, діаметр шийки становить Ø2,6 мм)

Залежність швидкості відносного видовження стрижневого елемента від питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи приводу. За даними проведених досліджень середня швидкість зміни відносного видовження δ дослідних зразків за час випробувань із напрацюванням перебуває в порівняно вузькому діапазоні й становить: для зразків з $E=19315,57$ Дж/м² швидкість зміни $C_{\delta}=7,3 \cdot 10^{-7}$ мм/цикл; для зразків з $E=14508,14$ Дж/м² швидкість зміни $C_{\delta}=2,76 \cdot 10^{-7}$ мм/цикл; для зразків з $E=10659,04$ Дж/м² швидкість зміни $C_{\delta}=0,5 \cdot 10^{-7}$ мм/цикл.

Зведені результати з ударного розтягування наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4.

Зведені дані впливу ударного розтягування на технічний стан зразків

№ зразка	Матеріал, Ø шийки, мм	Напрацювання до руйнування n_p , цикл	Відносне видовження δ , %	Середня швидкість зміни δ/n_p	Питома енергія контакту $E = \frac{mV_{сер}^2}{S}$, Дж/м ²
1	2	3	4	5	6
19	ВТ1-0, Ø2,6	17500	1,50	$0,8 \cdot 10^{-6}$	19315
20	ВТ1-0, Ø2,6	6000	0,05	$0,087 \cdot 10^{-6}$	19315
21	ВТ1-0, Ø2,6	14087	0,12	$8,5 \cdot 10^{-7}$	19315
22	ВТ1-0, Ø2,6	59198	1,40	$0,23 \cdot 10^{-6}$	19315
23	ВТ1-0, Ø2,6	10787	2,80	$2,5 \cdot 10^{-6}$	19315
24	ВТ1-0, Ø2,6	19769	0,27	$0,14 \cdot 10^{-6}$	19315
$\frac{\bar{\delta}}{n_p} = 7,3 \cdot 10^{-7} \text{ мм/цикл}$					

1	2	3	4	5	6
25	BT1-0, Ø3,0	157963	0,17	$0,11 \cdot 10^{-7}$	14508
26	BT1-0, Ø3,0	27871	0,31	$1,11 \cdot 10^{-7}$	14508
27	BT1-0, Ø3,0	22546	0,41	$1,82 \cdot 10^{-7}$	14508
28	BT1-0, Ø3,0	11397	0,35	$3,07 \cdot 10^{-7}$	14508
29	BT1-0, Ø3,0	11920	0,33	$2,77 \cdot 10^{-7}$	14508
30	BT1-0, Ø3,0	6000	0,54	$9,0 \cdot 10^{-7}$	14508
31	BT1-0, Ø3,0	4680	0,07	$1,5 \cdot 10^{-7}$	14508
$\frac{\bar{\delta}}{n_p} = 2,76 \cdot 10^{-7} \text{ мм/цикл}$					
32	BT1-0, Ø3,5	87652	0,04	$4 \cdot 10^{-8}$	10659
33	BT1-0, Ø3,5	241581	0,17	$7 \cdot 10^{-8}$	10659
34	BT1-0, Ø3,5	167669	0,06	$4 \cdot 10^{-6}$	10659
$\frac{\bar{\delta}}{n_p} = 0,5 \cdot 10^{-7} \text{ мм/цикл}$					

3.2.4. Результати дослідження елементів приводу ДТВ, що працюють в умовах циклічних ударних навантажень стиснення

Закономірності зміни геометричних параметрів моделей від напрацювання. Аналіз отриманих експериментальних результатів в умовах ударного стискання дозволяє відзначити, що деформація геометричних параметрів дослідних зразків має нелінійний характер від кількості блок-циклів навантажень і характеризується залежностями, представленими на рис. 3.39 – рис. 3.41.

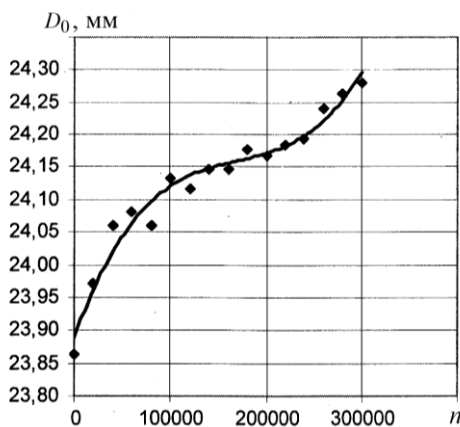


Рис. 3.39. Залежність зміни зовнішнього діаметру зразка D_0 від кількості напрацьованих циклів

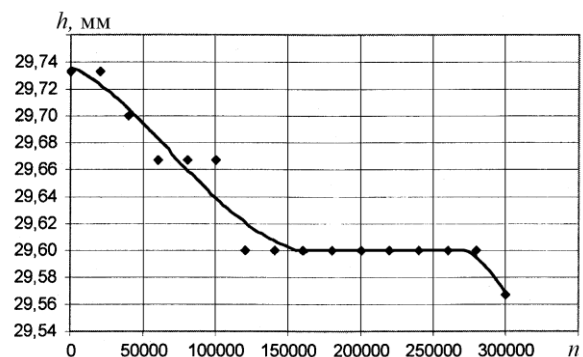


Рис. 3.40. Залежність зміни висоти зразка h від кількості напрацьованих циклів

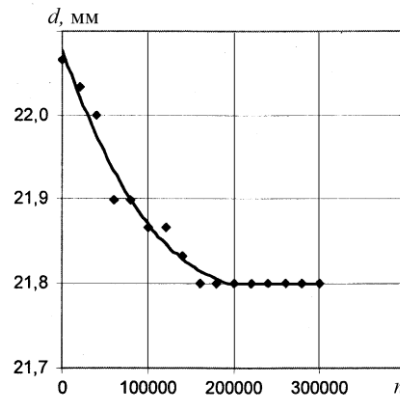


Рис. 3.41. Залежність зміни внутрішнього діаметру дослідного зразка d_0 від кількості напрацьованих циклів

Зведені результати з ударного стискання дослідних зразків та швидкість зміни вимірюваних параметрів від кількості напрацьованих циклів наведено в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Зведені дані впливу ударного стискання на технічний стан зразків

№ п/п	№ зразка, матеріал	Питома кінетична енергія E , Дж/м ²	Початковий зовнішній діаметр, мм D_0^H	Кінцевий зовнішній діаметр, мм D_K^H	Напрацьовання n	$D_K^H - D_0^H$	Середня швидкість зміни D^H , $(D_K^H - D_0^H)/n$	Внутрішній діаметр початковий, мм d_0^{BH}	Внутрішній діаметр кінцевий, мм d_K^{BH}	$d_0^{BH} - d_K^{BH}$	Середня швидкість зміни d^{BH} , $(d_0^{BH} - d_K^{BH})/n$	Початкова висота, мм h_0	Кінцева висота, мм h_K	Середня швидкість зміни h , $(h_0 - h_K)/n$
1	013, Ст 16X	573,1	23,96	23,93	5000	-0,03	-0,00000600	22,1	22,13	-0,03	-0,00000600	35,86	35,85	0,00000200
2	014, Ст 16X	573,1	23,95	23,91	70000	-0,04	-0,00000057	22,17	21,87	0,3	0,00000429	35,77	35,7	0,00000100
3	015, Ст 16X	573,1	23,98	24,04	140000	0,06	0,00000043	22,1	21,83	0,27	0,00000193	35,98	35,88	0,00000071
4	032, Ст 10895	573,1	23,96	24,11	300000	0,15	0,00000050	22,1	21,83	0,27	0,00000090	35,72	35,53	0,00000063
5	033, Ст 10895	573,1	23,98	24,64	1000000	0,66	0,00000066	22,33	21,57	0,76	0,00000076	31,26	30,48	0,00000078
6	09, Ст16X	573,1	23,89	24,61	2000000	0,72	0,00000036	20,1	19,6	0,5	0,00000025	35,98	35,66	0,00000016
7	034, Ст 10895	573,1	23,97	23,98	20000	0,01	0,00000050	22,06	22,1	-0,04	-0,00000200	35,77	35,75	0,00000100
8	08, Ст 16X	292,78	23,97	24,29	2000000	0,32	0,00000016	20,1	19,7	0,4	0,00000020	35,92	35,79	0,00000007
9	025, Ст 10895	292,78	23,95	23,96	200000	0,01	0,00000005	20,1	20,1	0	0,00000000	35,88	35,83	0,00000025
10	029Ю, Ст 10895	292,78	23,96	23,97	400000	0,01	0,00000002	20,1	20,1	0	0,00000000	35,92	35,9	0,00000005
11	027, Ст 10895	292,78	23,98	24,42	12000000	0,44	0,00000004	20,1	20,06	0,04	0,00000000	36,01	35,67	0,00000003

Результати вимірювання мікротвердості поверхонь ударного контакту з матеріалів Ст 16Х та Ст 10895. Аналіз результатів проведених експериментальних досліджень показав, що в процесі напрацювання ресурсу в умовах ударного стискання відбувається ущільнення поверхневого шару конструктивного матеріалу дослідного зразка та збільшення його твердості. Залежність збільшення мікротвердості поверхневого шару дослідних зразків кількості напрацьованих циклів для матеріалів Ст 16Х та Ст 10895 наведено на рис. 3.42.

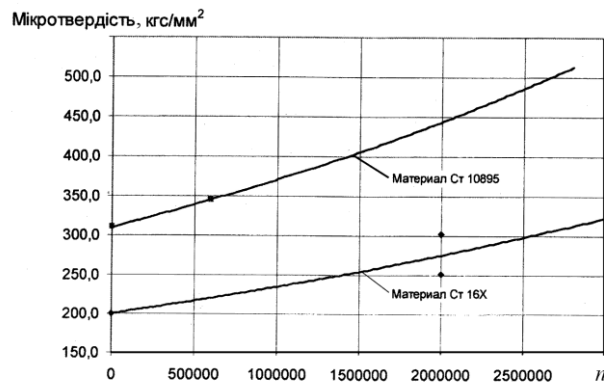


Рис. 3.42. Залежність збільшення мікротвердості константних поверхонь дослідних зразків від напрацьованих циклів

Узагальнений аналіз проведених досліджень впливу ударних циклічних навантажень на утомну міцність елементів конструкції підтверджує зроблений в роботі [141] висновок, що наробіток стрижневих елементів ЕМК з приводом типа ДЩВ до руйнування від втоми функціонально залежить від питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи приводу. Отримано уточнені експериментальні залежності напрацювання до руйнування штоків ЕМК для різних конструктивних матеріалів.

Швидкість зміни геометричних параметрів зразків під дією ударних циклічних навантажень, як розтягу так і стискування, залежить від матеріального виконання деталей та енергії контакту. Отримані експериментальні дані рекомендовано для використання під час проектування малогабаритних ЕМК.

Аналіз результатів випробувань, їх систематизація та узагальнення дозволили створити базу для розробки у ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» нормативного документу – стандарт підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Висновки

Проведені експериментальні дослідження зразків малогабаритних ЕМК з електромагнітними приводами різних типів дозволяють зробити наступні висновки:

1. Період нормальної експлуатації малогабаритних ЕМК складає: для ЕМК з приводами типу ОВ (ОШ) – понад $3,6 \cdot 10^6$ циклів спрацьовувань; для ЕМК з приводами типу ДВ (ДШ) – понад $3,6 \cdot 10^6$ циклів спрацьовувань; для ЕМК з приводами типу ДШВ – не більше, ніж $2 \cdot 10^4$ циклів спрацьовувань.

2. Перехід ЕМК у непрацездатний стан відбувається внаслідок деградаційних процесів, що відбуваються в елементах і вузлах клапанів під впливом експлуатаційних (ресурсних) навантажень. Виявлено особливості деградаційних процесів, що відбуваються в елементах і вузлах ЕМК різних типів під час регулярної експлуатації.

Експериментально підтверджено, що характер основних експлуатаційних навантажень, що діють на елементи і вузли ЕМК, визначаються імпульсним переміщенням рухомої системи клапана в його корпусі. Виявлено елементи конструкції ЕМК, які піддаються інтенсивному впливу деградаційних процесів і лімітують їх ресурс. В ЕМК з приводами типу ОВ (ОШ) і ДВ (ДШ) зонами контактної взаємодії деталей є торцеві поверхні якоря, поверхні стопів та ущільнювальні поверхні затвору клапана. Деградація вихідного стану деталей відбувається в результаті ударного контакту цих поверхонь і тертя циліндричних поверхонь якоря й розділювальної трубки. В ЕМК з приводами типу ДШВ, крім того, мають місце ударні контакти на поверхнях якоря і стопорної шайби, а також на поверхні стопорної шайби й нижньої торцевої поверхні головки штока. Конструкційна особливість приводу ДШВ істотно обмежує величину площадок контакту вищезгаданих деталей. Унаслідок цього

конструкційний матеріал деталей у цих зонах зазнає високих динамічних напружень; переважними деградаційними процесами, що визначають ресурс стрижневих елементів клапанів цього типу є процеси руйнування конструктивного матеріалу від втоми. З урахуванням особливостей експлуатаційних навантажень зміни технічного стану ЕМК досліджених типів під дією ресурсних навантажень приводять до якісно різних наслідків: в ЕМК із приводами ОВ (ОШ) і ДВ (ДШ) зміни технічного стану, як правило, завершуються параметричними відмовами, тобто виражаються в погіршенні якості функціонування без припинення останнього із зміною вихідних функціональних параметрів ЕМК; в ЕМК з приводами ДШВ зміни технічного стану при певному напрацюванні завершуються руйнуванням стрижневого елемента – штока, тобто повним припиненням функціонування.

3. Отримано експериментальні залежності зміни функціональних параметрів (їх математичного очікування і коефіцієнта варіації) ЕМК з приводами різних типів в залежності від кількості циклів спрацьовування.

Експериментально підтверджено, що в першому наближенні зміни функціональних параметрів клапанів з достатнім для інженерної практики наближенням можуть бути апроксимовані степеневою або лінійною функціями. Для різних типів ЕМК отримані експериментальні коефіцієнти і параметри цих функцій, які рекомендуються для використання при визначенні запасів працездатності клапанів аналогічного типу на етапі проектування.

4. Підтверджено, що напрацювання стрижневих елементів ЕМК (штоків електромагнітних приводів типу ДШВ) до відмови внаслідок втомного руйнування залежить від питомої кінетичної енергії переміщення їх рухомої системи. Одержано уточнені експериментальні залежності кількості циклів спрацьовування клапанів до втомного руйнування їх стрижневих елементів від питомої кінетичної енергії рухомої системи клапана.

5. Отримано необхідні експериментальні статистичні дані для вирішення питань визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК на етапі проектування.

РОЗДІЛ 4. ВСТАНОВЛЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРОЦЕСІВ ВИРОБІТКУ ГУМОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ В ЗАПІРНОМУ ВУЗЛІ КЛАПАНА ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПІДВИЩЕННЮ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1. Параметри поверхонь ущільнення запірних елементів електромагнітних клапанів

Однією з основних причин втрати працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів є виробітка або деградація поверхні гумового ущільнення. Проведено дослідження зміни контактуючих поверхонь ущільнення в процесі експлуатації клапана.

При відкритті і закритті клапана гумова поверхня взаємодіє із кільцевим виступом. При цьому має місце зношення і деградація поверхонь. В основному зношується гумова поверхня, в яку вдавлюється тороподібний виступ. Однією із причин зношення є шаржування твердих частинок, які знаходяться в газі у гумову поверхню. При закритому клапані гумова поверхня навантажена силами тиску газу та розподіленими зусиллями в області контакту тороподібного виступа із поверхнею гуми.

Незалежно від механізму зношення результуюче порушення працездатності відбувається на протязі всього періоду експлуатації клапана. В процесі досліджень визначені характеристики зношення в певні моменти життєвого циклу. При цьому проведені виміри параметрів зношених поверхонь при напрацюванні 10, 20, 50, 80 та 100% ресурсу клапана. Ресурс задавався числом циклів спрацювань при номінально-середній частоті спрацювання клапана. Проведені дослідження зміни геометрії, як гумової поверхні, так і поверхні тороподібного виступа. Для визначення фактичної геометрії тороподібного виступа застосована наступна методика. Для різних радіальних перетинів тороподібного виступа в нього вдавлювалась тонка (товщина 0,2...0,5 мм) червоно-мідна пластина (рис. 4.1).

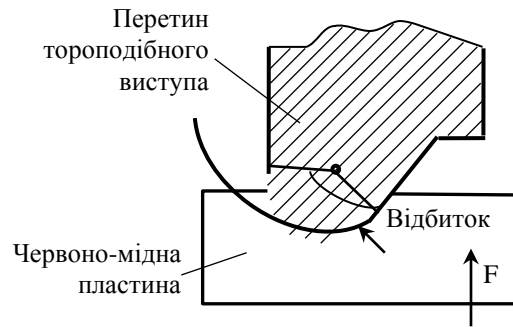


Рис. 4.1. Схема вдавлювання мідної пластини в тороподібний виступ

Вдавлювання пластини здійснювалось при прикладенні сили F величина якої вибиралась із умови відсутності втрати стійкості пластини та її депланації відносно початкової площини.

Після вдавлювання форми відбитка вимірюється на мікроскопі із збільшенням в 100...300 разів. Типова форма відбитка одержана вимірами на мікроскопі визначає складну криволінійну форму контура перетину тороподібного виступа (рис. 4.2).

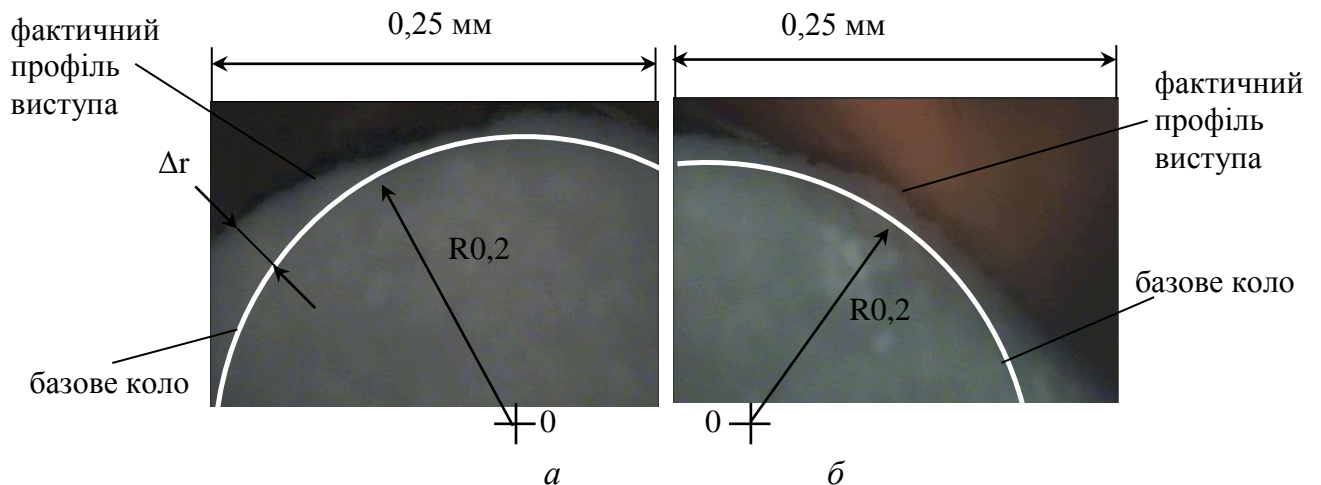


Рис. 4.2. Відбитки форми робочої поверхні тороподібного виступа клапана на червоно-мідній пластинці (збільшено в 200 раз): a – ліва частина відбитка; b – права частина відбитка

На мікроскопі виміряно фактичну форму тороподібного виступа. Вона відрізняється від кола. Для визначення фактичної форми перетину виступа проведені виміри його форми у відхиленнях від базового кола з радіусом

$R_0=0,2\text{мм}$. Визначено центр кола (0) та відхилення фактичного профіля перетину по радіусу Δr від базового кола з радіусом R_0 . Для цього використана натуральна система координат по довжині дуги кола (див. рис. 4.3).

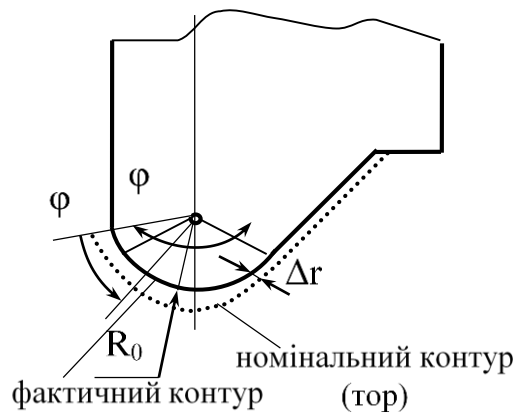


Рис. 4.3. Вимірний фактичний контур радіального перетину робочої частини тороподібного виступа клапана

Встановлено, що переважним відхиленням форми перетину від номінального кола є опуклі форми кривої. При цьому фактичний радіус кривизни перетину в центральній частині робочої зони виступа збільшується відносно радіуса базового кола, а в окремих випадках спостерігаються ввігнуті відносно круга форми перетину. При цьому радіус кривизни фактичного перетину менше радіуса базового кола. Ввігнуті форми перетину не є типовими. В основному має місце збільшення радіуса, а відповідно:

$$\Delta r > 0.$$

В результаті вимірів встановлено, що відхилення форми перетину виступа від базового кола може бути описано поліноміальною залежністю наступного виду:

$$\Delta r = a_0 x^2 + a_1 x^4, \quad (4.1)$$

де a_0 , a_1 - константи, що залежать від розташування радіального перетину тороподібного виступа.

Внаслідок відхилення форми перетину виступа від базового кола відповідно (4.1) має місце зміна живого перетину каналу, по якому протікає газ.

Відповідно проточна частина клапана має деяку варіацію площі поперечного перетину обумовлену відхиленнями форми перетину тороподібного виступа від кола. Варіація площі перетину проточної частини щілини клапана описана залежністю:

$$\delta A = \pi d_c \Delta r = \pi d_c (a_0 x^2 + a_1 x^4), \quad (4.2)$$

де d_c - діаметр розташування центрів базових кіл сукупності радіальних перетинів тороподібного виступа.

Із розрахунків по формулі (4.2) випливає, що зміни площі поперечного перетину щілини клапана є порівняно незначними в порівнянні із номінальним перетином і не перевищують 5% від номінального середнього перетину кільцевої щілини. Відповідно в результаті дослідження форми тороподібного виступа нового клапана і клапана який виробив свій ресурс встановлено, що знос тороподібного виступа є незначним. Тому можна вважати, що металева поверхня має запас працездатності як мінімум в 10...50 разів вище запасу працездатності гумової поверхні.

Встановлено, що прогнозування працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів необхідно здійснювати по найбільш навантаженому і відповідно найбільш деструктивному елементу – гумовому ущільненню. Запас працездатності гумової поверхні ущільнення набагато нижче від запасів працездатності інших елементів і деталей клапана. Тому основні дослідження направлені на визначення запасів працездатності гумових поверхонь запірного вузла.

Досліджена поверхня гуми нового клапана та зношена поверхня гуми. На новій гумовій поверхні наявні окремі регулярні дефекти. Це зокрема сліди токарної обробки та смуги на поверхні (рис. 4.4).

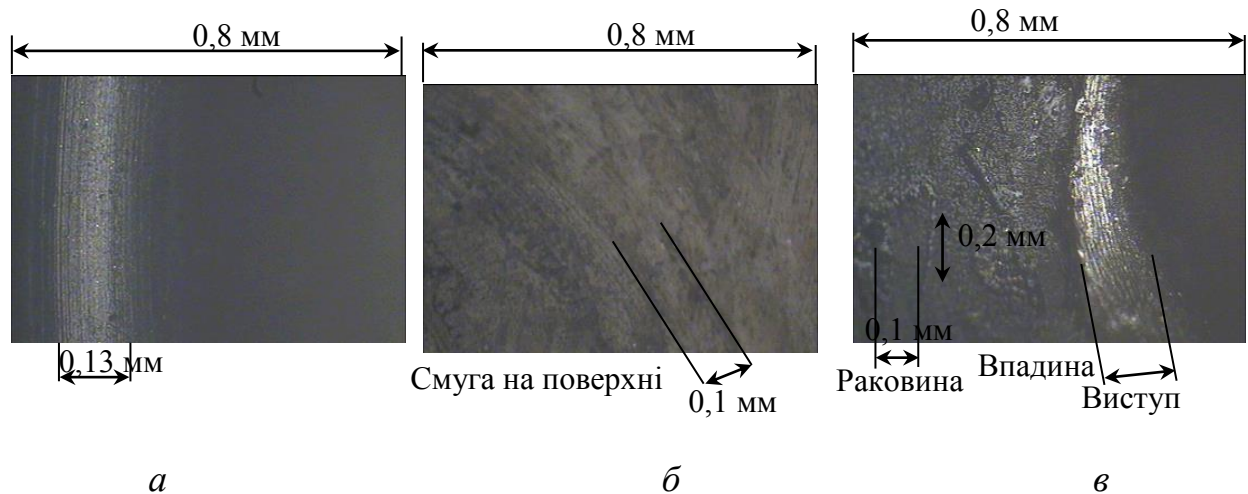


Рис. 4.4. Окремі дефекти на гумовій поверхні нового клапана: *a* – сліди токарної обробки; *б* – смуги на гумовій поверхні; *в* - локальні дефекти гумової поверхні, які виникають при порушенні технологічного процесу обробки гуми

Сліди токарної обробки зберігаються в разі неякісного виконання шліфувальної операції. Вони проявляються у вигляді регулярних виступів і впадин, які чергуються між собою (рис. 4.10 *a*). Виступи і впадини розташовані кроком $\Delta h = 0,01 \dots 0,015$ глибиною $0,003 \dots 0,008$ мм. Окремі смуги на поверхні (рис. 4.10 *б*) є наслідком виконання шліфувальної та доводочної операції. Глибина канавок, які знаходяться між смугами складає $1 \dots 5$ мкм. В результаті проведених досліджень встановлено, що при правильній організації технологічного процесу обробки гумової поверхні регулярні дефекти у вигляді виступів і впадин не спостерігаються.

При порушенні технологічного процесу виникають локальні макродефекти гумової поверхні у вигляді раковин, впадин або виступів (рис. 4.4 *в*).

Локальні макродефекти у вигляді ізольованих виступів і впадин мають місце в області межі гумової поверхні при її підрізанні різцем. Подальша шліфувальна і полірувальна операції ліквідують ізольовані макродефекти розміром $0,1 \dots 0,5$ мм.

В результаті досліджень на мікроскопі встановлено, що на обробленій гумовій поверхні наявні окремі ізольовані мікродефекти, раковини і

мікронерівності. Мікрораковини і тверді частинки шаржовані в гумову поверхню мають розміри 0,005...0,1 мм (рис. 4.5).

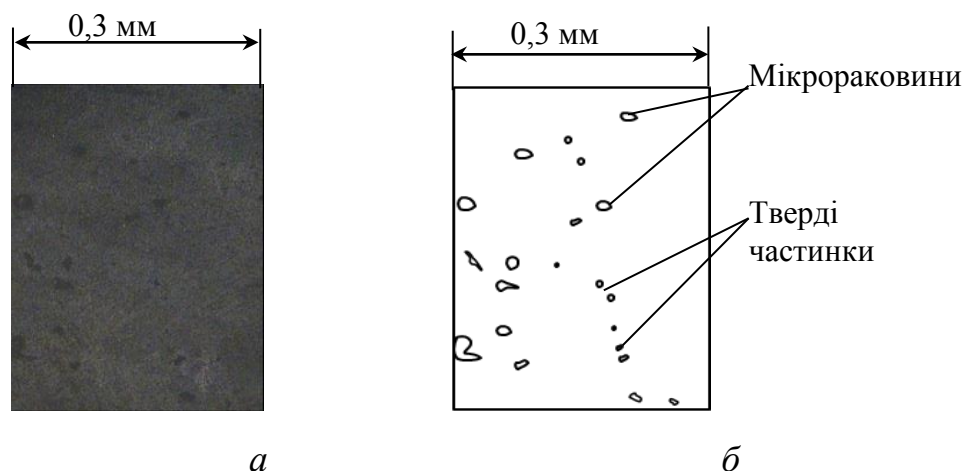


Рис. 4.5. Фото гумової поверхні (а) з дефектами у вигляді мікрораковин та твердих частинок і відповідні фото розміри мікрораковин і частинок (б)

Мікродефекти рівномірно розміщені по гумовій поверхні. Число дефектів у вигляді мікрораковин та твердих частинок у середньому складає 10...25 на 1 мм^2 .

На окремих ділянках гумової поверхні спостерігаються ізольовані (одиничні) мікродефекти у вигляді мікрорисок (4.6).

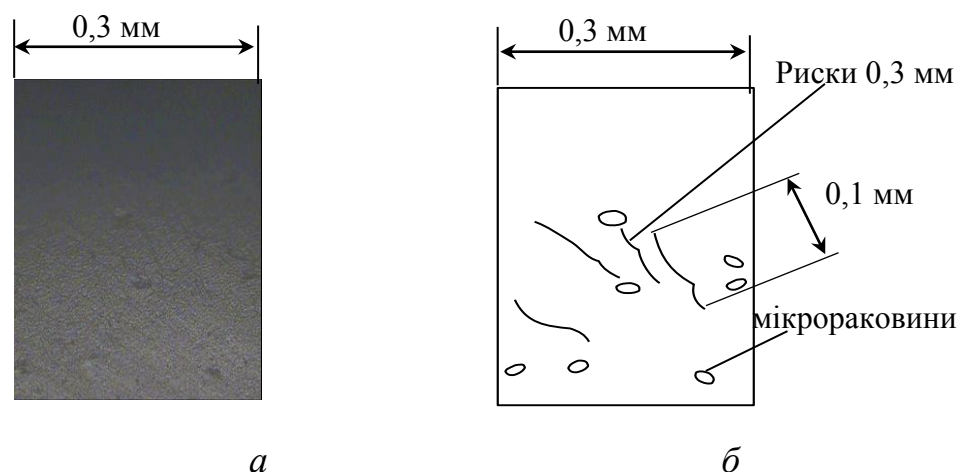


Рис. 4.6. Фото (а) гумової поверхні з дефектами у вигляді мікрорисок та геометричні розміри даних дефектів (б)

Встановлено, що типовими ізольованими мікрodefектами є мікрориски. Ширина рисок складає 0,005...0,1 мм, а довжина рисок 0,1...0,3 мм. Глибина дефектів (рисок) 0,001...0,01 мм.

В окремих випадках на гумовій поверхні спостерігаються протяжні впадини та канавки (рис. 4.7).

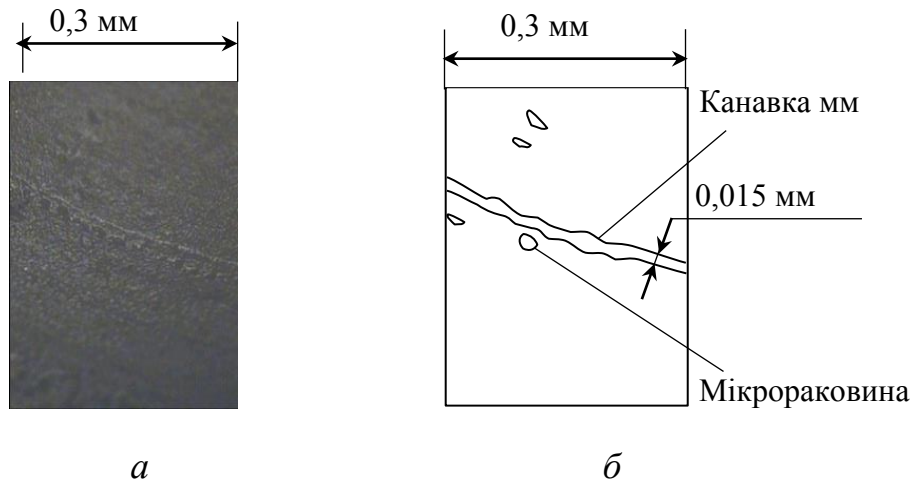


Рис. 4.7. Фото (а) та відповідна геометрична схема (б) гумової поверхні з дефектом у вигляді канавки

Ширина канавок складає 0,01...0,02 мм, а глибина 0,005...0,01 мм. Розглянуті дефекти нової гумової поверхні є типовими. Вони присутні на поверхнях є типовими. Вони присутні на поверхнях оброблених із виконанням всіх технологічних умов. Із проведених досліджень випливає, що мікрodefекти на поверхні в подальшому розвиваються і являються центрами деструкційних змін гумової поверхні та деградації ущільнення. Особливості мікропрофіля та мікрodefекта є основними факторами, які визначають працездатність запірного вузла малогабаритного електромагнітного клапана. Важливою ділянкою гумової поверхні є область її спряження з металом. Проведено дослідження поверхні в контакті «метал-гума». Встановлено особливості спряження та його характеристики. Для цього використані збільшені фото ділянки спряження металу з гумою (рис. 4.8).

Із результатів досліджень зроблено висновок, що поверхня гуми на ділянці спряження має мікроскопічні дефекти аналогічні дефектам гумової поверхні основної ділянки. Наявні мікрориски і раковини та включення твердих

частинок. Поверхня металу має сліди механічної обробки у вигляді канавок. Наявність металевої деталі дещо змінює вигляд гумової поверхні. Іноді спостерігається розгалужена система мікроскопічних виступів і впадин (див. рис. 4.8 в)

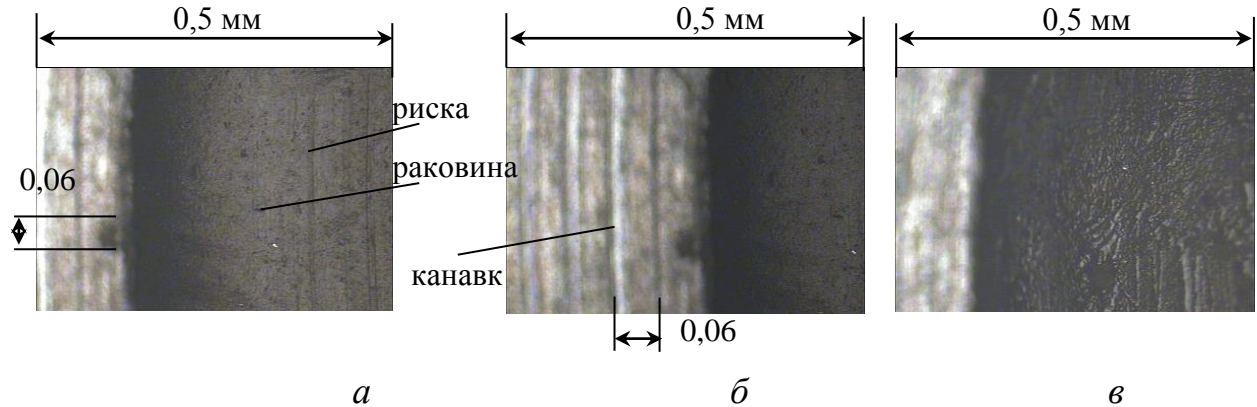


Рис. 4.8. Мікрофото поверхні на ділянці спряження металу з гумою: *а* – фото гумової поверхні; *б* – фото металевої поверхні; *в* – фото гумової поверхні в безпосередній близькості до металу

В результаті досліджень встановлено, що для нової гумової поверхні має місце надійний контакт металу з гумою. В окремих випадках спостерігаються відшарування, нерівності задири, які складають 5..10% довжини контакту. Втрата працездатності по причині відшарування не перевищує 0,01%.

На основі проведених досліджень зроблено висновок, що початкові дефекти обумовлюють деструкцію і деградацію поверхні і є основною причиною втрати працездатності клапана. Відповідно початковий стан гумової поверхні значною мірою впливає на працездатність клапана на протязі циклу його експлуатації. Виконано виміри параметрів мікропрофіля що й на обробленій гумовій поверхні. При цьому визначено параметри мікропрофіля поверхні.

Топограми гумової поверхні одержані на мікроскопі-аналізаторі «CamScan 4 DV» (рис. 4.9 *а*).

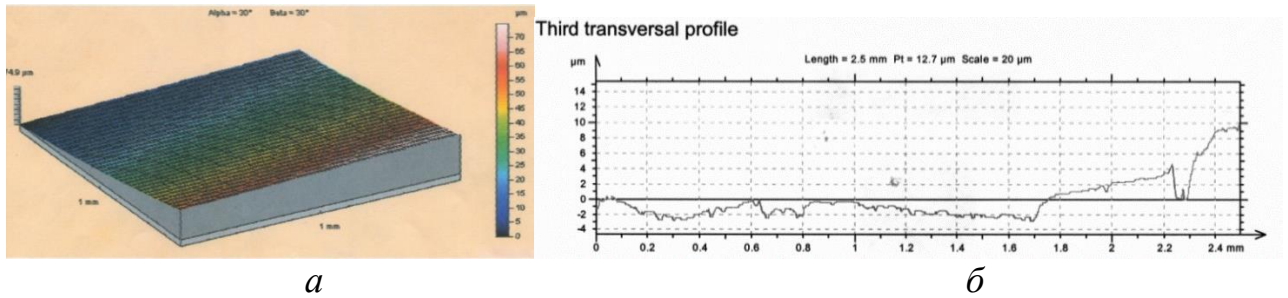


Рис. 4.9. Топограма мікропрофіля гумової поверхні знята безпосередньо після обробки гуми шліфуванням (а) та типова профілограма обробленої гумової поверхні (б)

Із аналізу топограм випливає, що оброблена гумова поверхня, як правило, має рівномірний мікропрофіль. На ній простежуються квазіперіодичні хвилі незначної амплітуди. Для її детального дослідження проведено апаратурні виміри основних параметрів мікропрофіля гумової поверхні та одержані профілограми мікропрофіля (рис. 4.9 б).

В результаті вимірів визначено середньо-арифметичне та середньо-квадратичне відхилення мікропрофіля:

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx \quad Rq = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l z^2(x) dx}$$

Обчислення параметрів мікропрофіля по даним формулам здійснено апаратурними засобами. Розрахункові значення параметрів складають:

```

Roughness Parameters, Gaussian filter, 0.08 mm

Ra      = 0.13 µm

Roughness Parameters, Gaussian filter, 0.8 mm

Rq      = 0.501 µm
Rp      = 1.06 µm
Rv      = 1.54 µm
Rt      = 3.06 µm
Rsk     = -0.695
Rku     = 4.01
Rz      = 2.6 µm
Rmr     = 30.5 % (1 µm under the highest
peak)
Rdc     = 0.683 µm (20%-80%)
RSm     = 0.101 mm
RDq     = 3 °
RPC     = 1.77 pks/mm (+/- 0.5 µm)
Rc      = 0.911 µm
RTp     = 30.5 % (1 µm under the highest
peak)
RHTp    = 0.683 µm (20%-80%)
Rrms    = 0.501 µm

```


Встановлено, що оброблена гумова поверхня безпосередньо після обробки має відхилення мікрогеометрії, які характеризуються параметром $0,1 < Ra \leq 0,4$. Хвилястість поверхні складає $0,1..0,15$ мм. Крім параметрів мікропрофіля визначена його опорна поверхня. Опорна поверхня має характерний вигляд із різномірними ділянками (рис. 4.10).

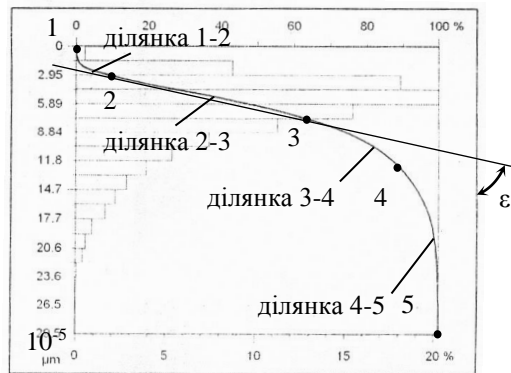


Рис. 4.10. Опорна поверхня мікропрофіля гумового ущільнення визначена апаратним методом безпосередньо після обробки

Проведено аналіз кривої опорної поверхні. Встановлено особливості кривої на окремих ділянках 1-2, 2-3, 3-4, 4-5 та відповідні характеристики мікропрофіля. Зокрема визначено особливості опорної поверхні на різних ділянках. Встановлено, що 1-2, це ділянка ізольованих мікрориступів. Вона має незначну величину і не спричинює суттєвого впливу на експлуатаційну надійність та працездатність клапана. Основною є ділянка 2-3, яка є ділянкою пропорційного росту опорної поверхні. Розмір по висоті даної ділянки $0,2..0,5$ мкм. Вона займає близько 60% опорної поверхні. Дана ділянка кривої опорної поверхні є основним діагностичним параметром міцності і працездатності ущільнення. Вона служить для прогнозування працездатності електромагнітних клапанів на етапі проектування. Ділянка кривої 2-3 є практично лінійною. Її характерним параметром є середній кут нахилу кривої (тангенс кута нахилу) ϵ . Даний параметр вибрано в якості діагностичного для прогнозування працездатності гумо-металевого ущільнення в окремій точці запірною вузла.

Інші дві ділянки 3-4 та 4-5 знаходяться на нелінійних ділянках кривої. Ділянка 3-4 характеризує пороутворення на поверхні ущільнення. Вона визначає необхідний тиск на золотник клапана та силу деформації пружини.

Довжина ділянки зменшується при правильному технологічному процесі виготовлення гумової поверхні, зокрема при шліфувальній операції та доводці. Дана ділянка є основним місцем шаржування твердих частинок в гумову поверхню. На даній ділянці локалізуються початкові процеси деструкції, утворюються «зародки» деструктивних змін гумової поверхні, які в подальшому приводять до втрати працездатності запірного вузла ущільнення.

Останньою є ділянка 4-5 - окремих впадин. Вона займає близько 10% загальної висоти опорної поверхні. Як правило впадини на даній ділянці зарощуються або забруднюються в процесі експлуатації.

В результаті проведених досліджень встановлено, що найбільш інформативною характеристикою для прогнозування працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів систем авіакосмічної техніки є опорна поверхня щойно обробленої гумової поверхні запірного вузла. Встановлено, що гумова поверхня повинна мати як можна більш протяжну лінійну ділянку 2-3. Збільшення довжини ділянки 2-3 на 10% забезпечує підвищені на 20..30% запаси працездатності ущільнення.

Проведені дослідження параметрів виготовлених деталей запірного вузла є основою для визначення характеристик спрацювання поверхонь вузла в процесі експлуатації малогабаритних електромагнітних клапанів.

4.2. Характеристики спрацювання гумової поверхні ущільнення

Для прогнозування працездатності клапанів необхідно встановити зміни параметрів запірного вузла, що мають місце в процесі експлуатації клапанів. В процесі проведених досліджень визначено спрацювання гумового ущільнення.

Спрацювання гумового ущільнення приводить до зміни його характеристик. Окремі зміни не приводять до втрати працездатності ущільнення і є регламентними. Інші зміни є деструктивними і в кінцевому підсумку порушують працездатність клапанів. Гума є матеріалом, який змінює свою форму під дією статичних та циклічно-змінних навантажень. Для визначення зміни форми гумової поверхні проведені виміри її геометрії на протязі регламентного періоду експлуатації ресурсу. За регламентний період

прийнято 150000 циклів спрацювання клапана на протязі 3 місяців. Середнє число спрацювань 200 за годину.

Встановлено, що при ви роботі 10% регламентного ресурсу і вище на гумовій поверхні в місці її контакту з сідлом утворюється кільцева канавка. Глибина і ширина канавки збільшується в процесі експлуатації ущільнення. Канавка стає номінальною при ви роботі 10% і більше ресурсу ущільнення. При ви роботі близько половини ресурсу глибина канавки стає спів розмірною із діаметром тороподібного виступа (рис. 4.11).



Рис. 4.11. Канавка на гумовій поверхні при виробітку ущільнення на 30% ресурсу

Форма і розміри канавки мають важливе значення для прогнозування працездатності ущільнення. Тому проведені виміри форми і розмірів канавки. Для цього розроблена і використана спеціальна установка для механічного сканування канавки на гумовій поверхні (рис. 4.12).

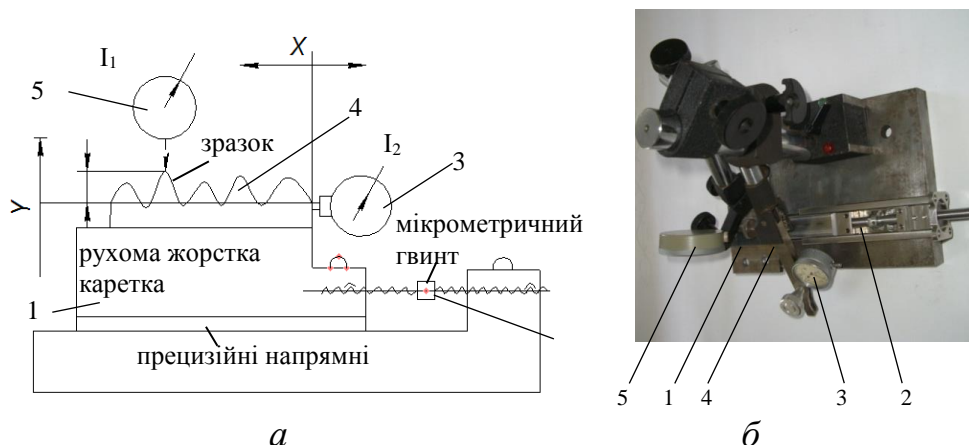


Рис. 4.12. Принципова схема установки для механічного сканування канавки на гумовій поверхні (а) та загальний вигляд установки (б)

Установка має каретку 1, яка переміщується по напрямним за допомогою мікрометричного гвинта 2. Положення каретки вимірюється індикатором 3. Він

має діапазон вимірів 10 мм і дискретність вимірів 0,01 мм. На каретці встановлюється зразок 4 із канавкою на гумовій поверхні. Ординати зразка при його переміщенні вимірюються індикатором 5 з діапазоном вимірів 2 мм і дискретністю 0,001 мм.

Установка виготовлена і використана при експериментальних вимірах (рис. 4.12 б).

В процесі експериментальних досліджень виміряні фактичні розміри, глибина і ширина канавки. Це здійснено для золотника із гумовою вставкою при наявності достатньо глибокої (0,3...0,5 мм) канавки. Точність вимірів забезпечена необхідною достатньо великою кількістю вимірів та статистичною обробкою результатів.

Середнє арифметичне значення ординати в кожній точці радіального перетину гумової поверхні з канавкою визначено формулою:

$$y_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i, \quad (4.3)$$

де n – число вимірів, y_i – значення ординати при i -му вимірі.

Середньо квадратичне відхилення вимірів знайдено за формулою:

$$\sigma(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - y_m)^2 / [n(n-1)]}. \quad (4.4)$$

Довірчий інтервал вимірів визначався з ймовірністю $p=0,95$ і визначається наступною залежністю:

$$\Delta y = t \cdot s(y), \quad (4.5)$$

де t - коефіцієнт Ст'юдента, який знаходився згідно таблиць відповідно вибраного довірчого інтервалу.

Одержані результати вимірів оброблені за формулами (4.3), (4.4) подані у вигляді таблиць (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Виміряні середньо-арифметичні значення ординат профілю канавки на гумовій поверхні (розміри в мм)

x	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
y_m	-0,05	-0,07	-0,2	-0,1	0,28	0,48	0,31	-0,15	-0,15	-0,11	-0,05	-0,03
σ	0,02	0,03	0,03	0,08	0,04	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,04	0,02

По знайденим ординатам профіля та їх відхиленням виконано аналіз усереднених даних по визначенню вимірної форми канавки та відхилення розміру канавки в радіальному напрямку (рис. 4.13).

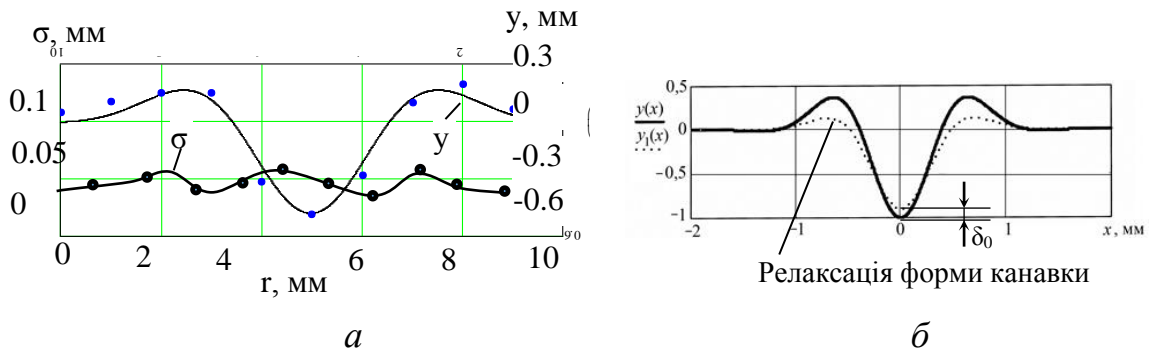


Рис. 4.13. Математичне сподівання та середньо-квадратичне відхилення профіля канавки на поверхні гумового ущільнення при виробітку 60% ресурса електромагнітного клапана (а) та результати розрахунків форми канавки по запропонованій моделі (б)

В результаті досліджень встановлено, що на початку роботи клапана (10% ресурсу) канавка має наступні розміри: ширина 0,05...0,1мм, а глибина 0,005-0,01 мм. При напрацюванні 60% ресурсу ширина канавки складає ~ 4мм, а глибина близько ~ 0,6 мм. За межами канавки наявні підвищення гумової поверхні ~ 0,2 мм по периферії канавки.

По результатам досліджень зроблено висновок, що канавка не впливає на працездатність клапана при умові відсутності дефектів (деградації) гумової поверхні. Доведено, що критерієм втомного руйнування є розміри і характер деструктивних змін гумової поверхні в канавці.

Для теоретичного узагальнення результатів досліджень проведено математичний опис змін геометрії гумової поверхні канавки, які виникають під час експлуатації запірного вузла.

По результатам обробки експериментальних даних запропонована нелінійна математична модель для опису форми канавки. Модель включає експоненціальну та тригонометричну функцію і має вигляд:

$$Y(x) = a_m e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x). \quad (4.6)$$

Модель (4.5) включає константи a_m , α , τ , які визначені із умови найкращого наближення математичної моделі до експериментальних даних. Для вимірюного ущільнення з діаметром тороподібного виступа 6 мм значення констант складають:

$$a_m = 1,1 \text{ мм}, \alpha = 2 \text{ мм}^{-1}, \tau = 4 \text{ мм}^{-1}. \quad (4.7)$$

При правильному виборі констант модель достатньо точно описує форму канавки. Результати розрахунків по даній моделі наведені на рис. 4.13 б.

Одержана математична модель придатна для розрахунку форми канавки на протязі всього періоду експлуатації ущільнення. При цьому змінюються лише значення констант a_m , α , τ .

Дана модель модифікована на випадок зміни виду канавки по причині релаксації гумової поверхні. При відкритті клапана форма канавки змінюється в часі. Спочатку вона є глибшою і має більш високий виступ по периферії канавки. Після певного періоду релаксації форма канавки згладжується (показано пунктирною кривою на рис. 4.13 б). Характерними змінами канавки є зменшення її глибини внаслідок релаксації форми гумової поверхні. Зменшення глибини канавки впливає на процеси течії газу в щілині запірного вузла. Загальне зменшення глибини (δ_0) має місце в достатньо великий проміжок часу t_2 , який перевищує час спрацювання клапана. Проведені виміри зміни глибини канавки при відкритті клапана. Встановлені закономірності зміни в часі глибини канавки (рис. 4.14).

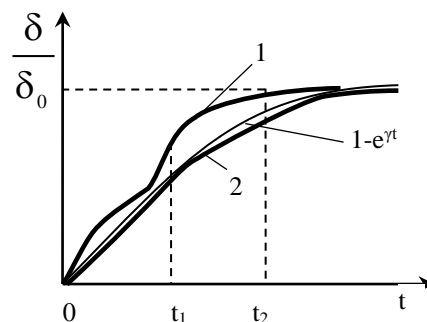


Рис. 4.14. Зміна в часі глибини канавки при відкритті клапана: крива 1 – експериментальні виміри; крива 2 – розрахунки по запропонованій залежності

Зменшення глибини канавки відповідає аперіодичному процесу з нелінійностями на початку і в кінці процесу (крива 1). Для опису залежності зміна глибини канавки в часі запропонована спрощена аналітична залежність:

$$\delta = \delta_0(1 - e^{-\gamma t}), \quad (4.8)$$

де δ_0 - максимальна зміна глибини канавки; γ - постійна, яка залежить від виду гуми та від виробітку ресурсу клапана.

В результаті обробки експериментальних даних встановлена загальна зміна в часі форми гумової поверхні та побудована схема взаємодії виступа з гумовим сідлом (рис.4.15):

$$Y(t, x) = [a_m + \delta_0(1 - e^{-\gamma t})] * e^{-\alpha x^2} \cos(\tau x). \quad (4.9)$$

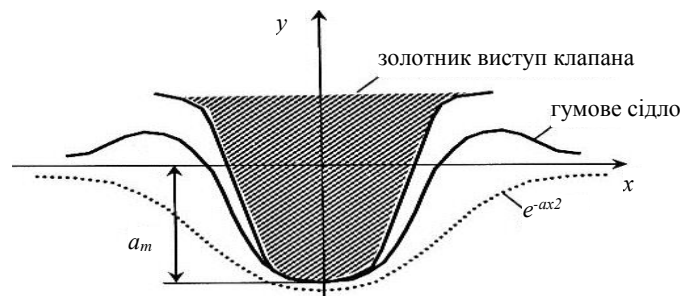


Рис. 4.15. Схема взаємодії виступа з гумовим сідлом

4.3. Визначення запасів працездатності клапана по критерію деградації гумового сідла

Одним із основних елементів, що лімітує ресурс клапана є гумове ущільнення золотника в сідлі. Деградація поверхні гуми є одним із основних факторів, який впливає на працездатність і надійність клапанів. Тому для прогнозування працездатності малогабаритних клапанів необхідно встановити закономірності деструктивних змін гумових поверхонь запірних вузлів клапанів. В процесі досліджень проведено вивчення виду та ступеня впливу деградації гумової поверхні на експлуатаційні характеристики клапана, зокрема його герметичність.

В результаті досліджень встановлено, що основною причиною втрати працездатності клапана є руйнування від втоми матеріалу внаслідок деградації

гумової поверхні. Раніше показано, що наявність канавки на гумовій поверхні не впливає на протікання крізь клапан. Внаслідок перекосу золотника глибина канавки по периметру змінюється (рис. 4.16).

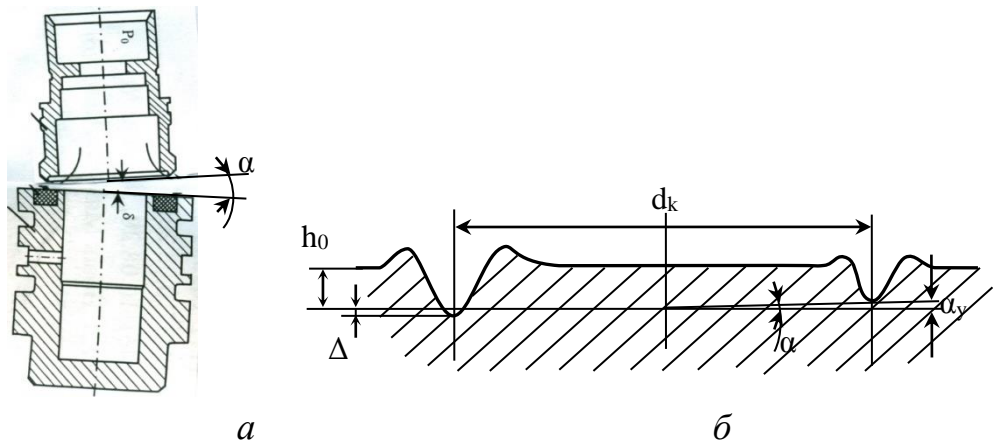


Рис. 4.16. Схема перекосу золотника відносно гумового сідла (а) та утворення канавки змінної глибини внаслідок перекосу золотника (б)

В результаті вимірів встановлені закономірності зміни глибини канавки в тангенціальному напрямку. Здійснено аналітичний опис залежності глибини канавки при перекосі золотника від кутової координати. Із достатньою для практики точністю глибина канавки h_v залежності від полярного кута φ описується косинусоїдальною функцією:

$$h(\varphi) = h_0 + \Delta \cos \varphi, \Delta = \frac{1}{2} d_k \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.10)$$

де h_0 - середнє значення глибини канавки; Δ - половина різниці максимального і мінімального значень глибини канавки; α - кут, що визначає загальний перекося золотника відносно гумової поверхні; d_k - діаметр заглибини канавки в місці її найбільшої глибини.

Косинусоїдальна залежність (4.10) глибини канавки від полярного кута є наслідком геометричного перекося золотника відносно поверхні гумового сідла. Внаслідок дії експлуатаційних факторів глибина канавки змінюється. Зміни мають невизначений характер. Тому фактична глибина канавки ущільнення при його спрацюванні відрізняється від залежності 4.10 і визначена експериментально. Для цього використана описана раніше установка (див. рис. 4.12), яка дозволяє провести з високою точністю виміри глибини канавки в

залежності від тангенціальної координати. Зміна глибини і форми канавки, а відповідно і зміна форми проточної частини клапана обумовлені деструкцією гумової поверхні в канавці. Область деструкції визначалась візуально, а її форма і розміри уточнювались по результатам вимірів. В результаті вимірів встановлена область деструкції ущільнення та фактична глибина канавки в залежності від полярного кута (рис. 4.17).

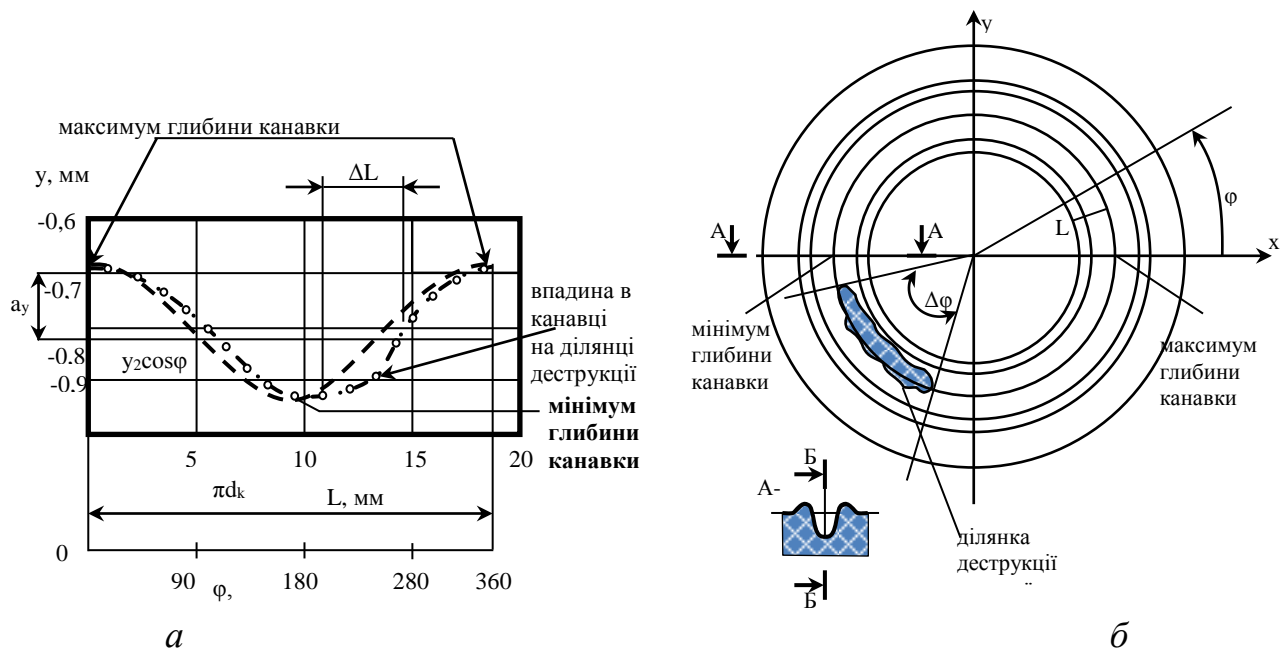


Рис. 4.17. Результати експериментальних вимірів глибини канавки в залежності від полярного кута φ (а) та експериментально визначене розташування області деградації гумової поверхні по периметру канавки (б)

Фактична залежність глибини канавки від полярного кута φ (показано крапками) відрізняється від косинусоїдальної залежності (показано пунктирною лінією). Суттєві відхилення від косинусоїди обумовлені наявністю впадини в канавці. Дана впадина є результатом деструкції гумової поверхні. Протяжність впадини L_A складає 10...30% від загальної довжини канавки по колу. Глибина впадини складає 0,05...0,1 мм. Наявність впадини із нерівною (деградованою) поверхнею приводить до втрати герметичності клапана, а відповідно до порушення його працездатності. Тому згідно поставлених задач проведені комплексні виміри зношеної гумової поверхні сідла в канавці. Для цього виконані візуальні дослідження гумової поверхні канавки та здійснені виміри її

геометричної форми впадини по периметру канавки. Встановлено, що поверхня впадини не є однорідною. На деякій її ділянці наявні виробітки та нерівності (рис. 4.17 б).

Встановлено, що деградація поверхні канавки проявляється у змінах гумової поверхні у вигляді плями на якій мають місце підвищена шорсткість поверхні. На плямі наявні включення у вигляді частинок, які шаржовані у поверхню гуми. Протяжність плями по куту складає:

$$\Delta\varphi = 30^\circ \dots 60^\circ.$$

Для визначення глибини деструкції шару гуми проведені виміри глибини канавки по дузі кола. Встановлено, що глибина деградованої ділянки відрізняється від глибини канавки на 0,05...0,1 мм. Внаслідок перекосу тороподібний виступ золотника притискається до поверхні канавки нерівномірної глибини, забезпечуючи ущільнення клапана. На ділянці деструкції золотник не щільно прилягає до гумової поверхні і в даному місці відбуваються витіки повітря (рис. 4.18 б).

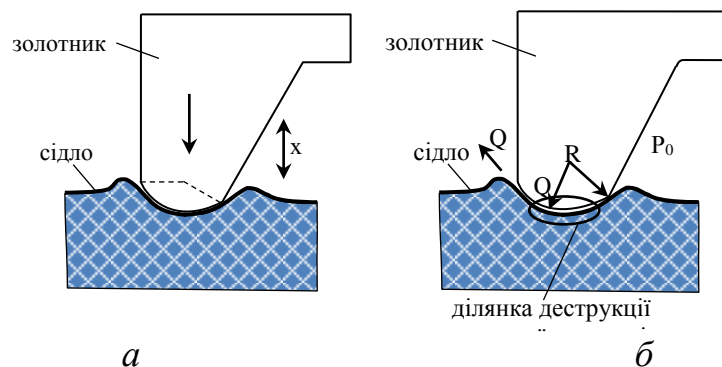


Рис. 4.18. Взаємодія золотника з сідлом герметичного ущільнення (а) та ущільнення з порушенням герметичності (б)

Нещільне прилягання має місце на обмеженій довжині канавки в області деструкції. В процесі роботи електромагнітних клапанів, ущільнюючі елементи затворів піддаються впливу потоку середовища, що герметизується, в широкому діапазоні швидкостей, температур та градієнтів тиску. В результаті дії потоку середовища відбувається ерозійне руйнування ущільнюючих поверхонь деталей затвору. Таким чином, при тиску герметизованого

середовища більш, ніж 3,0 МПа, руйнування затвору з ущільнюючим елементом може відбутися протягом декількох секунд. Тому проведено дослідження механізму взаємодії деталей ущільнення на ділянці деструкції гумової поверхні. Встановлено, що в нормальному стані золотник контактує з гумовою поверхнею стискаючи мікровиступи і зарощуючи пори (рис. 4.19).

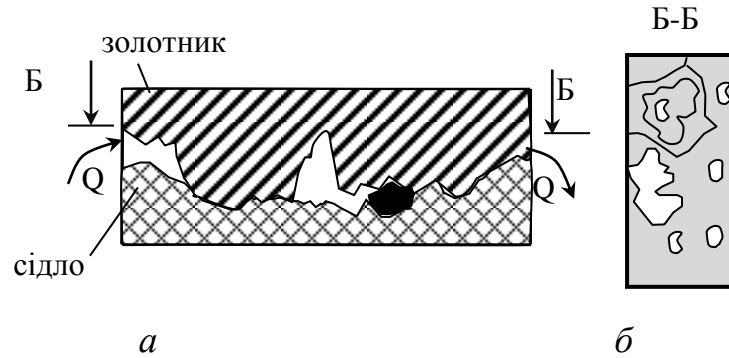


Рис. 4.19. Схема взаємодії металевого виступа з гумовою поверхнею герметичного ущільнення (а) та схема зарощення пор з утворенням ізольованих порожнин (б)

Тверді частинки, які наявні в робочому середовищі в разі попадання в щілину шаржуються в гумову поверхню і не завдають негативного впливу на ущільнення. В разі деградації гумової поверхні має місце порушення герметичності в ущільненні (рис. 4.20).

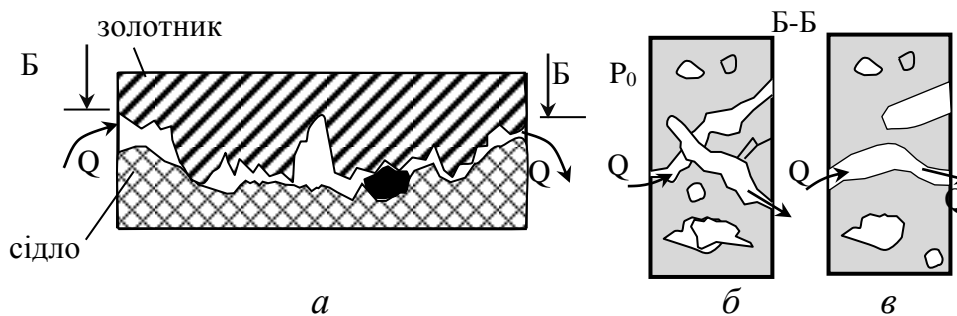


Рис. 4.20. Механізм утворення радіальних каналів на ділянці деструкції гумової поверхні (а), утворення каналу на початковій стадії деградації поверхні (б) та остаточне формування каналу на гумовій поверхні (в)

Герметичність порушується внаслідок утворення і розширення мікроканалів на поверхні гуми (рис. 4.20 б, в). В результаті дослідження за допомогою мікроскопа виявлені окремі канали на деградованій поверхні (рис. 4.21).

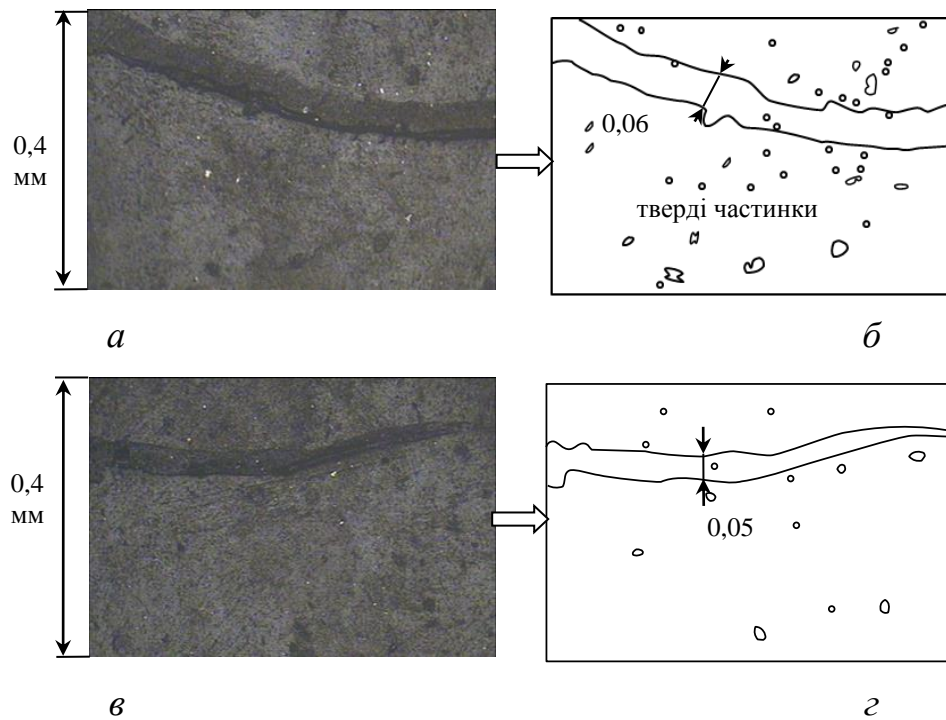


Рис. 4.21. Мікроскопічні канали виявлені на деградованій гумовій поверхні: *а, в* – фото поверхні; *б, г* – відповідні розміри дефектів

Дані канали не закриваються при втисканні золотника в гумову поверхню канавки. Ширина каналів складає $0,02..0,08$ мм, глибина каналів $0,005..0,01$ мм. Число каналів на довжину периметра ущільнення $5..8$ каналів/мм. В каналі присутні абразивні частинки розміром $0,005..0,05$ мм які шаржовані в поверхню гуми. З часом має місце згладження контурів каналів. Проведено дослідження окремих дефектів на гумовій поверхні канавки на ділянці деструкції (див. рис. 4.21 б). Встановлено, що на даній ділянці мають місце мікрораковини, тверді частинки та розпушення поверхні (див. рис. 4.21 б).

Основний результат деградації спостерігається при вимірах мікропрофіля поверхні. Апаратурні виміри параметрів мікропрофіля дали можливість встановити їх зміни в процесі деградації. Досліджено зміни середньо арифметичного відхилення мікропрофіля в часі (рис. 4.22).

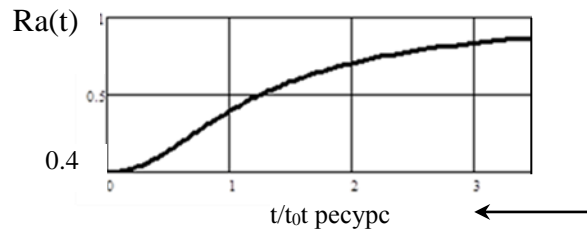


Рис. 4.22. Зміна в часі параметра шорсткості деградованої гумової поверхні

Визначені зміни параметрів мікропрофіля гумової поверхні на ділянці деструкції дають можливість зробити висновок, що параметри шорсткості змінюються порівняно мало. Проведено математичний опис зміни параметра шорсткості гумової поверхні. Його подано у вигляді залежності:

$$Ra = Ra_0 \cdot \frac{4 \frac{t^3}{t_0} \cdot \left(1 + \frac{t}{t_0}\right)^3}{\left[\frac{t^3}{t_0} + \left(1 + \frac{t}{t_0}\right)^3\right]^2} \quad (4.11)$$

де Ra_0 - початкове значення параметра шорсткості; t_0 - характеристика значення часу, вибрана із умови забезпечення працездатності ущільнення.

Дана залежність дає можливість прогнозувати працездатність запірного вузла клапана із умови обмеження деструкції гумового ущільнення. Із наведеної формули визначена умова забезпечення працездатності клапана у вигляді:

$$[Ra/Ra_0] \leq 1,5 \dots 1,8.$$

Для визначення межі втрати працездатності маємо рівняння:

$$\frac{4 \left(\frac{t_p}{t_0}\right)^3 \left(1 + \frac{t_p}{t_0}\right)^3}{\left[\left(\frac{t_p}{t_0}\right)^3 + \left(1 + \frac{t_p}{t_0}\right)^3\right]^2} \approx 1,5 \dots 1,8.$$

Для більш детального визначення впливу змін мікропрофіля деградованої поверхні на ділянці деструкції проведені спеціальні вимірипрофілограм.

Встановлені зміни мікропрофіля гумової поверхні на ділянці деструкції (рис. 4.23).

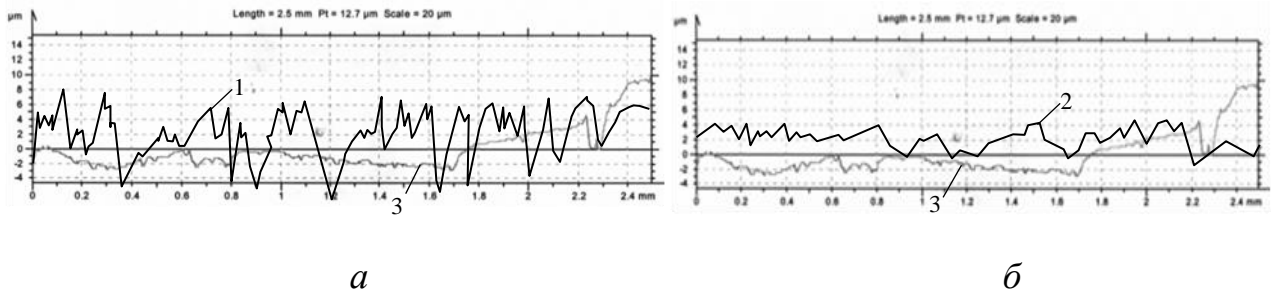


Рис. 4.23. Зміни мікропрофіля деградованої поверхні в тангенціальному напрямку (крива 1) та в радіальному напрямку (крива 2)

На рисунках для порівняння наведено профілограми незношеної поверхні (криві 3). Слід зазначити, що в процесі роботи клапана параметри шорсткості поверхні змінюються незначним чином. Хоча область деструкції спостерігається при напрацюванні 70..80% ресурса.

В результаті проведеного комплексу досліджень встановлено, що процес деструкції найбільш ефективно відображають інтегральні параметри мікропрофіля, зокрема при деструкції суттєвим чином змінюються параметри опорної поверхні (рис. 4.24).

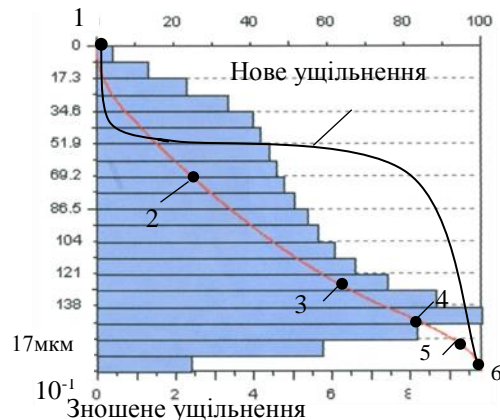


Рис. 4.24. Опорна поверхня мікропрофіля зношеного гумового ущільнення на ділянці деструкції

Здійснено порівняльний аналіз опорних поверхонь нового (див. рис. 4.10) та деградованого (рис. 4.24) сідла. Встановлено, що на ділянці 1-2 внаслідок деструкції поверхні збільшується число ізольованих мікрориступів. Тому, в порівнянні із аналогічною ділянкою нового ущільнення, ділянка 1-2 суттєво збільшується (з 5..7% до 15..30%). Причиною цього є розпушування поверхневого шару гуми. Число ізольованих мікрориступів спочатку росте з

постійною швидкістю, а потім росту частоті появи мікроступів швидкість стабілізується (в кінці ділянки 1-2). Протяжність наступної ділянки (ділянка 2-3) суттєво зменшується в порівнянні з аналогічною ділянкою нової поверхні. Протяжність ділянки складає близько 60%, але вона зміщується вглиб гумової поверхні в порівнянні з ділянкою нової поверхні. Ділянки 3-4- і 5-6 різко зменшуються і не є суттєвими.

Деструкція гумової поверхні і пов'язане з нею зниження працездатності клапана пов'язано із порушенням герметичності ущільнення. Для виявлення причин втрати працездатності проведено аналіз механізму герметизації ущільнення. Ущільнюючий ефект досягається заповненням всіх мікронервностей і дефектів контактної поверхні матеріалом ущільнювача (гуми). Для цього ущільнювач повинен бути стиснутий деякою силою, що створює в поверхневих шарах напругу, достатньою для їх деформації для заповнення нерівностей. Зближення поверхонь відбувається в дві стадії. На стадії I при досить малих номінальних значеннях $p_k = p_{k1}$ відбувається впровадження найбільших виступів і зближення поверхонь до контакту виступів висотою, приблизно рівній R_z . При цьому утворюється система западин і капілярів довільної форми, близької до плоских щілин висотою $R_z - \epsilon R_z$. Модель цієї системи враховує m наскрізних і n поперечних каналів течії газу. На стадії II при $p_k > p_{k1}$ відбувається основна герметизація з'єднання в результаті перекриття мікроканалів. Якщо в кожному мікроканалі витік Q_i , то загальний витік складає $Q = \sum Q_i$. Перепад тисків Δp_i на i -ій ділянці течії є частиною перепаду тисків Δp між порожнинами: $\Delta p = \sum \Delta p_i$. Наявність поперечних каналів сприяє вирівнюванню тиску по периметру міжповерхневого зазору, тому можна спростити схему і враховувати тільки наскрізні мікроканали. Безрозмірна функція форми визначається середньостатистичними співвідношеннями ширини мікроканалів B_i до їх довжини $\tau \ell$ (τ - коефіцієнт звивистості; ℓ -ширина контакту ущільнення). Відповідно:

$$\psi = \sum^m \left[\sum^n \frac{1}{\eta_i \bar{B}_i \bar{\delta}_i^3 / \tau \bar{\ell}_i} \right]^{-1}; \quad (4.12)$$

де $\bar{B}_i = B_i/B$; $\bar{\ell}_i = \ell_i/\ell \approx \tau$; $\bar{\delta}_i = \delta_i/Rz$ - периметр ущільнення.

Важливо встановити залежність ψ від p_k і p . Для найбільш ймовірної моделі[163]поперечного перетину мікроканалу у вигляді трикутника з відношенням основи до висоти $B_i/\delta_i \approx 20 \dots 200$. В міру зближення на величину ϵRz зменшуються зазор $\delta \approx Rz - \epsilon Rz$ і ширина щілин B_i згідно залежностей:

$$\delta_i = Rze^{-p_k/(kE)}, \quad B_i \approx (\ell_\delta/k_\ell)e^{-p_k/(kE)},$$

де k і k_ℓ - коефіцієнти, що враховують середньо статистичні значення параметрів. Має місце зв'язок між параметрами:

$$\delta_i = Rze^{-p_k/(kE)}, \quad B_i \approx (\ell_\delta/k_\ell)e^{-p_k/(kE)} \quad (4.13)$$

Визначення витоку газу і проникності ущільнення здійснено за методом теорії фільтрації. Зазор між поверхнями подано у вигляді пористого тіла. Для визначення витрати Q рідини (газу) використано рівняння Дарсі. Пористе середовище подано у вигляді сукупності капілярних трубок рівної довжини ℓ і довільного перетину, що враховують коефіцієнтом проникності K . При цьому залежність витрати від перепаду тиску прийнята лінійною:

$$Q = K \frac{S \Delta p}{\mu \ell},$$

або в загальному вигляді

$$Q = q \Delta p, \quad (4.14)$$

де q – проникність ущільнення в області деструкції.

Проведене теоретичне узагальнення порушення герметизації гумового ущільнення доповнено експериментальними вимірами герметичності клапана. Розроблена і використана експериментальна установка для визначення втрати герметичності клапана обумовленої деградацією поверхні золотника (рис. 4.25а).

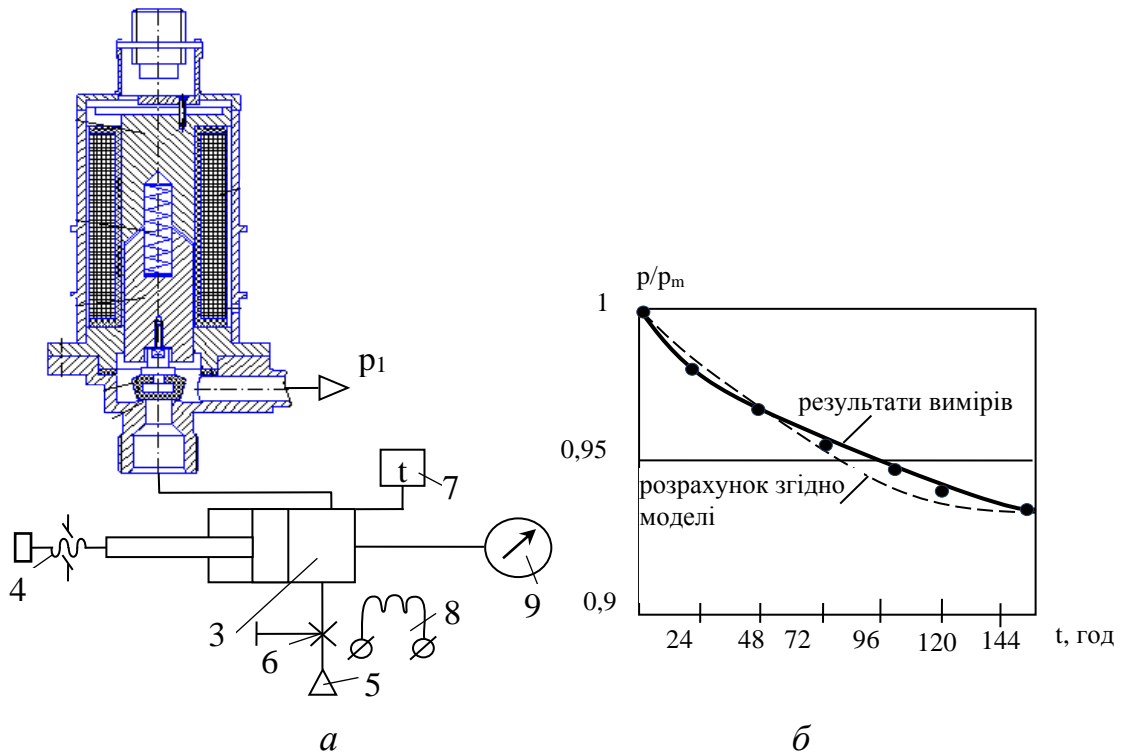


Рис. 4.25. Схема експериментальної установки для вимірів герметичності клапанів з деградованою гумовою поверхнею (а) та типова залежність падіння тиску в ресивері W_1 визначена для клапана який втратив герметичність (б)

Клапан, який досліджується на предмет втрати герметичності має сідло 1 з яким взаємодіє золотник 2 із гумовою поверхнею. Установка має ресивер 3 змінного об'єму. Він виконаний у вигляді пневмоциліндра із еластичним ущільненням мембранного типу, який забезпечує герметичність ресивера. Зміна об'єму ресивера здійснюється гвинтовим приводом 4. Газ до ресивера підводиться від магістралі високого тиску 5. За допомогою герметичного крана 6 здійснюється перекриття магістралі та ізоляція ресивера. Ресивер має систему стабілізації температури, що включає вимірювач 7 та нагрівач-охолоджувач 8. Тиск в порожнині ресивера вимірюється манометром 9 з цифровим виходом.

Особливістю установки є можливість вибору об'єму ресивера W . Зміни об'єму забезпечується переміщенням штока пневмоциліндра гвинтовим приводом. Об'єм ресивера W_1 вибирається із умови падіння тиску в ресивері приблизно на 10% за час близько 120 годин. Температура ресивера при вимірах підтримується постійною в діапазоні $20...22^{\circ}\text{C}$. Висновок про втрату герметичності клапана робиться на основі аналізу залежності падіння тиску в часі (рис. 4.25 б).

Характер залежності змін тиску в часі відповідає монотонно-спадній кривій. Одержані експериментальні дані зміни тиску (точки на рисунку) апроксимовані аналітичними залежностями у вигляді дробово-раціональних функцій виду:

$$\frac{p}{p_m} = \frac{1}{1 - a_1 t - a_2^2 t^2}, \quad (4.15)$$

де a_1, a_2 – константи.

Коефіцієнти залежностей a_1 та a_2 в формулі (4.15) вибираються із умови найкращого наближення розрахункових і експериментальних даних.

Визначення запасів працездатності ЕМК здійснено на основі математичної обробки одержаних експериментальних даних. Проведено визначення проникності деградованого ущільнення. Використані основні положення термодинаміки та газові закони. При цьому враховано зміну кількості газу в ресивері. Для ізотермічного процесу зміни тиску газу в ресивері визначаються співвідношеннями:

$$W_1 p = p_0 \cdot W_0,$$

де p_0 – атмосферний тиск; W_0 – об'єм газу в ресивері при атмосферному тиску; p – тиск газу в ресивері; W_1 – об'єм ресивера.

Внаслідок витоків газу через деградоване ущільнення початковий об'єм газу в ресивері зменшується і фактичний об'єм газу W визначається із співвідношення:

$$W = W_0 - \Delta W_0,$$

де ΔW_0 – зміна еквівалентного об'єму газу в ресивері.

Зміна об'єму газу визначається витоками через ущільнення клапана і описується інтегральною залежністю:

$$\Delta W_0 = \int_0^t Q \cdot dt,$$

де Q – об'ємні витоки газу через клапан.

Підставляючи значення витоків визначені згідно закону Дарсі, одержимо залежність зміни об'єму в ресивері від величини тиску в ресивері у вигляді:

$$\Delta W_0 = \int_0^t Q \cdot dt = \int_0^t q(t) p dt, \quad (4.16)$$

де $q = \frac{ks}{\mu l}$ - проникність ущільнення із врахуванням деградації гумової поверхні, яка залежить від часу.

Із співвідношень (4.16) знайдено інтегральне рівняння для визначення змін у часі проникності гумового ущільнення при його деградації:

$$\int_0^t \frac{p_0 q(t)}{W} p dt + p = p_0 \frac{W_0}{W} = \text{const} = C_0. \quad (4.17)$$

Рівняння (4.17) включає в себе залежність зміни тиску в часі $p = p(t)$. Для наближеного опису змін тиску використана визначена по результатам вимірів дробово-раціональна функція (4.15). При цьому інтегральне рівняння набуває вигляду:

$$\int_0^t \frac{p_0 q(t)}{W} \cdot q(t) \cdot \frac{p_m \cdot dt}{1 - a_1 t - a_2 t^2} = C_0 - \frac{p_m}{1 - a_1 t - a_2 t^2}. \quad (4.18)$$

де p_m - початкове значення тиску в ресивері; C_0 - постійна, яка має розмірність тиску; a_1, a_2 - константи визначені по експериментальним даним.

Інтегральне рівняння (4.18) розв'язано відносно невідомої, змінної в часі провідності гумового ущільнення $q(t)$.

При цьому застосовано ітераційний метод розв'язку інтегрального рівняння. Прийнято що на першій ітерації провідність відповідає $q(t) = q_1 = \text{const}$

При цьому розв'язок інтегрального рівняння зводиться до обчислення залежності:

$$q_1 = \frac{C_0 \frac{p_m}{1 - a_1 t - a_2 t^2}}{\frac{p_0 p_m}{W} \int_0^t \frac{dt}{1 - a_1 t - a_2 t^2}}. \quad (4.19)$$

Після інтегрування виразу в знаменнику одержимо:

$$q_1 = \frac{C_0 + \frac{P_m}{a_2 t^2 + a_1 t - 1}}{\frac{2 p_0 P_m}{W \sqrt{a_2 - a_1^2}} \left[\operatorname{arctg} \frac{2 a_2 t + a_1}{\sqrt{a_2 - a_1^2}} - \operatorname{arctg} \frac{a_1}{\sqrt{a_2 - a_1^2}} \right]}.$$

Із залежності (4.20) випливає, що перша ітерація не дає точного розв'язку рівняння тому, що припущення $q_1(t) = \text{const}$ не відповідає дійсності. Тому в якості наступних ітерацій вибрана поліноміальна залежність гідравлічної провідності ущільнення від часу. Для вибору коефіцієнтів полінома використано розклад залежності $q_1 = q_1(t)$ в ряд Тейлора. При цьому провідність описана степеневою функцією виду:

$$q(t) = \sum_{m=0}^M c_m t^m, \quad (4.21)$$

$$\text{де } C_0 = q_1(0), \quad C_1 = \frac{1}{1!} \frac{\partial q_1}{\partial t} \Big|_{t=0}, \quad C_2 = \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 q_1}{\partial t^2} \Big|_{t=0}, \quad C_3 = \frac{1}{3!} \frac{\partial^3 q_1(t)}{\partial t^3} \Big|_{t=0}.$$

Коефіцієнти поліноміальної залежності (4.21) уточнені шляхом перевірки результатів при підстановці в інтегральне рівняння.

Ітераційний процес продовжено з використанням наступних наближень залежності провідності від часу у вигляді поліноміальних функцій: лінійної, параболічної. Відповідно на другій ітерації коефіцієнт проникності ущільнення описано лінійною функцією:

$$q(t) = q_0 + ct.$$

Встановлено, що дана залежність не дає відповідної точності розрахунку. Тому використана третя ітерація у вигляді поліноміальної залежності проникності від часу в якій наявні перші і другі ступені часу. При цьому проникність описана параболою

$$q(t) = q_0 + ct + c_2 t^2,$$

яка як правило є достатньою для опису експериментальних даних по виміру.

Для прогнозування втрати працездатності використана умова:

$$q(t) \leq [q]. \quad (4.22)$$

де $[q]$ - допустиме значення проникності зношеного ущільнення.

Відповідно час втрати працездатності клапана визначиться із розв'язку рівняння:

$$q_0 + c_1 t_1 + c_2 t_p^2 \leq [q]. \quad (4.23)$$

Час втрати працездатності пов'язано із числом циклів включення-виключення клапана:

$$t_p = n_p / \nu,$$

де ν - середньо-арифметичне значення частоти спрацювання клапана (число включень в одиницю часу).

Експериментальне визначення падіння тиску в реверсі в окремих випадках має недостатню точність. Одержані результати вимірів змінюються внаслідок зміни температури, вологості та інших параметрів. Тому запропонована методика вимірів герметичності на основі вимірів тиску в двох ресиверах, які встановлені на вході та виході клапана, герметичність якого перевіряється. Перевірка герметичності здійснюється на модифікованій установці (рис. 4.26).

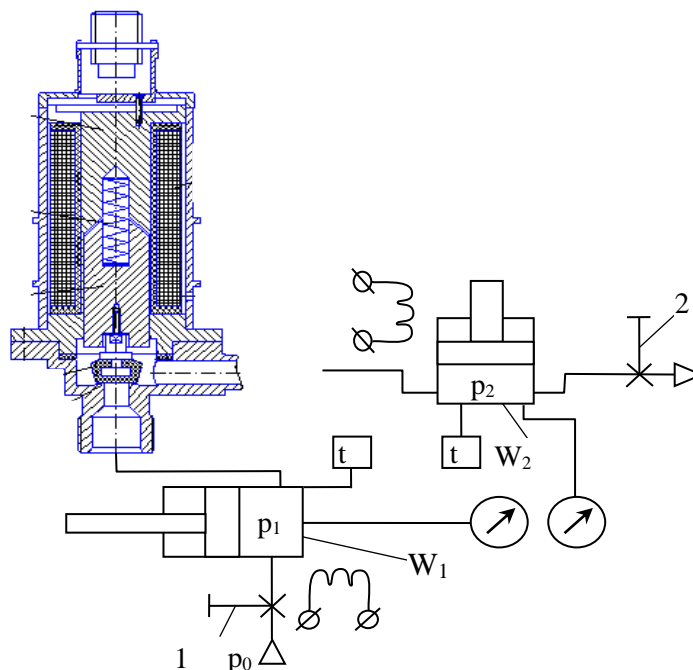


Рис. 4.26. Модифікована установка для вимірів герметичності малогабаритних клапанів з деградованим гумовим ущільненням

Установка має два ресивери змінного об'єму W_1 та W_2 . Тиск в ресиверах p_1, p_2 вимірюється манометричними системами вимірів. Наявні пристрої підтримання постійної температури в ресиверах.

Для визначення герметичності проводиться підготовка установка. При частково відкритих кранах 1 і 2 проводиться продувка системи. Після цього кран 1 закривається і здійснюється ряд включень клапана при відкритому крані 2. При цьому в ресиверах W_1, W_2 встановлюється атмосферний тиск. В подальшому кран 2 закривається, а кран 1 відкривається. В ресивері W_1 встановлюється тиск рівний магістральному $p_1 = p_2$ і кран 1 закривається, ізолюючи порожнину ресивера W_1 від магістралі.

Внаслідок витоків газу через ущільнення клапана, газ проходить із ресивера W_1 в ресивер W_2 . При цьому з часом тиск в ресивері W_1 падає, а в ресивері W_2 підвищується (рис. 4.27).

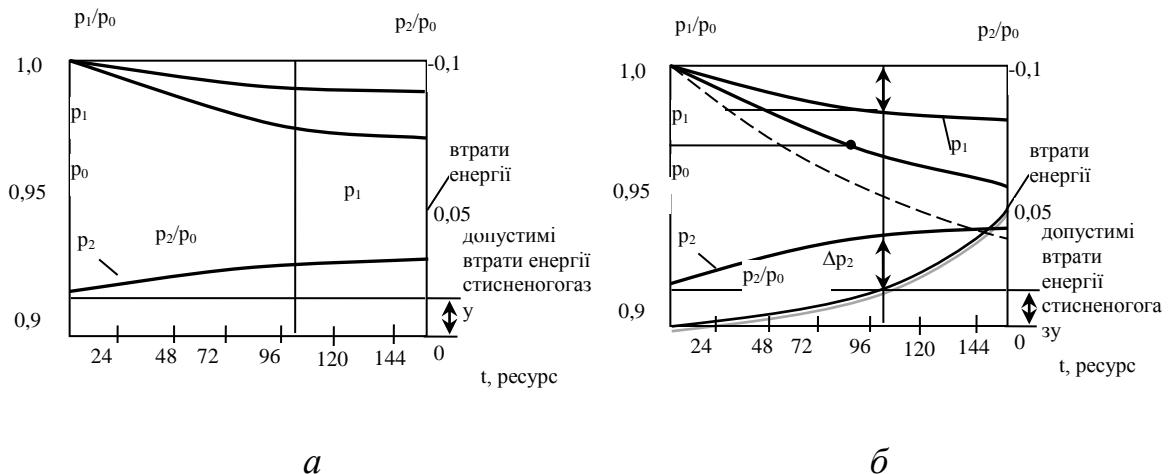


Рис. 4.27. Типові експериментально визначені залежності змін тисків у ресиверах W_1 та W_2 (а) та експериментальні виміри зміни тиску у ресиверах, коефіцієнта проникності та втрат енергії (б)

Експериментально визначені залежності тиску в ресиверах від часу послужили основою для визначення працездатності клапана.

Енергія яка втрачається внаслідок втрати герметичності ущільнення визначена у вигляді:

$$E = pQ = qp^2, \quad E = p^2 \sum_{m=0}^M c_m t^m. \quad (4.24)$$

В якості критерію працездатності клапана прийнято рівень падіння тиску $\Delta p = 5 \dots 8\%$ від номінального значення.

4.4. Рекомендації щодо вдосконалення конструкцій ЕМК та їх елементів

Основні результати робіт щодо впровадження результатів дисертаційної роботи у виробництво викладено в роботах автора [9, 102, 105–128].

Викладені в розділі 2 теоретичні основи визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК на етапі проектування, які були підкріплені результатами експериментальних досліджень змін технічного стану деталей і вузлів клапанів різних типів під впливом експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу (див. розділ 3), являють собою підґрунтя для подальшого розвитку наукових основ визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування, що ґрунтуються на стохастичних моделях зміни технічного стану вузлів й конструктивних елементів ЕМК і їх функціональних параметрів під дією експлуатаційних навантажень. Їх впровадження під час розробки нових ЕМК для систем обладнання сучасних АКТ забезпечує виконання вимог ТЗ (або ТУ) щодо їх надійності й практичної безвідмовності протягом усього періоду нормальної експлуатації.

Заходи щодо забезпечення безвідмовності ЕМК.

Порівняння результатів випробувань ЕМК з приводами типу ОШ, ОВ, ДШ, ДВ з ЕМК з приводом ДШВ (див. розділ 3) дає підставу зробити висновок, що:

- ЕМК з приводами ОШ, ОВ, ДШ, ДВ за показниками безвідмовності, як правило, відповідають вимогам ТЗ.
- ЕМК з приводом ДШВ, рухома система яких містить стрижневий елемент, мають суттєві переваги в масі, швидкості та енергозбереженні, але вони менш стійкі до дії ресурсних навантажень. Ці вироби мають найбільш високий рівень повних функціональних відмов.

Негативні зміни технічного стану в приводах ДШВ відбуваються швидше ніж у приводах ОШ, ОВ, ДШ і ДВ. Імпульсні навантаження розподіляються на

обмежено малих поверхнях контактуючих деталей. Наслідком цього є місцеві динамічні напруження високого рівня. Тому підвищення безвідмовності привода ДШВ повинно бути спрямовано на зниження рівня ударного контакту і складається з низки наступних заходів:

1. Вдосконалення геометрії деталей та вузлів з метою збільшення площі поперечного перерізу контактуючих деталей, зниження впливу концентраторів напруження.

2. Використання демпфірувальних пристроїв в кінематичному ланцюзі, що передає виконавче зусилля [8, 126].

3. Вибір конструкційних матеріалів, більш стійких до впливу циклічних імпульсних навантажень.

4. Вибір матеріалів для виготовлення стрижневих елементів з можливо меншою питомою вагою.

Заходи з забезпечення необхідного за ТЗ рівня безвідмовності проєктований ЕМК можуть вибиратися з переліку, наданому в табл. 4.2.

Таблиця 4.2.

Перелік заходів з забезпечення рівня безвідмовності ЕМК

№ з/п	Найменування заходів	Шляхи рішення задач
1	Зниження маси рухомої системи клапана, m	Зменшення габаритів рухомої системи клапана та застосування матеріалів з меншою питомою вагою
2	Зменшення швидкості переміщення рухомої системи клапана, V^{PC}	– зменшення ходу золотника клапана h ; – збільшення часу переміщення рухомої частини клапана τ ; – використання демпфірування рухомої частини клапана наприкінці ходу
3	Збільшення площі контакту деталей, що передають виконуюче зусилля від електромагніта. Зниження впливу концентраторів напружень	Удосконалення геометрії окремих деталей та вузлів ЕМК
4	Удосконалення матеріального виконання елементів рухомої системи клапана	Застосування конструкційних матеріалів з підвищеною стійкістю до впливу ударних навантажень

Заходи щодо зниження рівня динамічних напружень в рухомій системі привода ДШВ. Негативні явища в деталях рухомої системи привода ЕМК зобов'язані своїм походженням високому рівню напруження в зонах контакту деталей. Без зміни виконавчого зусилля більш низького рівня напружень можна досягти за рахунок збільшення площ контакту деталей. Пропозицію продемонстровано на прикладі доробки привода УФ 098.190. Згідно з результатами розрахунку зона максимальних навантажень в стрижневому елементі відповідає місцю переходу ($\varnothing 2,5$ мм) у головку ($\varnothing 4$ мм). Збільшити діаметр елемента у поперечному перерізі за традиційним засобом його з'єднання з повзуном практично неможливо без кардинальних змін конструкції. Доробку конструкції показано на рис. 4.28.

Порівняння площин зон контактної взаємодії деталей у штатному виконанні й у доробленому варіанті наведено в табл. 4.3.

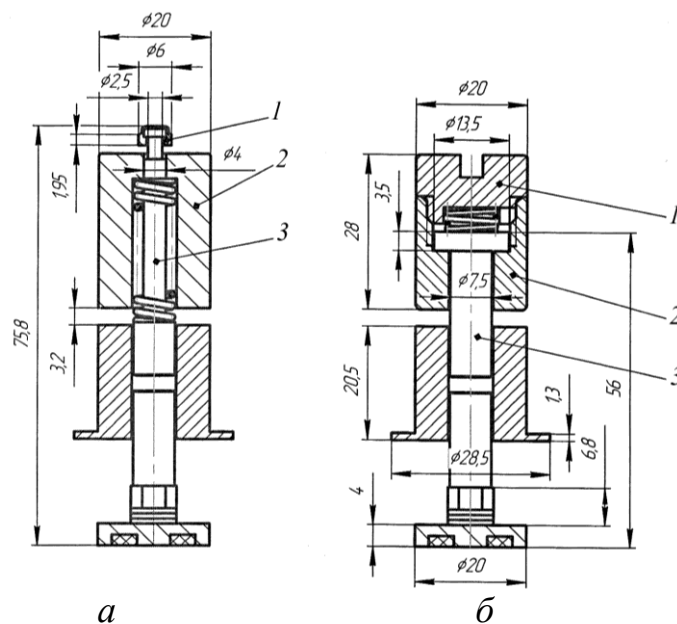


Рис. 4.28. Рухома система привода ДШВ у штатному виконанні (а) та у модифікованому варіанті (б): 1 – стопорна шайба; 2 – шток; 3 – повзун

Таблиця 4.3.

Площини контакту деталей у штатному й доробленому варіантах рухомої систем ЕМК

Варіант виконання	Мінімальна площа зони контакту, мм ²	Мінімальний діаметр штока, мм	Мінімальна площа перерізу штока, мм ²
Штатний	7,65	2,5	4,91
Дороблений	98,96	7,5	44,18

Як випливає з табл. 4.3, доробка дала можливість суттєво збільшити мінімальну площу зони контакту і мінімальну площу перерізу штока та зменшити динамічні напруження.

Заходи щодо зниження енергії ударного імпульсу, переданого елементами рухомої системи привода ДШВ. Кінематичний ланцюжок рухомої системи, що передає виконавче зусилля на запірний орган клапана, можна представити схемою, наведеною на рис. 4.29.

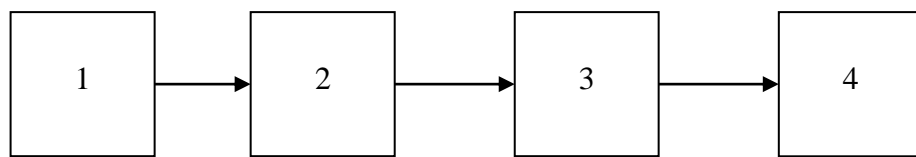


Рис. 4.29. Схема кінематичного ланцюжка привода ДШВ, що передає виконавче зусилля: 1 – повзун (якір); 2 – шайба стопорна; 3 – шток; 4 – запірний орган

При відкритті клапана зусилля від електромагнітних сил викликає імпульсне переміщення повзуна 1 на ході h і його наступне контактування із стопорною шайбою 2 і штоком 3. Циклічне прикладення ударних навантажень призводить до інтенсивного нагромадження ушкоджень в елементах РС привода.

Основні з них:

1. Пластична деформація головки штока й шайби стопорної, що призводить до зміни їхніх початкових форм.

Це призводить до зміни взаємного положення (c') штока й повзуна. У результаті цих змін зменшується хід клапана й відповідно зростає гідроопір проточної частини.

2. Наклеп і наступне втомне викришування матеріалу повзуна в зоні його контакту із шайбою стопорною. У результаті цього процесу хід клапана зменшується на величину c'' .

3. Нагромадження мікроушкоджень в об'ємі конструкційного матеріалу штока в зоні концентратора напруження (зміна діаметра штока при переході від шийки до головки штока).

За інших рівних умов швидкість згаданих негативних змін визначається інтенсивністю ударних впливів, тобто енергія ударного імпульсу викликає оборотні й необоротні зміни в елементах рухомої системи ЕМП клапана.

У розглянутому випадку основна частина енергії ударного імпульсу витрачається на пластичні деформації. Особливість останніх полягає в тому, що вони *неминуче накопичуються* в матеріалі деталі з кожним наступним циклом спрацювання ЕМК. Пружні деформації при розвантаженні зникають, а енергія розсіюється у вигляді тепла або коливань системи.

Аналіз літературних джерел, а також результатів досліджень, проведених в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» і в Національному авіаційному університеті [8, 9, 124] показують, що значну частину енергії ударного імпульсу можна відволікти від руйнівних процесів, якщо на вхід кінематичного ланцюжка рухомої системи встановити елемент із малою жорсткістю. При передачі виконавчого зусилля цей елемент повинен пружно деформуватись.

Введення в кінематичний ланцюжок рухомої системи елемента, що демпфірує, повинно істотно знизити швидкість негативних змін технічного стану привода, а отже, – збільшити рівень його безвідмовності. Такій підхід до зменшення динамічних навантажень на вузли клапанів є перспективним і вимагає подальших досліджень.

Заходи щодо зниження зони ударного контакту повзуна і стопорної шайби. У всіх досліджених виробках ЕМП типу ДШВ було виявлено спільну особливість. При циклічному ударному контакті шайби стопорної з повзуном (якорем) поверхня останнього піддавалася наклепу з наступним втомним викрашуванням. У результаті цих процесів відбувається поступове «заглиблення» шайби стопорної в тіло повзуна. Змінюється положення штока щодо повзуна, у результаті чого зменшується хід клапана h .

На рис. 4.30 на прикладі виробу УФ 96239-006 з ЕМП ДШВ УФ098061 показаний розвиток цього процесу з наробітком.

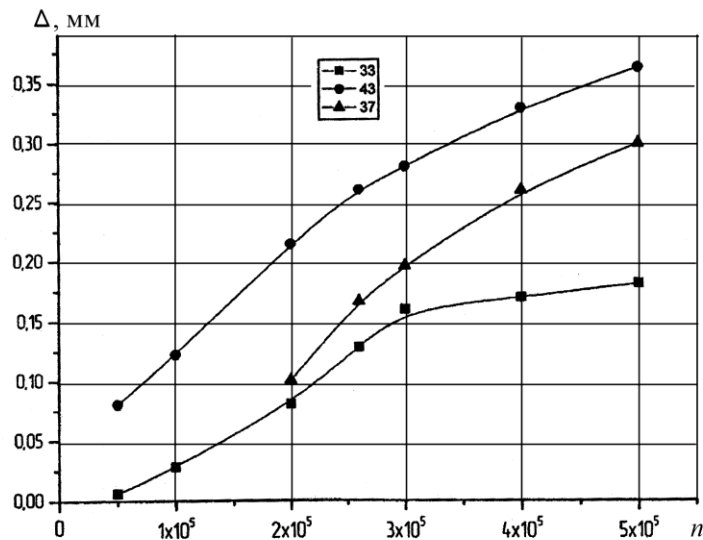


Рис. 4.30. Заглиблення стопорної шайби в повзун від наробітку для трьох ЕМП УФ098061

Висока швидкість цих змін є наслідком недостатньої *зносоустійкості* матеріалу повзуна (сталь 16Х).

Цей недолік конструкції може бути усунутий, якщо в зону ударного контакту на повзуні запресувати втулку зі зносоустійкого матеріалу (наприклад - сталь ХВГ ГОСТ 5950-2000). Пропозиція захищена Деклараційним патентом України на корисну модель № 12621 від 15.02.2006. Повзун ЕМП було виконано із запресованою втулкою (рис. 4.31).

ЕМК УФ96414-010 з доробленим електромагнітним приводом, був поставлений на ресурсні випробування. Протягом 100000 циклів спрацювання суттєвих змін функціональних параметрів виявлено не було. Поверхня повзуна в зоні контакту з шайбою стопорною залишилась без ушкоджень. Стан поверхні повзуна з втулкою після наробітку 100000 циклів показано на рис. 4.32.

Результати роботи були також впроваджені в практику за такими напрямками.

Розроблено рекомендації щодо вдосконалення процесу проектування ЕМК з приводом ДШВ.

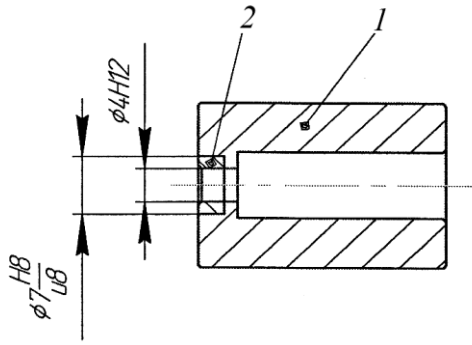


Рис. 4.31. Повзун ЕМП УФ098.190 із запресованою втулкою:
1 – повзун: матеріал – пруток 16Х; 2 – втулка: матеріал – сталь ХВГ



Рис. 4.32. Поверхня повзуна рухомої системи приводу УФ 098190 з втулкою зі сталі ХВГ після 100000 циклів спрацювання

Рекомендації були викладені в розроблених стандартах підприємства: СТУ КЦКБА-252:2007 «Методика прогнозування технічного стану електромагнітних клапанів з приводом ДШВ на етапі проектування» та СТУ КЦКБА-273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні». Застосування цих методик регламентує вибір запасів працездатності клапанів в залежності від вимог технічного завдання та дає можливість розраховувати очікувані показники безвідмовності за результатами технічних розрахунків на стадії проектування.

Рекомендації, регламентовані в стандарті СТУ КЦКБА-273:2012 мають на меті:

- перевірку відповідності значень функціональних параметрів, отриманих в результаті технічних розрахунків, вимогам ТЗ на проєктований ЕМК стосовно експлуатаційній надійності та безвідмовності;

- оцінку можливості конструктивних елементів зберігати працездатність в період заданого за ТЗ наробітку в умовах дії ударних циклічних навантажень.

Результати досліджень впроваджено в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» – головному підприємстві України з розробки пневматичної і гідравлічної арматури для систем обладнання авіаційної і космічної техніки у вигляді рекомендацій.

Для впровадження рекомендацій щодо визначення запасів працездатності малогабаритним ЕМК систем обладнання АКТ в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» було розроблено і введено в дію стандарт підприємства СТУ КЦКБА-273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Впровадження цієї методики дозволяє забезпечити необхідний рівень надійності і безвідмовності ЕМК, визначений в ТЗ на проєктований виріб, ще на ранніх етапах проєктування, що дозволяє зменшити обсяги ресурсних випробувань дослідних зразків клапана і скоротити час його розробки.

Були забезпечені наступні вимоги до надійності та ресурсу малогабаритним електромагнітних клапанів систем обладнання авіакосмічної техніки розробки КЦКБА, закладені у відповідні «Технічні завдання»:

- **УФ90070М-006** – блок подачі оксиду (вінілу), призначений до використання в системі електроживлення виробу 11Ф35 (Буран), електропривод типу ДШВС (двопозиційний штовхаюче-втягуючий із сигналізатором); ресурс – 15000 циклів спрацьовування; нижня межа довірчого інтервалу ймовірності безвідмовної роботи кожного елемента блоку не нижче 0,9999 з довірчою ймовірністю 0,9;

- **УФ96239-006** – пневматичний клапан з електромагнітним приводом типу ДШВ (двопозиційний штовхаюче-втягуючий) для дистанційного відкриття і закриття трубопроводів за електричним сигналом керування; ресурс – 40000 спрацьовувань;

- **УФ96414-010** – пневматичний клапан з електромагнітним приводом типу ДШВС для дистанційного відкриття і закриття магістралі за електричним сигналом керування; ресурс – 10000 циклів спрацьовування; нижня межа довірчого інтервалу ймовірності безвідмовної роботи виробу не нижче 0,999 з довірчою ймовірністю 0,8 на протязі 10000 спрацьовування;

- **УФ96181-006** – клапан з електромагнітним приводом типу ОВ (однопозиційний втягуючий), призначений для відкриття магістралі водопостачання об'єкту 17К; ресурс клапана – 40000 циклів спрацьовування;

нижня межа довірчого інтервалу ймовірності безвідмовної роботи виробу не нижче 0,997 з довірчою ймовірністю 0,8 на протязі 3500 годин роботи.

Гумові ущільнення визначають запаси працездатності клапанів. Тому до їх виготовлення висуваються особливі вимоги.

В типовій конструкції золотника клапана із гумовим ущільненням гумова деталь у вигляді кільця вулканізується в кільцевому отворі золотника клапана (рис. 4.33).

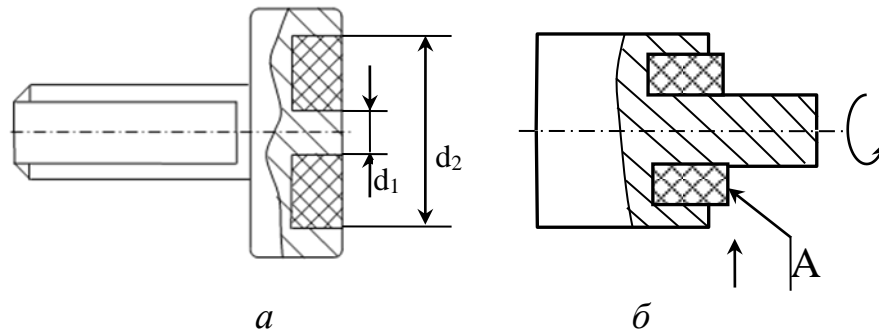


Рис. 4.33. Золотник клапана із гумовим ущільненням (а) та заготовка для виготовлення золотника (б)

Запропоновано технологічний процес обробки золотника, який включає наступні операції: 1 – токарна обробка металу, що знаходиться біля гумового кільця; 2 - токарна обробка гуми; 3 - шліфувальна операція; 4 - доводка поверхні з утворенням виступу ($Ra\ 0,4$). Під час токарної операції зрізається припуск і формується плоска поверхня металу і гуми (рис. 4.34).

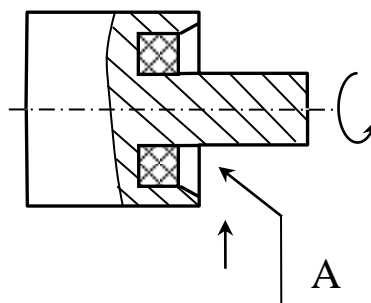


Рис. 4.34. Зрізання металу і гуми з формуванням плоского торця

Наступна операція полягає у підрізання металу і гуми зовнішній і по внутрішній поверхні ущільнення (рис. 4.35).

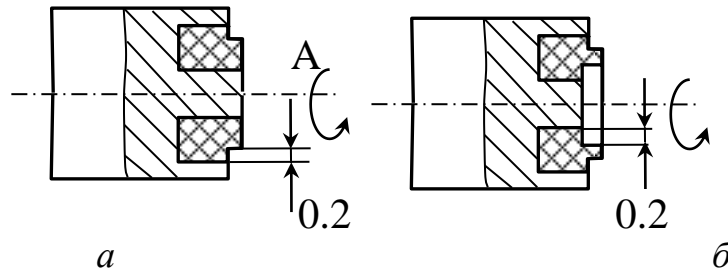


Рис. 4.35. Підрізання металу і зовнішнього краю гумового кільця по торцю (а) та підрізання торця по внутрішньому краю кільця (б)

Одержаний виступ V на поверхні гумового ущільнення зрізається ножовим різцем (рис. 4.36).

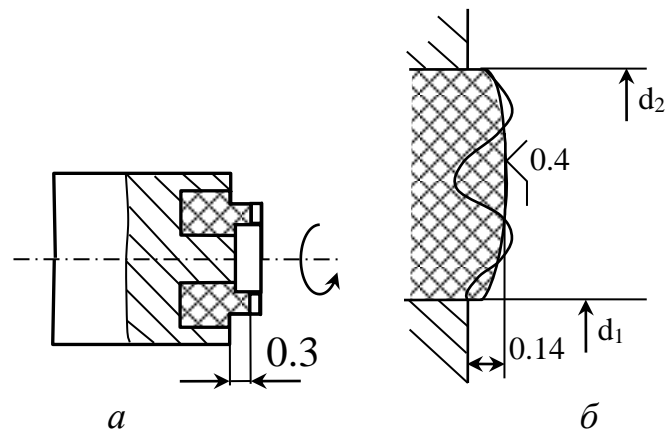


Рис. 4.36. Зрізання торцевої частини гуми ножовим різцем (а) та форма обробленої гумової поверхні після виконання доводочної операції (б)

Утворена поверхня гумового кільця виступає над металевою поверхнею торця на 0,2 мм.

В подальшому торцева поверхня ущільнення обробляється шліфуванням. Рекомендується доводка поверхні (полірувальна операція) з утворенням випуклості на середньому діаметрі кільця (рис. 4.36 б).

В окремих випадках можна запобігти негативному впливу деградації поверхні гумового ущільнення. Для цього використовується плівка із еластичного еластомера наклеєна на гуму. Плівка з фторопласту 4 товщиною $\delta=0,1$ мм. Плівка застосована для захисту гумового ущільнення малогабаритного клапана (рис. 4.37).

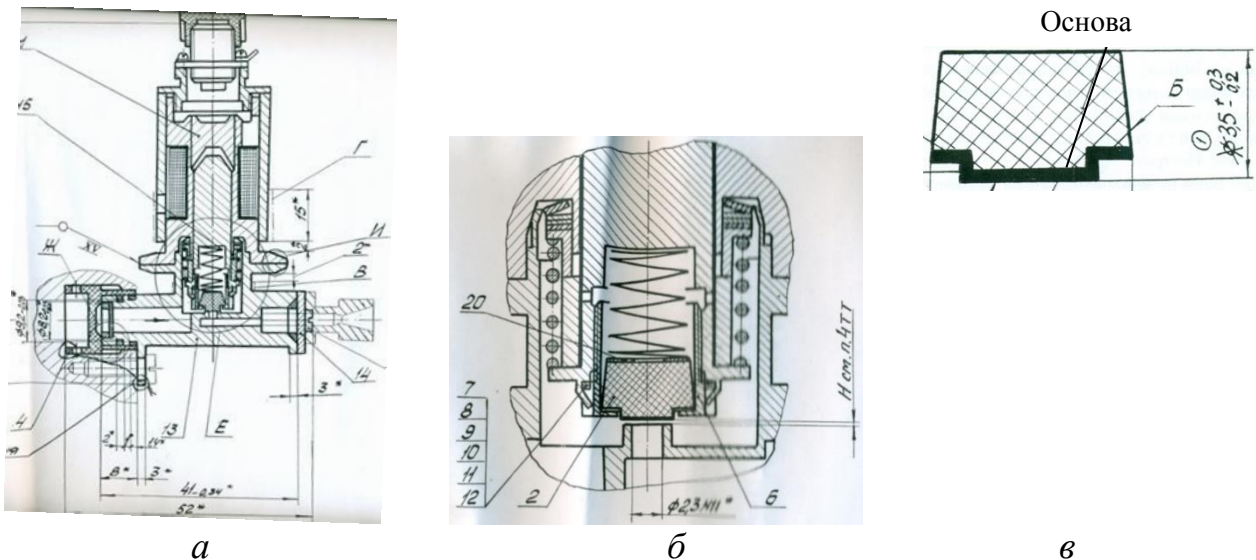


Рис. 4.37. Реалізація рекомендацій по захисту гумового ущільнення від деструкції в конструкції малогабаритного клапана

Висновки

- Впровадження результатів проведених досліджень проводилось шляхом:
 - удосконалення процесу розробки нових зразків ЕМК для систем обладнання АКТ;
 - розробки низки конкретних науково обґрунтованих рекомендацій щодо удосконалення конструкції окремих зразків ЕМК.
- Розроблено стандарт підприємства СТУ-273:2012 КЦКБА «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні». Застосування цієї методики дає можливість забезпечити необхідні показники безвідмовності нового виробу за результатами технічних розрахунків на стадії ескізного проектування.
- Підвищення безвідмовності привода ЕМК з приводом типу ДШВ рекомендовано забезпечити за рахунок реалізації таких конструктивних заходів, як:
 - удосконалення геометрії деталей і вузлів клапана з метою збільшення площі контакту, зниження впливу концентраторів напруження;
 - застосування конструкційних матеріалів, більш стійких до впливу циклічних ударних навантажень.

5. Рекомендації щодо удосконалення конструкції окремих типів ЕМК захищено деклараційним патентом України на корисну модель № 4156 від 13.02.2004 р. і патентом України на корисну модель № 17984 від 03.05.2006 р.

6. Результати досліджень впроваджено в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» – провідному підприємству України з розробки пневматичної і гідравлічної арматури для систем обладнання АКТ.

7. Результати досліджень використовувалися для забезпечення необхідного рівня надійності та ресурсу малогабаритних ЕМК розробки КЦКБА, вимоги до яких закладені в ТЗ (або ТУ) на їх розробку.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті виконаних експериментально-теоретичних досліджень отримали подальший розвиток наукові основи визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування, що ґрунтуються на стохастичних моделях зміни технічного стану вузлів й конструктивних елементів ЕМК і їх функціональних параметрів під дією експлуатаційних навантажень. Їх впровадження під час розробки нових ЕМК для систем обладнання сучасних АКТ забезпечує виконання вимог до їх надійності й практичної безвідмовності протягом усього періоду нормальної експлуатації.

Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. Обґрунтовано висновок, що для забезпечення необхідних запасів працездатності ЕМК на етапі проектування необхідно вирішувати дві пов'язані між собою задачі: визначення запасів утомної міцності конструктивних елементів клапана, що проектується, і визначення параметричних запасів працездатності ЕМК. Вирішення цих задач потребує подальшого розвитку моделювання деградаційних процесів, що мають місце в елементах і вузлах ЕМК в процесі відпрацювання ресурсу.

2. Вперше розроблені алгоритм і математичні моделі визначення параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК і запасів міцності їхніх «критичних» елементів, що ґрунтуються на стохастичному моделюванні та прогнозуванні розвитку деградаційних процесів в вузлах і елементах ЕМК під дією експлуатаційних навантажень, в тому числі:

- математичні залежності для визначення параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК з використанням стохастичних моделей «неперевищення» функціональними параметрами клапана їх нормованих значень під час напрацювання встановлених ресурсів;

- математичні залежності для визначення запасів міцності «критичних» елементів конструкції клапана з використанням енергетичних критеріїв.

3. Для різних типів малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ вперше отримано експериментальні залежності математичного очікування і дисперсії для оцінки зміни функціональних параметрів клапанів залежно від кількості

циклів спрацьовування, що їх рекомендовано для використання в якості характеристики виробів-аналогів, при визначенні запасів працездатності малогабаритних ЕМК, що проектуються.

4. Експериментальним шляхом визначено особливості розвитку деградаційних процесів у вузлах і конструктивних елементах малогабаритних ЕМК, в тому числі особливості розвитку процесів утоми конструкційного матеріалу в стрижневих елементах ЕМК з приводом типу ДШВ; отримано уточнену емпіричну залежність кількості циклів напрацювання стрижневих елементів приводу ДШВ до відмови від питомої кінетичної енергії переміщення його рухомої системи, в якій пов'язуються показники безвідмовності з конструктивними параметрами клапана, що проектується.

5. Доведено можливість підвищення безвідмовності ЕМК з приводом типу ДШВ за рахунок реалізації таких конструктивних заходів, як:

- удосконалення геометрії деталей і вузлів клапана з метою збільшення площі контакту, зниження впливу концентраторів напруження;
- застосування конструкційних матеріалів, більш стійких до впливу циклічних ударних навантажень.

6. Розроблено науково обґрунтовані рекомендації щодо удосконалення конструкції окремих типів ЕМК розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», які лягли в основу стандарту підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні» та були захищені деклараційним патентом України на корисну модель № 4156 від 17.01.2005 р. і патентом України на корисну модель № 17984 від 03.05.2006 р.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авиационные правила. Ч. 25. Нормы летной годности самолетов транспортной категории. – Межгосударственный авиационный комитет, 1994. – 322 с.
2. Алексеев К.Б. Управление космическими летательными аппаратами / К.Б.Алексеев, Г.Г.Бибенин. – М.: Машиностроение, 1974. – 340 с.
3. Ананьевский В.А. Обеспечение надёжности при проектировании трубопроводной арматуры. Пути повышения эффективности / В.А.Ананьевский, А.Е.Ситников // Тезисы докладов IV ВНТКА «Промышленная трубопроводная арматура, направления развития». – Л., 1990. – С. 14-15.
4. Аполлонов И.В. Надёжность невосстанавливаемых систем однократного применения / И.В.Аполлонов, Н.А.Северцев. – М.: Машиностроение, 1977. – 132 с.
5. Бабанская В.Д. Исследование надёжности аксиально-поршневых насосов гидросистем гражданских самолётов с применением метода ускоренных испытаний / В.Д.Бабанская. Дисерт. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук – К.: КИИГА, 1975. – 194 с.
6. Барзилович Е.Ю. Надёжность авиационных систем / Е.Ю.Барзилович, В.Г.Мезенцев, М.В.Савельев. – М.: Транспорт, 1980. – 186 с.
7. Барлоу Р. Статическая теория надёжности и испытания на безотказность / Р.Барлоу, Ф.Прошан. – М.: Наука, 1984. – 234 с.
8. Барилюк Е.И. Роль демпфирования в снижении скорости износа уплотнительных поверхностей малогабаритных электромагнитных клапанов / Е.И. Барилюк // Вісник НТУ «ХП». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2014, №1 (1044). – С. 233-237.
9. Барилюк Е.И. Обеспечение безотказности малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным электромагнитным приводом / Е.И. Барилюк, Г.И. Зайончковский, Ю.Н. Рикунич, А.Е. Ситников, Я.Б. Федоричко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – №2 (44). – С. 54-61.

10. Барилюк Є.І. Визначення напруженого стану робочих елементів малогабаритних клапанів з електромагнітним приводом / Є.І. Барилюк, Г.Й. Зайончковський, Я.Б. Федоричко // Промислова гідравліка і пневматика, 2014, №3 (45). – С. 23-34.
11. Баумштейн М.В. Прогнозирование усталостной долговечности конструкции в статическом аспекте / М.В.Баумштейн, А.В.Прокопенко // Проблемы прочности, 1985, №4. – С. 26-32.
12. Безухов Н.И. Примеры и задачи по теории упругости пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1965. – 320с.
13. Беляев Н.М. Реактивные системы управления космических летательных аппаратов / Н.М.Беляев, П.Н.Белин, Е.И.Ударов. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
14. Бендат Д.Ж. Измерение и анализ случайных процессов / Д.Ж. Бендат, А. Пирсон. – М.: Мир, 1974. – 464 с.
15. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А.Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
16. Биргер И.А. Прогнозирование ресурса при малоцикловой усталости / И.А.Биргер // Проблемы прочности, 1985, №10. – С. 39-44.
17. Болотин В.В. Исследование моделей накопления усталостных повреждений / В.В.Болотин, А.Ф.Ермоленко // В кн.: расчеты на прочность. – М.: Машиностроение, 1979, вып. 20. – С. 3-29.
18. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
19. Ботвина Л.Р. Физические и механические критерии ударного разрушения. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 2001, №8. – С. 56-63.
20. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем / В.Ф. Бугаенко. – М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.
21. Васин Р.А. Динамические зависимости между напряжениями и деформациями / Р.А.Васин, В.С.Ленский, Э.В.Ленский. – М.: Мир, 1975. – 738 с.
22. Ващенко О.П. Методичні основи та результати експериментальних досліджень опору конструкційних матеріалів високошвидкісній деформації за різних напружених станів. Навчальний посібник / О.П.Ващенко. – К.:

НТУУ, 1999. – 52 с.

23. Ващенко О.П. Механічні випробування конструкційних матеріалів за високошвидкісного розтягу в широкому діапазоні температур / О.П.Ващенко. – К.: НТУУ, 2000. – 93 с.

24. Венцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С.Венцель – М.: Высшая школа. 2001. – 575 с.

25. Ветров А.Н. Вероятностные методы оценки остаточного ресурса конструктивных элементов ГТД в эксплуатации / А.Н.Ветров, А.Г.Кучер // Проблемы прочности, 1989, №8. – С. 70-76.

26. Ветров С.П. Прогнозирование изменения структурных и функциональных параметров авиационных гидронасосов регулируемой подачи / С.П.Ветров. Дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – К.: КИИГА, 1988. – 189 с.

27. Виноградов В.Н. изнашивание при ударе / В.Н.Виноградов, Г.М.Сорокин, А.Ю.Албачагиев. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.

28. Волошенко-Климовицкий Ю.Я. Динамический предел текучести / Ю.Я.Волошенко-Климовицкий – М.: Наука, 1965. – 179 с.

29. Воробьёв В.Г. Прогнозирование технического состояния изделий авиационной техники, часть I. / В.Г.Воробьёв, Ю.В.Козлов. – М.: МИИГА, 1977. – 108 с.

30. Воробьёв В.Г. Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования, часть I. / В.Г.Воробьёв, В.В.Глухов, Ю.В.Козлов. – К.: Наукова думка, 1989. – 192 с.

31. Воробьёв Ю.С. Скоростное деформирование элементов конструкций / Ю.С.Воробьёв, А.В.Колодяжный, В.И.Севрюков, Е.Г.Янбтин. – К.: Наукова думка, 1989. – 192 с.

32. Гідрогазотермодинаміка: навч. посіб. / [Бадах В.М., Глазков М.М., Головки Ю.С. та ін.]; за ред.. Г.Й. Зайончковського. – К.: Вид-во Нац. авіа. ун-ту «Нау-друк», 2009. – 352 с.

33. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Б.В.Гнеденко, Ю.К.Беляев, А.Д.Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 524 с.

34. Горшков А.Г. Сопротивление материалов / А.Г.Горшков, В.Н.Трошкин, В.Н.Малошилин. – М.: Физматгиз, 2002. – 544 с.

35. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры / Д.Ф.Гуревич. – Л.: Машиностроение, 1969. – 887 с.
36. Дарков А.В. Сопротивление материалов / А.В. Дарков, Г.С.Шапиро. – М.: Высшая школа, 1989. – 622 с.
37. Деклараційний патент на корисну модель 4156 Україна, 7 F16K1/00. Електромагнітний клапан / Рикуніч Ю.М., Ситніков О.Є., Кисіль В.Л., Федоричко Я.Б.; КЦКБА. – № 2004021061; Заявл. 13.02.2004; Опубл. 17.01.2005, Бюл. № 1. – 2 с.
38. Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования / В.Г.Воробьёв, В.В.Глухов, Ю.В.Козлов; Под ред. И.М.Синдеева – М.: Транспорт, 1984. – 191 с.
39. Диллон Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б.Диллон, И.Сингх. – М.: Мир, 1984. – 318с.
40. Долотов А.М. Исследование динамических явлений, возникающих в конических парах с упругим седлом / А.М.Долотов. Дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Львов: 1981. – 187 с.
41. ДСТУ3003-95. Надежность техники. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным. – К.: Госстандарт Украины, 1995. – 91 с.
42. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1994. – 91 с.
43. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення. – К.: Держстандарт України, 1994. – 33 с.
44. ДСТУ 2862-94. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги. – К.: Держстандарт України, 1994. – 40 с.
45. ДСТУ 3974-2000. Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання дослідно-конструкторських робіт . Загальні положення. – К.: Держстандарт України, 2000. – 35 с.
46. Експериментальне дослідження меж і запасів працездатності клапанів з електромагнітним приводом / Звіт з науково-дослідної роботи , № державної реєстрації 0106 U 011814, КЦКБА, 2006 р. – 168 с.

47. Зайончковский Г.Й, Ветров С.П. Прогнозирование изменения подачи авиационных насосов в процессе эксплуатации / Г.Й.Зайончковский, С.П.Ветров. – М.: 1985. – Рукопись представлена КИИГА. Деп. в ЦНТИ 29.07.1985, 3344га-85Деп.

48. Зайончковский Г.Й. Разработка и реализация методологии функционального диагностирования систем авиационного гидропривода / Г.Й.Зайончковский. Дис. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук. – К.: КИИГА, 1993. – 216 с.

49. Зайончковський Г.Й. Визначення ресурсу стрижневих елементів малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом / Г.Й. Зайончковський, Є.І.Барилюк, Ю.М. Рикуніч, Я.Б. Федоричко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.:НТУ «ХПІ». 2016. - №20(1192). – ISSN 2411-3441. – С. 20-28. (фахове видання, що входить до міжнародних науково-метричних баз Thomson Reuters, Google Scholar, Scientific Indexing Services (Texas, USA), Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)).

50. Золотов А.А. Обеспечение надёжности транспортных аппаратов космических систем / А.А.Золотов, М.И.Титов. – М.: Машиностроение, 1988. – 216 с.

51. Ионов В.Н. Напряжения в телах при импульсном нагружении / В.Н.Ионов, П.М.Огибалов. – М.: Высшая школа, 1975. – 206 с.

52. Каргу Л.И. Системы угловой стабилизации космических аппаратов / Л.И.Кургу. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.

53. Кармугин Б.В. Современные конструкции малогабаритной пневмоаратуры / Б.В.Кармугин, В.Л.Кисель, Б.В.Лабезник. – К.: Техника, 1980. – 296 с.

54. Кармугин Б.В. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов . Динамическое контактное сжатие твёрдых тел. Удар. / В.Кармугин, Г.Г.Страптинский, Д.А.Мендельсон. – К.: Наукова думка, 1976. – 319 с.

55. Кисель В.Л. Математические модели функционирования клапанов с электромагнитным приводом / Л.В. Кисель, Ю.Н. Рыкуніч, Я.Б. Федоричко,

Г.И. Зайончковский // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – №2 (28). – С. 10-19.

56. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. / В.П.Когаев, Н.А.Махутов, А.П.Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

57. Колесников Ю.В. Механика контактного разрушения / Ю.В.Колесников, Е.М.Морозов. – М.: Наука, 1989. – 224 с.

58. Комаров А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.

59. Комаров А.А. Надежность воздушных судов: Учебное пособие. – К.: КМУГА, 1995. – 416 с.

60. Кучер А.Г. Модель вероятностного суммирования повреждений при различных законах распределения повреждаемостей за полётный цикл. / А.Г.Кучер // Надёжность и долговечность деталей и узлов авиационной техники: Сб. науч. трудов – К.: КИИГА, 1986. – С. 41-44.

61. Лозицкий Л.П. Стохастическая модель накопления повреждений в элементах конструкций авиадвигателей / Л.П.Лозинский, А.Н.Ветров, А.Г.Кучер // Надежность и долговечность машин и сооружений: Межведомств. республ. сб. научн. трудов – К.: Наукова думка, 1982. – Вып. 2. – С. 7-10.

62. Лозовский В.Н. Надёжность и долговечность золотниковых и плунжерных пар / В.Н.Лозовский. – М.: Машиностроение, 1971. – 230 с.

63. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский – М.: Наука, 1973. – 847с.

64. Майборода В.П. Скоростное деформирование конструкционных материалов / В.П.Майборода, А.С.Кравчук, Н.Н.Холин. – М: Машиностроение, 1986. – 264 с.

65. Малков В.П. Закономерность связи удельной энергии деформации до разрушения материалов со скоростью силового нагружения / В.П.Малков, Л.И.Крамаров. // Заводская лаборатория, 1999, №9. – С. 57-61.

66. Матвеев В.В. К обоснованию энергетических критериев многоциклового усталостного разрушения металлов / В.В.Матвеев // Проблемы прочности, 1995, №5-6. – С. 18-28.

67. Матвеевский Б.Р. Влияние параметров нагружения на интенсивность ударно-абразивного изнашивания углеродистой стали / Б.Р.Матвеевский // Вестник машиностроения, 1982, №8. – С. 21-24.
68. Махутов Н.А. Статические закономерности малоциклового разрушения / Н.А.Махутов, У.В.Зацарный, Ж.С.Базарас – М: Наука, 1989. – 253 с.
69. Машиностроение. Энциклопедия в сорока томах. Раздел IV. Расчёт и конструирование машин. Том IV-3. Надёжность машин. – М: Машиностроение, 2001. – 592 с.
70. Методические указания. Надёжность в технике. Методика прогнозирования остаточного ресурса машин и деталей по косвенным параметрам (1 редакция). Горьковский филиал ВНИИНМАШ. – Горький: 1983. – 19 с.
71. Методические указания. Надёжность в технике. Методика прогнозирования остаточного ресурса машин и деталей, подверженных изнашиванию. Горьковский филиал ВНИИНМАШ. – Горький: 1983. – 34 с.
72. Методы исследования сопротивления металлов деформированию и разрушению при циклическом нагружении. / В.Т.Троценко В.Т. и др. – К.: Наукова думка, 1974. – 245 с.
73. Миловзоров В.П. Электромагнитные устройства автоматики. Учебник для ВУЗов / В.П.Миловзоров [4-е изд. перераб. и доп.] – М.: Высшая школа, 1982 – 408 с.
74. Михлин В.М. Методические указания по прогнозированию технического состояния машин / В.М.Михлин. – М.: Колос, 1972. – 61 с.
75. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин / В.М. Михлин. – М: Колос, 1976. – 288 с.
76. Надёжность гидравлических систем воздушных судов / Т.М.Башта, В.Д.Бабанская, Ю.С.Головки и др.: Под ред. Т.М.Башты. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с. (Надёжность и качество).
77. Надёжность и эффективность в технике. Справочник в десяти томах / Т. 9. Техническая диагностика; Под общей ред. В.В.Клюева и П.П.Пархоменко – М: Машиностроение, 1987. – 352 с.
78. Никитин В.Ф. Электромагнитные клапана / В.Ф.Никитин, Б.С.Плюгин, Н.А.Рыков. – М: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1976. – 90 с.

79. Ніколенко І.В. Технічна механіка рідини і газу, гідравлічні та аеродинамічні машини: навч. посіб. / І.В. Ніколенко, О.Ф. Дащенко, Є.О. Красовський та інш. – Сімферополь: НАПКС, 2010. – 362с.

80. ОСТ В24.207.02-90. Отраслевой стандарт. Арматура малогабаритная специального назначения. Обеспечение и контроль надежности. – Киев, КЦКБА, 1990. – 78 с.

81. Панченко А.И. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / А.И.Панченко, А.А. Волошина // Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.

82. Панченко А.И. Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа / А.И. А.И.Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко, Ю.П. Обернихин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154) – С. 53-59.

83. Панченко А.И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А.И. А.И.Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

84. Патент на корисну модель 17984 Україна, МПК (2006) F16K 31/00. Електромагнітний клапан / Ситніков О.Є., Кисіль В.Л., Федоричко Я.Б., Рикуніч Ю.М.; КЦКБА. – № u200604886; Заявл. 03.05.2006; Опубл. 16.10.2006. Бюл. № 10. – 3 с.

85. Пашков Е.В. Промышленные мехатронные системы на основе пневмопривода: учеб. пособ. / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский. – Севастополь: изд. СевНТУ, 2007. – 401 с.

86. Переверзев Е.С. Надёжность и испытания технических систем / Е.С.Переверзев. – К.: Наукова думка, 1990. – 327 с.

87. Переверзев Е.С. Случайные процессы в параметрических моделях надежности / Е.С. Переверзев – К.: Наукова думка, 1990. – 327 с.

88. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. – М.: Мир, 1977. – 180 с.

89. Погодин-Алексеев Г.И. Динамическая прочность и хрупкость металлов / Г.И.Погодин-Алексеев. – М.: Машиностроение, 1966. – 243 с.
90. Повх И.Л. Техническая гидромеханика / И.Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1969. – 524с.
91. Попов А.Н. Прогнозирование надежности машин на этапе анализа проекта / А.Н.Попов // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана, 4(49), 2002. – С. 45-47.
92. Попов В.И. Системы ориентации и стабилизации космических аппаратов / В.И.Попов. –М.: Машиностроение, 1986. – 176 с.
93. Пржиалковский А.Л. Электромагнитные клапаны / А.Л.Пржиалковский, С.Х.Щутинский. – Л.: Машиностроение, 1967. – 243 с.
94. Проников А.С. Параметрическая надёжность машин / А.С.Проников. – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 580 с.
95. Прочность конструкций при малоцикловом нагружении / Н.А.Махутов, А.З.Воробьёв, Н.М.Гаденин и др. – М: Наука, 1983. – 271 с.
96. Райншке К. Модели надёжности и чувствительности систем / К.Райншке. – М: Мир, 1979. – 452 с.
97. Разработка и исследование мехатронной системы активного контроля текущего пространственного положения инструмента станка параллельной кинематики / Струтинский В.Б., Демьяненко А.С.- Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2014. - № 4 (59). – С. 76 -85.
98. Ратманский О.И. Арматура реактивных систем управления КЛА / О.И.Ратманский, И.Р.Кричкер. – М: Машиностроение, 1980. – 152 с.
99. РД 24-207-06-90. Руководящий документ. Расчёт показателей надёжности на этапе проектирования. – Л.: ЦКБА, 1990. – 105 с.
100. РД 302-07-279-89. Руководящий документ. Арматура трубопроводная. Методика оценки надежности по результатам испытаний и (или) эксплуатации. – Л.: ЦКБА, 1989. – 76 с.
101. РМ-25-446-90. Рекомендуемый материал. Изделия приборостроения. Методика расчета показателей безотказности. – М.: ВНИИМИСП, 1990. – 147 с.
102. Розробка та апробація мехатронної системи активного контролю динамічного просторового положення інструмента верстата паралельної

кінематики / Струтинський В.Б., Дем'яненко А.С. - Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. – 2014. – Вип. 151. – С. 179 – 185.

103. Розробка шляхів забезпечення запасів працездатності електромагнітних клапанів під час проектування / Звіт з науково-дослідної роботи, № державної реєстрації 0108U005044, КЦКБА, 2011 р. – 128 с.

104. Романов А.Н. Энергетические критерии разрушения при малоцикловом нагружении / А.Н.Романов // Проблемы прочности, 1974, №1. – С. 13-19.

105. РТМ-31-81. Руководящий технический материал. Методика расчета надежности изделий арматуры на этапе проектирования. – К.: УФ ЦКБА. 1981. – 69 с.

106. Рыжов Э.В. Контактное взаимодействие твердых тел при статических и динамических нагрузках / Э.В.Рыжов, Ю.В.Колесников, А.Г.Суслов. – Киев: Наукова думка, 1982. – 172 с.

107. 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 «Київський політехнічний інститут», Машиностроение, 2002, №42, том 1. – С. 173-178.

108. Рыкунич Ю.Н. Выбор коэффициентов запаса прочности при проектировании пневмоклапанов с электромагнитным приводом / Ю.Н. Рыкунич // Вісник НТТУ «Київський політехнічний інститут», Машиностроение. – 2002. – №42, том 2. – С. 39-42.

109 . Рыкунич Ю.Н. Выбор запасов работоспособности проектируемых электромагнитных клапанов с использованием энергетических критериев / Ю.Н.Рыкунич, А.Е.Ситников // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 1 (11). – С. 43–46.

110. Рыкунич Ю.М. Визначення параметричних запасів працездатності електромагнітних клапанів / Ю.М.Рыкунич, О.Є.Ситніков, Г.Й.Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – №4 (34). – С. 50-54.

111. Рыкунич Ю.М. Експериментальні дослідження втомної міцності стрижневих елементів пневматичних клапанів з двопозиційним електромагнітним приводом // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – №3 (37). – С. 55-59.

112. Рикуніч Ю.М. Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – №2 (36). – С. 85-91.

113. Рикуніч Ю.М. Експериментальні дослідження зміни технічного стану малогабаритних пневмоклапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом під дією експлуатаційних навантажень / Ю.М. Рикуніч, Л.В. Ананьєвська, О.Є. Ситніков, Я.В. Федоричко, Г.Й. Зайончковський, Є.І. Барилюк // Проблеми тертя та зношування, 2013, №2 (61) . – С. 105-115.

114. Рыкунич Ю.Н. Исследование по энергетическим критериям запасов работоспособности поляризованных двухпозиционных электромагнитных клапанов двигательных установок / Ю.Н. Рыкунич, А.Е. Ситников, Л.Г. Александров, Е.И. Барилюк, Г.Й. Зайончковский // Вестник ФГУП «НПО им. С.А. Лавочкина». Космонавтика и ракетостроение. – 2013. – №4 (20). – С. 61-67.

115. Рикуніч Ю.М. Визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – №1 (1044). – С. 110 – 120.- ISSN: 2078-774X

116. Rykunich Yu. M. Deformation and fracture of the bar system of a pneumatic electromagnetic valve under cyclic impact loading / Yu. M. Rykunich, O. E. Sytnikov, V. V. Astanin, E. I. Barylyuk, G. I. Zaionchkovs'kyi // Strength of Material, Vol. 46. No. 3, May, 2014. – Springer Science+Business Media, New York. – P. 350-359.

117. Рыкунич Ю.Н. Увеличение ресурса и повышение эксплуатационной надежности малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом / Ю.Н. Рыкунич, Я.В. Федоричко, Г.И. Зайончковский, Е.И. Барилюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 30-36.

118. Rikunich U.N. Methodological aspects of performance reserves choice of small solenoid valves // U.N. Rikunich, A.E. Sitnikov, E.I. Barilyuk, H.I. Zayonchkovskiy // Proceedings. The Fifth World Congress «Aviation in the XXI-st

Century». «Safety in Aviation and Space Technologies», September 25-27, 2012, Kyiv, Ukraine. Volume 1. – P. 1.1.33-1.1.36.

119. Рикуніч Ю.Н. Определение запасов работоспособности малогабаритных электромагнитных клапанов авиакосмической техники / Ю.Н.Рикуніч, А.Е.Ситников, Г.Й.Зайончковський // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки»: тези доп., м. Харків, 18-19 квітня 2012 р. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є.Жуковського «Харк. авіа, ін-т», 2012. – С. 39.

120. Рикуніч Ю.М. Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч // Матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Черкаси, 17-20 квітня 2012 р. – С. 79.

121. Рикуніч Ю.Н. Обеспечение усталостной прочности стержневых элементов электромагнитного привода пневматических клапанов / Ю.Н.Рикуніч, А.Е.Ситников, Я.Б.Федоричко, Г.Й.Зайончковський // XIII международная научно-техническая конференция «Прогрессивная техника и технология – 2012». Тезисы докладов. Часть 2. – Севастополь, 11-15 июня 2012 г. – С. 51.

122. Рикуніч Ю.М. Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів на етапі проектування / Ю.М.Рикуніч // XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика». Матеріали конференції. – Чернігів, 19-20 вересня 2012 р. – С. 16.

123. Рикуніч Ю.М. Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів / Ю.М.Рикуніч // XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика». Матеріали конференції. – Одеса, 18-19 вересня 2013 р. – С. 17.

124. Рикуніч Ю.М. Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання авіакосмічної техніки на етапі проектування / Ю.М.Рикуніч // XV Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика». Матеріали конференції. – Мелітополь, 17-19 вересня 2014 р. – С. 60.

125. Рикуніч Ю.М. Теоретичні основи визначення запасів міцностної працездатності конструктивних елементів малогабаритних електромагнітних клапанів/ Ю.М.Рикуніч // XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Матеріали конференції. – Кіровоград, 21-24 травня 2014 р. – С. 107.

126. Rikunich Y.N. Increasing small electromagnetic valves reliability and service life / Y.N. Rikunich, Y.B. Fedorichko, E.I. Barilyuk, G.I. Zayonchkovskiy // // Proceedings. The Sixth World Congress «Aviation in the XXI-st Century». «Safety in Aviation and Space Technologies», September 23-25, 2014, Kyiv, Ukraine. Volume 1. – P. 1.6.30-1.6.34.

127. Савчук В.П. К расчету параметрической надежности технических систем. Надежность и долговечность технических систем / В.П.Савчук, В.К.Перлик. – К.: Наукова думка, 1982. – 172 с.

128. Северцев Н.А. Надёжность сложных систем в эксплуатации и отработке / Н.А.Северцев. – М: Высшая школа, 1989. – 432 с.

129. Семин Д.А. Экспериментальные исследования силового воздействия потока на запорную часть электропневматического клапана / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев, М.О. Мальцева // Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер. Техн. науки.– 2006.– № 5.– С. 60-65.

130. Серенсен С.В. Несущая способность и расчёты машин на прочность / С.В.Серенсен, В.П.Когаев, Р.М.Шнейдерович. – М: Машиностроение, 1975. – 488 с.

131. Серенсен С.В. Влияние скорости деформирования на механические характеристики сплавов ЭИ-437Б и стали ЭИ-481. / С.В.Серенсен, Р.А.Дульнев. // Заводская лаборатория, 1962, №7. – С. 848-852.

132. Ситников А.Е. Прогнозирование изменения функциональных параметров клапанов с электромагнитным приводом при выработке ресурса / А.Е.Ситников, Я.Б.Федоричко, А.Г.Кучер и др. // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка і пневматика”, 2004, №3(5). – С. 10-22.

133. Ситніков О.Є. Прогнозування ресурсних можливостей малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом під час проектування //

О.Є.Ситніков, Г.Й.Зайончковський // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка і пневматика”, 2009, №3 (25). – С. 65-70.

134. Ситников А.Е. Оценка надежности электромагнитных клапанов с учетом причинных связей их отказов // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка і пневматика”, 2011, №3 (33). – С. 87-89.

135. Ситніков О.Є. Прогнозування експлуатаційних змін технічного стану клапанів з електромагнітним приводом при проектуванні / О.Є.Ситніков. Дисертація на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук. – К.: КЦКБА, 2008. – 180 с.

136. Сокоменский В.Б. Машины ударного разрушения / В.Б.Сокоменский. – М.: Машиностроение, 1982. – 185 с.

137. Сопrotивление усталости элементов конструкции / А.З.Воробьёв, В.И.Олькин, В.И.Стебенёв и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.

138. Справочник по надежности. В 3-х томах. / W. Grant Ireson. Том 1. Перевод с англ. Ю.Г.Епишина и Б.А.Смиренина; под ред. Б.Р.Левина. – М.: Изд. «Мир», 1969. – 340 с.

139. Струтинський В.Б., Мельничук П.П. Математичне моделювання металорізальних верстатів (монографія) / Житомир: ЖІТІ, 2002, с.570.

140. Струтинський В.Б. Гуржій А.А., Демяненко А.С. Стохастичні динамічні коливальні процеси у виконавчому пристрої мехатронної системи верстата паралельної кінематики - Вісник СевНТУ, серія Машиноприладобудування та транспорт. - №139. - С.204-210.

141. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ: ЗАТ “Тираж-51”, 2005; 530 с.

142. Струтинський В.Б., Веселовська Н.Р. Технологія моделювання динамічних процесів та систем/Монографія. – Вінниця: О.Власюк, 2007, - 466 с.

143. В.Б. Струтинський, О.О.Федорець, В.А.Федорець, О.Ф.Саленко, О.М.Яхно, Ю.В.Єлісеєв, М.Н.Педченко Гідравліка та гідропневмопривод / Підручник. – Кременчук КДТУ, 2008, - 480 с.

144. В.Б. Струтинський, І.В. Перфілов Вібраційні процеси механічної обробки/ К.: Хімджест. - 2015. - 550с. українською мовою

145. Струтинський В.Б., Симонюк В.П., Денисюк В.Ю. Вдосконалення обладнання та процесу ударно-імпульсної обробки деталей у вібробункері / Луцьк: СПД Галяк Жанна Володимирівна «Волиньполіграф», 2016. – 139с.
146. Струтинський В.Б., Дрозденко В.М. Динамічні процеси в металорізальних верстатах: Монографія. Київ.: Основа-Принт, 2010. – 440с.
147. Strutinsky V. B., Demyanenko A.S. The development of mechatronic active control system of tool spatial position in parallel kinematics machine tool / Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol.54, №3 (2016), pp. 757-768
148. Strutinsky V. B., Hurzhiy A. A., Kolot O. V., Polunichiev V. E. Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions / Науковий вісник НГУ, 2016, № 5, Серія Геотехнічна і гірнична механіка, машинобудування, с.43-51
149. Сырицин Т.А. Надёжность гидро- и пневмопривода / Т.А.Сырицин. – М: Машиностроение, 1982. – 218 с.
150. Сырицин Т.А. Эксплуатация и надёжность гидро- и пневмоприводов / Т.А.Сырицин. – М: Машиностроение, 1990. – 247 с.
151. Терентьев В.Ф. Усталость металлических материалов / В.Ф.Терентьев. – М: Наука, 2003. – 254 с.
152. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В.Алексеева, В.Д.Бабанская, Т.М.Башта и др. Под общей ред. Т.М.Башты. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
153. Труханов В.М. Методы обеспечения надёжности изделий машиностроения / В.М.Труханов. – М.: Машиностроение, 1995. – 304 с.
154. Трощенко В.Т. Энергетический критерий усталостного разрушения / В.Т.Трощенко, А.Н.Фомичев // Проблемы прочности, 1993, №1. – С. 310.
155. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер, В.В. Гордеев, Б.А. Фурманов, Б. В. Кармугин. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
156. Феодосьев В.Н. Сопротивление материалов / В.Н.Феодосьев. – М.: Изд. МГТУ, 1999. – 591 с.
157. Хазаров К.Н. Электромагнитные устройства авиационной электроавтоматики / К.Н. Хазаров. – М.: Машиностроение, 1984. – 190 с.

158. Хазов Б.Ф. Справочник по расчёту надёжности машин на стадии проектирования Б.Ф. Хазов, Б.А. Дидуев. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
159. Хальд А. Математическая статистика с техническими приложениями / А.Хальд. – М.: Мир, 1965. – 244 с.
160. Харазов А.М. Техническая диагностика гидроприводов машин / А.М. Харазов. – М.: Машиностроение, 1979. – 112 с.
161. Херуберг Р.В. Деформация и механика разрушения конструкционных материалов. Перевод с англ. / Р.В.Херуберг. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
162. Хильчевский В.В. Надёжность трубопроводной пневмо- гидроарматуры / В.А.Хильчевский, А.Е.Ситников, В.А.Ананьевский. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
163. Химмельблау Д. Анализ процессов статическими методами / Д.Химменльблау. – М.: Мир, 1973. – 978 с.
164. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П. Гидропневмотопливные агрегаты и их надёжность / Д.Е.Чегодаев, О.П.Мулюкин. – Куйбышев: Кн. изд-во, 1990. – 104с.
165. Шор Я.Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надёжности / Я.Б.Шор. – М.: Сов. радио, 1962. – 552 с.
166. Щучинский С.Х. Электромагнитные приводы исполнительных механизмов / С.Х. Щучинский. – М: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
167. Щучинский С.Х. Применение электромагнитов в качестве привода трубопроводной арматуры / С.Х. Щучинский. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1989. – 19 с.
168. Amit Bhojkar Fault Simulator For Proportional Solenoid Valves/Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan. Saskatoon. 2004. 102 pages
169. Angadi S.V., Jackson R.L., Choe Song-Yul, Flowers G.T., Suhling J.C., Chahg Young-Kwon, Ham Jung-Keol Reliability and life study of hydraulic solenoid valve. Part 1: A multi-physics finite element model / Engineering Failure Analysis. Volume 16. 2009. pp.874-887
170. Banvillet A, Lexis, Palin-Luc Thierry, Lasserre S. A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion / International journal of fatigue - Vol. 25.

2003. pp. 755–769

171. Baviilet A.. A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion / A.Baviilet, T.Palin-Lac T., S. Lasserre S. // Int. J. Fatigue. – 2003. – 25, No. 8. – P. 755-769.

172. Basic Pneumatic / SMC Pneumatics. Inc., Copyright 1997. 120 pages

173. Dang Van K., Maitournam H., Moumni Z. Application of a unified fatigue modelling to some thermomechanical fatigue problems / 18th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology. Beijing China, August 7-12. 2005. pp. 1026-1032

174. Don DeRose Proportional and Servo Valve Technology / Fluid Power Journal. 2003. pp. 8-15

175. Glinka G. Mean stress effects in multiaxial fatigue / G.Glinka, G.Wang, A.Plamtree // Ibid. – 1995.-18, No. 7/8. – P.755-764.

176. Fan Yang, Kotaro Tadano, Gangyan Li, Toshiharu Kagawa Dimensionless Analysis on the Characteristics of Pneumatic Booster Valve with Energy Recovery / Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume Article ID 2804816. 2016. 13 pages

177. Farshid Sadeghi, Behrooz Jalalahmadi, Trevor S. Slack, Nihar Raje, Nagaraj K. Arakere A Review of Rolling Contact Fatigue /Journal of Tribology October 2009. Vol. 131. pp. 04140301 – 04140315

178. Feltner C.E. Microplastic Strain Hysteresis Energy as a Critrion Fatigue C.E.Feltner, I.D.Morrow // Trans, ASME. 1961. Ser. D №5. – P 15-22.

179. Foldi L., Beres Z., Sarkozi E. Novel Cylinder Positioning System Realised By Using Solenoid Valves / Sustainable Construction and Design. 2011. pp.142-151

180. Honghui Tan Performance Modeling and Efficiency Analysis for a Piezohydraulic. Pump with Active Valves. 2001. 125pages

181. Ignaciuk Piotr, Gil Leszek Damages to injectors in diesel engines Advances in Science and Technology Research Journal. Volume 8. №21. 2014, pp.58-64

182. Jian Chu, Yan Feng Automatic control process of solenoid valve production line based on PLC and touch screen / International Journal on smart sensing and intelligent systems vol. 6. no. 5. 2013. pp. 2217-2234

183. Kamal M., Rahman M.M. An integrated approach for fatigue life estimation

based on continuum mechanics theory and genetic algorithm / International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME). Volume 11. 2015. pp. 2756-2770

184. Kuszczak J., Reis L., Li B., Freitas M. Theoretical and experimental approach to Rolling Contact Fatigue in high-speed railways/ Fundacao para Ciencia e Tecnologia. 2008. 8 pages

185. Ladoga T. Energy models for fatigue life estimation under uniaxial random loading. Pt. I. The model elaboration / T.Ladoga // Int. J. Fatigue. – 2001. – 23. – P. 467-480.

186. Ladoga T.. A critical plane approach based on energy concepts: application to biaxial random tension-compression highcycle fatigue regime / T.Ladoga, E.Macha, W.Bedkowski // Ibid. – 1999.-21, No. 5. – P. 431-443.

187. Linqian Yin, Changshui Wu The Characteristic Analysis of the Electromagnetic Valve in Opening and Closing Process for the Gas Injection System / Journal of Electromagnetic Analysis and Applications. № 8. 2016. pp. 152-159

188. Liu Hui, Gu Hongbin, Chen Dawei Application of High-speed Solenoid Valve to the Semi-active Control of Landing Gear / Chinese Journal of Aeronautics. № 21. 2008. pp. 232-240

189. Liu Lei, Zhang Desheng, Zhao Jiyun Design and Research for the Water Low-pressure Large-flow Pilot-operated Solenoid Valve / Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering 60. 2014. № 10. pp. 665-674

190. Luis Reis, Bin Li, Manuel Jose Freitas A Multiaxial Fatigue Approach to Rolling Contact Fatigue in Railways / International Journal of Fatigue 67. October 2014. pp.191-202

191. Mark Daniel, Metz Tobias, Haeberle Stefan, Lutz Sascha, Ducree Jens, Zengerle Roland, Stetten Felix Centrifugo-pneumatic valve for metering of highly wetting liquids on centrifugal microfluidic platforms /The Royal Society of Chemistry. Lab Chip. № 9. 2009. pp.3599–3603

192. Morel Franck, Palin-Luc Thierry A non-local theory applied to high cycle multiaxial fatigue / Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures - Vol. 25. N°7. 2002. pp. 649-665

193. Napp Nils, Araki Brandon, Tolley Michael T., Nagpal Radhika, Wood Robert

J. Simple Passive Valves for Addressable Pneumatic Actuation / IEEE International Conference on Robotics and Automation. · May 2014. 6 pages

194. Park J. Evaluation of an energy based approach and a critical plane approach for predicting constant amplitude multiaxial fatigue life / J.Park, D.Nelson // Int. J. Fatigue. – 2000. – 22, No. 1. – P. 23-39.

195. Raymond, E.T. Aircraft Flight Control Actuation System Design / E.T. Raymond, C.C. Chenoweth // Published by Society of Automotive Engineers, Inc. – Warrendale, USA, 1993. – 242 p.

196. Sosa A., Bollinger D. S., Duel K., Karns P., Pellico1 W., Tan C. Y. An Overview of the New Test Stand for H- Ion Sources at FNAL / Proceedings of the 16th International Conference on Ion Sources. New York City. NY. August 2015. 3 pages

197. Szente Viktor, Mozer Zoltan, Tajti Akos Experimental investigation on pneumatic components / Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'03) The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies. Budapest. Hungary September 3 – 6. 2003. 9 pages

198. Takanishi K., Murakami T., Fujita K., Ono I. Development of Compact and High Efficient Linear Solenoid / JTEKT ENGINEERING JOURNAL English Edition. №1011E. 2014. pp. 35-38.

199. Van Ham Ronald, Verrelst Bjorn, Daerden Frank, Lefeber Dirk Pressure Control with On-Off Valves of Pleated Pneumatic Artificial Muscles in a Modular One-Dimensional Rotational Joint / In: Proceedings of the International conference on Humanoid Robots. pp. 761-768

200. Venkataraman K. A., Kanthavel K., Nirmal B. Kumar Investigations of Response Time Parameters of a Pneumatic 3/2 Direct Acting Solenoid Valve Under Various Working Pressure Conditions / ETASR – Engineering, Technology & Applied Science Research Vol. 3. No. 4. 2013. pp. 502-505

201. Zdobinski David, Mudd William, Byrne Gregory Understanding applications, uses key to solenoid valve selection / Plant Engineering. Mechanical Engineering. June 2006. 4 pages

ДОДАТКИ

**ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
"ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ АРМАТУРНИЙ ЗАВОД"**

229, вул. Є. Коновальця, Івано-Франківськ, 76011, Україна
гел/факс: (0342) 77-53-60, тел. (0342) 75-13-99
E-mail: mail@ifaz.com.ua <http://www.ifaz.com.ua>



**ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
"ИВАНО-ФРАНКОВСКИЙ АРМАТУРНЫЙ ЗАВОД"**

229, ул. Е. Коновальца, Ивано-Франковск, 76011, Украина
тел/факс: (0342) 77-53-60, тел. (0342) 75-13-99
E-mail: mail@ifaz.com.ua <http://www.ifaz.com.ua>

10.08.2016 № 02/36-2763/1

На № _____ від _____



Затверджую
Заступник голови Правління
(ПІАТ «ІФАЗ»)
З.С. Проців
«10» серпня 2016 р.

АКТ
про впровадження наукових досліджень
РИКУНІЧА Юрія Миколайовича

Комісія у складі:

голови: директора технічного – Стецьківа М.М.
(посада, прізвище, ініціали)

Членів в.о.Головного конструктора- Дерчука В.Ф.
(посада, прізвище, ініціали)

начальника планово-економічного відділу – Дружиніної Г.Б.
(посада, прізвище, ініціали)

встановила, що такі наукові положення дисертаційної роботи Ю.М.Рикуніча, як:

– наукові основи визначення параметричних і міцнісних запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ, що ґрунтуються на стохастичних моделях зміни технічного стану вузлів і конструктивних елементів ЕМК та їх функціональних параметрів під дією експлуатаційних навантажень;

- оцінка впливу релаксації гумового ущільнення золотника клапана на параметри гідродинамічних процесів течії газу у його проточній частині під час спрацьовування, та вплив цих процесів на величину статичних і динамічних навантажень на деталі рухомої частини електромагнітного приводу ЕМК розроблено особисто Рикунічем Юрієм Миколайовичем.



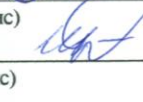

Практичне значення мають наведені в дисертаційній роботі Ю.М.Рикуніча рекомендації щодо підвищення експлуатаційної надійності ЕМК.

На підставі результатів проведених досліджень розроблено стандарт підприємства СТУ КЦКБА-273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Положення даної методики адаптовано і використовуються в ПАТ «ІФАЗ» при проектуванні стрижневих елементів конструкцій трубопровідної арматури, що піддаються дії динамічного навантаження циклічного характеру. Завдяки цьому підвищилась ефективність робіт щодо вибору і оптимізації запасів працездатності елементів проєктованих виробів, скоротились трудовитрати на експериментальне відпрацювання дослідних зразків.

Комісією встановлено, що наукові положення та практичні рекомендації, розроблені особисто Рикунічем Юрієм Миколайовичем, впроваджено на ПАТ «ІФАЗ».

Розрахунковий економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи Ю.М.Рикуніча складає 86 тис. грн. в рік за цінами 2015 року.

Голова комісії:		<u>Стецьків М.М.</u> (прізвище, ініціали)
Члени комісії:		<u>Дерчук В.Ф.</u> (прізвище, ініціали)
		<u>Остафійчук А.М.</u> (прізвище, ініціали)
		<u>Дружиніна Г.Б.</u> (прізвище, ініціали)

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
**“КИЇВСЬКЕ ЦЕНТРАЛЬНЕ
 КОНСТРУКТОРСЬКЕ БЮРО
 АРМАТУРОБУДУВАННЯ”**
 (ПАТ “КЦКБА”)

вул. Полковника Шутова, 9, м. Київ,
 03113, УКРАЇНА
 тел.: (044) - 490-9482
 тел./факс: (044) - 490-9485
 Ідентифікаційний код **33096208**



PUBLIC JOINT-STOCK
 COMPANY
KYIV
**CENTRAL DESIGN
 BUREAU OF VALVES**
 (PJSC KCDBV)

9, polkovnika Shutov str., Kyiv,
 03113,
 UKRAINE
 tel.: +38-044 - 490-9482
 tel./fax: +38-044 - 490-9485

ЗАТВЕРДЖУЮ

Виконавчий директор – перший
 заступник генерального директора
 ПАТ «КЦКБА» С.О. Крепак
 «10» серпня 2016 р.



АКТ

**про впровадження наукових досліджень
 РИКУНІЧА Юрія Миколайовича**

Комісія у складі:

голови: Головного конструктора - Нора В.Ф.
 (посада, прізвище, ініціали)

членів: заступника головного конструктора – Тарнавського М.М.
 (посада, прізвище, ініціали)

начальника планово-економічного відділу – Нені І.В.
 (посада, прізвище, ініціали)

начальника відділу випробувань – Федоричко Я.Б.
 (посада, прізвище, ініціали)

встановила, що такі наукові положення дисертаційної роботи Ю.М. Рикуніча,
 як:

– алгоритм визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК на
 етапі проектування;

– математичні залежності для визначення параметричних запасів
 працездатності малогабаритних ЕМК з використанням стохастичних моделей
 «неперевищення» функціональними параметрами клапана їх нормованих
 значень під час виробітку встановлених ресурсів;

– математичні залежності для визначення запасів міцності «критичних»
 елементів конструкції клапана з використанням енергетичних критеріїв,
 розроблено особисто Рикунічем Юрієм Миколайовичем.

На ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро
 арматуробудування» (КЦКБА) під науковим керівництвом Ю.М. Рикуніча
 з 2006 по 2012 роки були виконані науково-дослідні
 роботи «Експериментальне дослідження меж і запасів працездатності
 клапанів з електромагнітним приводом» (номер

державної реєстрації 0106U011814, 2006 р.) і «Розробка шляхів забезпечення запасів працездатності електромагнітних клапанів під час проектування» (номер державної реєстрації 0108U005044, 2011 р.).

У відповідності з програмою досліджень були проведені стендові ресурсні випробування електромагнітних клапанів розробки КЦКБА з приводами ОВ (однопозиційний втягуючий нейтральний), ДВ (двопозиційний втягуючий поляризований) і ДШВ (двопозиційний штовхаюче-втягуючий поляризований), а також випробування на втомну міцність стрижневих елементів (штоків) двопозиційних поляризованих електромагнітних клапанів типу ДШВ.

Комісією встановлено, що в результаті цих досліджень:

1. Виявлено особливості розвитку деградаційних процесів у вузлах і конструктивних елементах малогабаритних ЕМК, в тому числі особливості розвитку процесів втоми конструкційного матеріалу в стрижневих елементах ЕМК з приводом типу ДШВ; отримано уточнену емпіричну залежність кількості циклів напрацювання стрижневих елементів приводу ДШВ до відмови від питомої кінетичної енергії переміщення його рухомої системи, в якій пов'язуються показники безвідмовності з конструктивними параметрами клапана, що проектується.

2. Визначено вплив релаксації гумового ущільнення золотника клапана на параметри гідродинамічних процесів течії газу у проточній частині ЕМК під час його спрацьовування, а також відповідний вплив цих процесів на величину статичних і динамічних навантажень на деталі рухомої частини електромагнітного приводу клапана.

3. Розроблено стандарт підприємства СТУ КЦКБА-273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

4. Розроблено науково обґрунтовані рекомендації щодо удосконалення конструкції окремих типів ЕМК розробки КЦКБА, які захищено патентом України на корисну модуль № 17984 від 03.05.2006 р.

5. Наукові положення, розроблені особисто Рикунічем Юрієм Миколайовичем, впроваджено.

Розрахунковий економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи Ю.М. Рикуніча полягає у скороченні матеріальних і трудовитрат на виготовлення окремих типів ЕМК до 12% у собівартості продукції даного типу.

Голова комісії:

Члени комісії:

В.Ф. Нор
(прізвище, ініціали)

М.М.Тарнавський
(прізвище, ініціали)

І.В. Неня
(прізвище, ініціали)

Я.Б. Федоричко
(прізвище, ініціали)