

**Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики
Національний авіаційний університет
ПрАТ «Київське центральне конструкторське
бюро арматуробудування» (КЦКБА)**

**XX Міжнародна науково-технічна
конференція АС ПГП**

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

**Конференцію присвячено
60-річчю заснування
кафедри Гідрогазових систем НАУ**

55-річчю заснування КЦКБА

115-й річниці із дня народження Т. М. Башти

м. Київ 22–25 жовтня 2019 року

УДК 62-522:587.35(043.2)

XX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 22–25 жовтня 2019 р.: матеріали конференції., Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2019. – 136 с.

До збірника матеріалів конференції включено тези представлених доповідей, в яких наведено результати досліджень з питань промислової гідравліки і пневматики за тематикою роботи секцій: «Технічна гідрогазомеханіка», «Гідромашини і гідропневмоагрегати», «Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва», «Арматуробудування», «Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження, екології та машинобудування».

Збірник призначено для широкого кола науковців та фахівців, які працюють у галузі промислової гідравліки і пневматики. Збірник буде корисним викладачам, аспірантам та студентам вищих технічних навчальних закладів.

ISBN 547-966-8300-48-2

*Рекомендовано до друку
Організаційним комітетом конференції*

**Адреса Організаційного комітету конференції:
03680, Україна, м. Київ, проспект Космонавта Комарова, 1,
офіс 1.014, Тел.: (044) 408-45-54**

ОРГКОМІТЕТ

Співголови оргкомітету

- Харченко В.П. д-р техн. наук, професор,
проректор з наукової роботи НАУ (м. Київ)
- Рикуніч Ю.М. канд. техн. наук, президент МГО «АС ППТ»,
голова наглядової ради ПрАТ «КЦКБА» (м. Київ)

Заступники голови оргкомітету

- Крепак С.О. перший заступник генерального директора
ПрАТ «КЦКБА» (м. Київ)
- Бадах В.М. канд. техн. наук, с. н. с. (м. Київ)

Відповідальні секретарі

- Тарасенко Т.В. канд. техн. наук, доцент (м. Київ)
- Федоричко Я.Б. начальник відділу випробувань та
сертифікації трубопровідної арматури
ПрАТ «КЦКБА» (м. Київ)

Члени оргкомітету

- Андренко П.М. д-р техн. наук, професор (м. Харків)
- Белятинський А.О. д-р техн. наук, професор (м. Київ)
- Бочаров В.П. д-р техн. наук, професор (м. Київ)
- Воронін С.В. д-р техн. наук, професор (м. Харків)
- Гнатів Р.М. д-р техн. наук, професор (м. Львів)
- Гусак О.Г. канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
- Іванов М.І. канд. техн. наук, професор (м. Вінниця)
- Іскович-Лотоцький Р.Д. д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)
- Козлов Л.Г. д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)
- Кузнєцов Ю.М. д-р техн. наук, професор (м. Київ)
- Луговський О.Ф. д-р техн. наук, професор (м. Київ)
- Лур'є З.Я. д-р техн. наук, професор (м. Харків)

Мачуга О.С.	д-р техн. наук, доцент (м. Львів)
Мочалін Є.В.	д-р техн. наук, професор (м. Ханчжоу, КНР)
Панченко А.І.	д-р техн. наук, професор (м. Мелітополь)
Ремарчук М.П.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Роговий А.С.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Сахно Є.Ю.	д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Струтинський В.Б.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Тіхенко В.М.	д-р техн. наук, професор (м. Одеса)
Федориненко Д.Ю.	д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Черкашенко М.В.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Чернюк В.В.	д-р техн. наук, професор (м. Львів)
Яхно О.М.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)

Секретарі

Єременко Р.О.	асистент кафедри ГГС НАУ (м. Київ)
Ніколайчук Т.М.	корпоративний секретар ПрАТ «КЦКБА» (м. Київ)

ЗМІСТ

Пленарне засідання

В.І. Склабінський, д-р техн. наук, О.О. Ляпощенко, д-р техн. наук,
О.Г. Гусак, канд. техн. наук, І.В. Павленко, канд. техн. наук,
В.О. Іванов, канд. техн. наук

**ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ СЕПАРАЦІЇ І ВПРОВАДЖЕННЯ
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОДУЛЬНИХ АПАРАТІВ** 12

І.В. Павленко, канд. техн. наук, О.О. Ляпощенко, д-р техн. наук,
В.І. Склабінський, д-р техн. наук, В.О. Іванов, канд. техн. наук,
О.Г. Гусак, канд. техн. наук

**МОДЕЛЮВАННЯ ОСНОВНИХ І ВТОРИННИХ ПРОЦЕСІВ СЕПАРАЦІЇ
ГЕТЕРОГЕННИХ СИСТЕМ** 16

В.М. Стадниченко, д-р техн. наук, В.В. Варваров
**ПЕРСПЕКТИВА СТВОРЕННЯ В АГРЕГАТОБУДУВАННІ МАТЕРІАЛІВ, ЩО
ПРАЦЮЮТЬ ЗА УМОВ АНОМАЛЬНО НИЗЬКОГО ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ** 20

Секція 1 «Технічна гідрогазомеханіка»

В.М. Браженко, канд. техн. наук
**ПЕРЕВІРКА МОДЕЛЕЙ КАВІТАЦІЇ У СУЧАСНОМУ ПРОГРАМНОМУ ПАКЕТІ
ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ** 22

С.В. Дзюба, канд. техн. наук, П.В. Лук'янов, канд. фіз.-мат. наук,
В.Б. Осадчук, А.А. Хільченко
**ВИТРАТНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБОПРОВОДУ З ДИФУЗОРНИМ
НАСАДКОМ** 24

С.В. Дзюба, канд. техн. наук, П.В. Лук'янов, канд. фіз.-мат. наук,
В.Б. Осадчук, А.А. Хільченко
**ВПЛИВ ПРОСТОРОВОЇ ГЕОМЕТРІЇ ТРУБОПРОВОДУ НА ЙОГО ВИТРАТНУ
ХАРАКТЕРИСТИКУ** 26

І.В. Ночніченко, канд. техн. наук, О.Ф. Луговський, д-р техн. наук,
Д.В. Костюк, канд. техн. наук
**ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОЛІЗУ ДЛЯ РОЗЩЕПЛЕННЯ МОРСЬКОЇ ВОДИ
У ТЕХНОЛОГІЯХ ОТРИМАННЯ ВОДНЮ** 28

Є.Ю. Сахно, д-р техн. наук, В.М. Чуприна, д-р техн. наук, С.В. Коваленко, канд. пед. наук	
МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ В МОДЕРНІЗОВАНІЙ ГІДРООПОРІ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ	31
В.М. Турик, канд. техн. наук	
СТРУМИННО-ВИХРОВЕ КЕРУВАННЯ СТРУКТУРОЮ ПОТОКІВ У ВИХРОВИХ КАМЕРАХ	33
А.Н. Мамедов, А.Д. Коваль, канд. техн. наук, О.М. Яхно, д-р техн. наук	
ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО НАЧАЛЬНОГО УЧАСТКА ПРИ НАЛИЧИИ ПОПЕРЕЧНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ	35
Г.А. Бондаренко, А.А. Ященко	
МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТРЁХСТУПЕНЧАТОЙ СЕКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ САЙКЛИНГ-ПРОЦЕССА	40
С.М. Ванєєв, канд. техн. наук, Д.В. Мірошніченко	
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОПОТОКОВОЇ ВИХРОВОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ	43
О.Ф. Луговський, д-р техн. наук, І.А. Гришко, канд. техн. наук, А.І. Зілінський, А.Ю. Луппол	
УЛЬТРАЗВУКОВА КАВІТАЦІЙНА ГОМОГЕНІЗАЦІЯ МОЛОКА	45
О.С. Мачуга, канд. фіз.-мат. наук, О.М. Яхно, д-р техн. наук,	
ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ПІДХІД У МОДЕЛЮВАННІ КАВІТАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ	47
В.В. Ткачук, О.Ф. Саленко, В.Т. Щетинін	
ДОСЛІДЖЕННЯ ЯВИЩ ФОРМУВАННЯ ВОДОКРИЖАНОГО СТРУМЕНЯ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТУРБОАГРЕГАТІВ	49
К.І. Капітанчук, канд. техн. наук	
ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НАДЗВУКОВОГО ГАЗОВОГО ЕЖЕКТОРА ЯК СТРУМИННОГО КОМПРЕСОРА В УМОВАХ РОБОТИ АГНКС ПРИ НИЗЬКОМУ ТИСКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ГАЗОВИХ МЕРЕЖАХ	55
М.П. Андрійшин, канд. техн. наук, К.І. Капітанчук, канд. техн. наук, Н.М. Андрійшин	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕПЛОТИ ЗГОРЯННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО СПАЛЮВАННЯ	57

Секція 2 «Гідромашини і гідропневмоагрегати»

- П.М. Андренко, д-р техн. наук, М.С. Свинаренко, канд. техн. наук**
ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОСИСТЕМ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН 59
- М.С. Волянський**
АНАЛІЗ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ АТ «ГІДРОСИЛА» 61
- О.М. Молошний, Д.І. Григоренко, М.І. Сотник, д-р техн. наук**
ПАРАМЕТРИ НАСОСА ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ЧИСЛОВОМУ
МОДЕЛЮВАННІ 63
- А.С. Роговий, д-р техн. наук**
ВИКОРИСТАННЯ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ
ВОДОВУГІЛЬНОГО ПАЛИВА 65
- Є.І. Барилюк**
ВИЯВЛЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАПРУЖЕННЯ У РОБОЧИХ ЗОНАХ
ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО КЛАПАНА ВІД РІВНЯ ДЕМПФІРУВАННЯ
У КОНСТРУКЦІЇ 67
- В.С. Бутько, канд. техн. наук, Р.В. Городиський, Ю.А. Борисенко,**
Т.І. Сивашенко, канд. техн. наук
ПОБУДОВА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА З СЕРВОДІЄЮ 69
- С.М. Ванєєв, канд. техн. наук, Т.С. Родимченко**
ЗАЛЕЖНІСТЬ ККД СТРУМІННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ ВІД НАВЕДЕНОЇ
КОЛОВОЇ ШВИДКОСТІ РОБОЧОГО КОЛЕСА 73
- В.О. Куценко, канд. техн. наук, П.Ю. Ткач, канд. техн. наук**
ШНЕКОВІДЦЕНТРОВІ СТУПЕНІ НАСОСІВ ЗАГАЛЬНОПРОМИСЛОВОГО
ПРИЗНАЧЕННЯ З ПІДВИЩЕНИМИ КАВІТАЦІЙНО-ЕРОЗІЙНИМИ
ЯКОСТЯМИ 75
- А.І. Панченко, д-р техн. наук, А.А. Волошина, д-р техн. наук,**
І.А. Панченко
ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНОГО
ГІДРОМОТОРА ШЛЯХОМ ДОСКОНАЛЕННЯ ЙОГО ВИТИСКУВАЛЬНОЇ
СИСТЕМИ 77
- А.І. Панченко, д-р техн. наук, А.А. Волошина, д-р техн. наук,**
А.А. Волошин
ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНОГО
ГІДРОМОТОРА ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЙОГО РОЗПОДІЛЬНОЇ
СИСТЕМИ 79

О.Т. Башта, канд. техн. наук, О.В. Джурик, В.Г. Романенко, канд. техн. наук	
ОСОБЛИВОСТІ ГЕНЕРУВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ ТИСКУ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИМИ НАСОСАМИ	82
С.О. Хованський, канд. техн. наук, І.П. Гречка, канд. техн. наук, А.І. Рубан, канд. техн. наук	
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГРУПИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ НА МЕРЕЖУ ЗІ ЗМІННИМ У ЧАСІ ГІДРАВЛІЧНИМ ОПОРОМ	84
О.О. Моторна, канд. техн. наук	
АНАЛІЗ НАСОСА-ДОЗАТОРА З НОВОЮ СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНИМ ЗОЛОТНИКОМ	88
В.С. Руткевич, канд. техн. наук	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ РЕСУРСНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОЛОТНИКОВОГО РОЗДІЛЬНИКА ПОТОКУ	89
Л.К. Поліщук, д-р техн. наук, В.Л. Луцик, аспірант, А.Л. Бондарь, магістрант	
ГІДРОПРИВОД КОНВЕЄРА З СИСТЕМОЮ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ СТРІЧКИ ПРИ ЗМІНІ НАВАНТАЖЕННЯ	92
Л.К. Поліщук, д-р техн. наук, О.В. Хмара, аспірант, В.О. Кравчук, аспірант	
ГІДРОФІКАЦІЯ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ З УЛАШТОВАНИМИ НА НІЙ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ	93
 Секція 3 «Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва»	
С.В. Воронін, д-р техн. наук, О.О. Гончарова, канд. фіз.-мат. наук, О.С. Харківський, С.Д. Куп'янський	
ВПЛИВ ЗОВНІШНЬОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ НА ФАЗОВИЙ СТАН ТА МАСЛИВНУ ЗДАТНІСТЬ ПРИСАДОК У ТЕХНІЧНИХ ОЛИВАХ	95
І.А. Смелянова, д-р техн. наук, Д.О. Чайка, канд. техн. наук, Д.Ю. Субота	
МОДУЛЬНИЙ ПРИНЦИП СТВОРЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКТІВ МАЛОГАБАРИТНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ БУДИНКІВ І СПОРУД ІЗ МОНОЛІТНОГО ЗАЛІЗОБЕТОНУ	97
Ю.М. Кузнєцов, д-р техн. наук, Ю.Т. Кривчук	
ВИКОРИСТАННЯ ЛІНІЙНИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ У МАЛОГАБАРИТНОМУ ОБЛАДНАННІ З КОМП'ЮТЕРНИМ КЕРУВАННЯМ	99

З.Я. Лурье, д-р техн. наук, В.Б. Самородов, д-р техн. наук, Е.Н. Цента, канд. техн. наук, Г.А. Аврунин, канд. техн. наук	
МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИКИ ПУСКА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА	105
О.О. Овчинніков, канд. техн. наук, Ю.В. Булгаков, канд. техн. наук	
ВИЗНАЧЕННЯ ПРИРОДИ ЗНОШУВАННЯ ПІДРЕЙКОВИХ ПІДКЛАДОК У КОЛІЇ МЕТРОПОЛІТЕНУ	107
В.Б.Струтинський, д-р техн. наук, В.В. Новак, С.Ю. Вакуленко	
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНІ НАЗЕМНІ РОБОТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ, ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ З НЕБЕЗПЕЧНИМИ ОБ'ЄКТАМИ	110
С.В. Струтинський, д-р техн. наук	
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СФЕРИЧНИХ ШАРНІРІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗО-РІДИННИХ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ	112
О.П. Губарев, д-р техн. наук, О.С. Ганпанцурова, канд. техн. наук, С.Ю. Космина, К.С. Голіченко	
МОБІЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ГАЗОГОНІВ	114
Ю.С. Головка, канд. техн. наук	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СХЕМИ ФІЛЬТРУВАННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОСИСТЕМИ ЛІТАКА НА ЇЇ ОЧИЩЕННЯ	116
М.І. Иванов, канд. техн. наук, О.М. Переяславський, канд. техн. наук, Р.О. Гречко	
ЗАСТОСУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ КЛАПАНІВ НЕПРЯМОЇ ДІЇ У КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ90	118
С.В. Медведєв	
КОМПЛЕКС ТЕХНІЧНИХ ТА ПРОГРАМНИХ ЗАСОБІВ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ВИДАЛЕННЯ ВІДХОДІВ ЛІТАКА ЯК ЧАСТИНА КОМП'ЮТЕРНО- ІНТЕГРОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ	123
В.Г. Пилявець, Л.Г. Козлов, д-р техн.наук, Ю.А. Буренніков, канд. техн. наук, С.І. Котик	
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ТА ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АДАПТИВНОГО МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДУ	125
А.В. Жулай	
ЗБІЛЬШЕННЯ НАДІЙНОСТІ БОРТОВОГО ГІДРОКОМПЛЕКСУ АН-148	127

Секція 4 «Арматуробудування»

- В.А. Сидаш**
ОПЫТ РАЗРАБОТКИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ АРМАТУРЫ В ЧАО «КЦКБА» 130
- С.О. Петров**
ВНЕДРЕНИЕ В ПРОИЗВОДСТВО КЛАПАНОВ ОБРАТНЫХ
ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ВЗАМЕН ЗАТВОРОВ ОБРАТНЫХ ПОВОРОТНЫХ 141
- П.М. Демиденко**
ДОСВІД РОЗРОБКИ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ
ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ 143
- А.С. Горбач**
УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ КОНСТРУКЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И
ПЛУНЖЕРА ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ
СТОЙКОСТЬ К КАВИТАЦИОННЫМ ПРОЦЕССАМ В РЕЖИМЕ
РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОТОКА 149
- А.П. Гвоздь**
ДОСВІД РОЗРОБКИ СИГНАЛІЗАТОРІВ ЗАПІРНИХ ОРГАНІВ
ТРУБОПРОВІДНОЇ АРМАТУРИ В ПРАТ «КЦКБА» 151

Секція 5 «Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження, екології та машинобудування»

- С.В. Лозня, канд. техн. наук, К.М. Торхов,**
Е.П. Ясиніцький, канд. техн. наук, І.Е. Ясиніцька
АВТОМАТИЧНА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ГЕРМЕТИЧНОСТИ
ТРУБОПРОВОДОВ 155
- Н.М. Параняк, канд. техн. наук, А.С. Романів, канд. техн. наук,**
С.І. Качан, канд. техн. наук, С.М. Мохняк, канд. техн. наук
ПЕРСПЕКТИВИ ЗНИЖЕННЯ ПИЛОВИХ ВИКИДІВ 157
- А.П. Багач, О.П. Ящук**
ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ГІДРОАБРАЗИВНОГО РІЗАННЯ ПРИ
ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ 159
- Р.В. Радутний, Д.В. Бібік, канд. техн. наук,**
В.П. Нетреба, С.А. Сосновський, О.Г. Кириченко,
С.Ю. Коваленко, канд. техн. наук
КОМПАКТНИЙ УНІВЕРСАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
ШВИДКОПЛІННИХ ПРОЦЕСІВ В УМОВАХ ВИСОКОГО ТИСКУ
АБО ВАКУУМУ 162

М.Г. Стадніченко, канд. техн. наук, Р.М. Джус, канд. техн. наук, С.А. Плешкунов	
ПРИСКОРЕНА ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ ВТОМЛЕНОЇ ПОШКОДЖУВАНOSTI КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ	164
О.П. Ящук	
ОЦІНКА СТІЙКОСТІ СОПЛОВОГО НАСАДКУ З МЕТОЮ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ	166
С. А. Халіль, канд. техн. наук,	
АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ І ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ВОДНО-ОЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ У КВАЗІПОСТІЙНОМУ ЕЛЕКТРИЧНОМУ ПОЛІ	168
R. Kulliev, N. Orlovskaya, phd	
MECHANICAL PROPERTIES OF SPARK PLASMA SINTERED B4C	170
Т.І. Сивашенко, канд. техн. наук, Р.О. Єременко	
УМОВИ ВИНИКНЕННЯ ПОЖЕЖІ НА ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТАХ	172
І.І. Верба, канд. техн. наук	
ДЕЩО ДО ПРОБЛЕМ ТЕХНІЧНОГО ПЕРЕОЗБРОЕННЯ	174
В.В. Скиба, д-р мед. наук, О.В. Іванько, канд. мед. наук, Дар Ясін Ахмед, В.Ф. Рибальченко, д-р мед. наук, В.М. Бадах, канд. техн. наук, В.П. Бочаров, д-р техн. наук	
ГІДРОСТРУМЕНЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ У ХІРУРГІЧНОМУ ЛІКУВАННІ ІНФІЛЬТРАТИВНИХ УТВОРЕНЬ ЧЕРЕВНОЇ ПОРОЖНИНИ	175
В.В. Скиба, д-р мед. наук, О.В. Іванько, канд. мед. наук, В.В. Лисиця, В.Ф. Рибальченко, д-р мед. наук, В.М. Бадах, канд. техн. наук. В.П. Бочаров, д-р техн. наук	
ГІДРОСТРУМЕНЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ У ХІРУРГІЧНОМУ ЛІКУВАННІ СПАЙКОВОЇ НЕПРОХІДНОСТІ КИШЕЧНИКА	178
В.О. Коноваленко	
КАВІТАЦІЯ У ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСАХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ПРИ ПЕРЕХІДНИХ УМОВАХ	180
А.М. Удод, О.І. Скоков, В.С. Євчик, Т.В. Богдан	
СТВОРЕННЯ НОВИХ ГУМ ДЛЯ МАШИНОБУДУВАННЯ	182

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

УДК 66.021.1:532.5

**В.І. Склабінський, д-р техн. наук,
О.О. Ляпошенко, д-р техн. наук,
О.Г. Гусак, канд. техн. наук,
І.В. Павленко, канд. техн. наук
В.О. Іванов, канд. техн. наук**
Сумський державний університет

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ СЕПАРАЦІЇ І ВПРОВАДЖЕННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОДУЛЬНИХ АПАРАТІВ

Процеси утворення та розділення (сепарації) неоднорідних гетерогенних дисперсних систем (емульсії, суспензії, аерозолі) є супутніми при протіканні гідромеханічних, теплових, масообмінних процесів в промислових машинах та апаратах, а сепараційне обладнання є невід'ємною складовою промислових установок. Дослідження гідродинамічних процесів сепарації, в додаток ускладнених сполученням тепломасообміном, відноситься до фундаментальних проблем гідромеханіки, теорії процесів тепло- та масо-передачі. У зв'язку з цим можна стверджувати, що сформульована проблема є актуальною, має важливе наукове і практичне значення в питаннях підвищення рівня енергоефективності, ресурсозбереження та екологічної безпеки технічних систем у різних галузях промисловості, зокрема, у галузі промислової гідравліки та пневматики.

Метою роботи є вдосконалення технології інерційно-фільтруючої сепарації двофазних потоків, моделювання динамічних процесів сепарації гетерогенних систем, розробка та впровадження енергоефективних модульних сепараційних пристроїв. Об'єктом дослідження є процеси сепарації гетерогенних систем та сепараційне обладнання. Предметом дослідження є гідродинаміка двофазних потоків в газодинамічних, інерційно-фільтруючих, вібраційно-інерційних, динамічно-регульованих сепараційних пристроях; вплив режимних

і конструктивних параметрів модульних сепараційних пристроїв на гідравлічний опір та ефективність сепарації.

На основі проведеного патентного пошуку здійснено порівняльний критичний аналіз сучасних методів розділення дво- та трифазних багатокомпонентних гетерогенних систем. На підставі комплексного підходу у відповідності до класифікації сепараційного обладнання за основними функціональними і конструктивними ознаками та основних методів розділення визначено основні способи інтенсифікації гідродинамічних процесів і підвищення ефективності сепарації. Обґрунтовано стратегію оптимізаційних статичних та динамічних моделювань з аналізом режимно-технологічних та апаратурно-конструктивних способів інтенсифікації процесів сепарації.

У відповідності до обраної стратегії оптимізаційних статичних та динамічних моделювань процесів сепарації та сепараційного обладнання вирішуються три основні задачі: розробка фізичних моделей процесів сепарації з аналізом впливу режимно-технологічних і апаратурно-конструктивних параметрів за обраним критерієм ефективності (цільова функція); вибір типів сепараційних пристроїв та їх геометричних розмірів для кожного ступеня сепарації, які задовольняють умовам отримання необхідного рівня ефективності проведення процесу; вирішення задачі оптимізації процесів сепарації в умовах різних видів моделювань та визначення комплексного критерію ефективності процесів сепарації.

Розвинуто науковий підхід до фізичного та математичного моделювання гідродинамічних процесів при сепарації газорідних систем, розширено уявлення про основні методи і механізми газодинамічної, інерційно-фільтруючої, вібраційно-інерційної сепарації.

Робочою гіпотезою є припущення про можливість зниження енергетичних витрат (гідравлічного опору) та підвищення ефективності сепарації високодисперсних часток (ступеня розділення) через визначення перспективних напрямків організації руху та взаємодії турбулентних двофазних потоків, використання позитивного ефекту та уникнення негативного впливу вторинних процесів на основний процес сепарації з розробкою та дослідженням відповідних експериментальних зразків модульних сепараційних пристроїв. Теоретичні дослідження і моделювання руху суцільної фази та

дисперсних часток, а також пружних та рухомих сепараційних елементів ґрунтуються на фундаментальних фізичних законах класичної механіки, механіки рідини і газу, класичних положеннях теорії гідродинаміки та гідроаеропружності. На емпіричному рівні наукових досліджень застосовано методи експериментальної гідродинаміки.

Використовуючи результати теоретичних і експериментальних досліджень та у відповідності до обраної стратегії оптимізаційних моделювань розроблено науково обґрунтовані практичні рекомендації, методики та алгоритми до комп'ютерно-інтегрованих технологій проектування і автоматизованих розрахунків сепараційного обладнання, статичного та динамічного оптимізаційного моделювання з метою підвищення ефективності процесів сепарації і зниження гідравлічного опору сепараційного обладнання з визначенням оптимальних конструктивних параметрів та компоновання модульних сепараційних вузлів в корпусах комбінованих багатофункціональних апаратів.

За результатами експериментальних досліджень, попередніх та приймальних випробувань дослідних (експериментальних) зразків визначено основні гідродинамічні та сепараційні характеристики модульних сепараційних пристроїв та комбінованих багатофункціональних сепараторів: К-фактор 0,18–0,72 м/с, гідравлічний опір 150–2000 Па для вузлів та 15000–30000 Па для апаратів, ефективне вловлювання часток розміром від 5×10^{-6} м, ефективність окремих ступенів сепарації (модульних сепараційних пристроїв) до 70–90%, ефективність комбінованих багатофункціональних сепараторів до 99,5–99,9%. Дослідно-промислові зразки вискоефективних дво- та трифазних сепараторів успішно пройшли дослідно-промислові та приймальні випробування, в результаті їх впроваджено на промислових об'єктах ПАТ «Укрнафта», ПрАТ «Укргазвидобуток», Regal Petroleum Corporation Ltd, Групи «ЛУКОЙЛ» та інших.

Результатами приймальних випробувань доведено, що запропоновані інерційно-фільтруючі сепаратори за основними технічними характеристиками займають відповідно проміжне положення між гравітаційно-інерційними сепараторами конструкції ДАО ЦКБН ОАО «Газпром» (РФ) та фільтр-коалесцерами виробництва Pall Corp. (США).

Розроблені комбіновані багатофункціональні апарати, оснащені модульними сепараційними пристроями, мають високі прогнозовані показники ефективності розділення (сепарації) в широкому діапазоні зміни продуктивності, тиску, температури та співвідношення фаз, а при проектуванні окремо приділяється увага питанням енергоефективності та енергозбереження. Порівнюючи пропоновані багатофункціональні сепаратори, обладнані інерційно-фільтруючими та динамічно-регульованими модульними сепараційними пристроями, слід зробити висновок, що за основними технічними характеристиками вони не поступаються відомим світовим аналогам: комбінованим багатоступеневим сепараторам Sulzer AG (Швейцарія), Shell Global Solution (Нідерланди), Koch-Glitsch (США), Monsanto Enviro-Chem Systems, ACS Industries (США), апаратам «Heater-Treater» фірм «Cameron's NATCO» (США), «Sivalls, Inc.» (США), «ENFAB, Inc.» (США), апарату «Free Water Knock-Out» (FWKO) виробництва «Maloney Industries, Inc.» (Канада) та інших виробників.

Отримані наукові результати та практичні рекомендації впроваджено на машинобудівних заводах, підприємствах хімічної промисловості і нафтогазового комплексу України та іноземних держав (холдинг «Група ГМС», ПАТ «Сумське НВО», АТ «Сумський завод «Насосенергомаш», ПАТ «Укрхімпроект», Група «Лукойл», концерн «Укрросметал», ПрАТ «Укргазвидобуток», Regal Petroleum Corporation Ltd та інших). Запропоновано окремий клас нових способів сепарації та нових конструкцій модульних сепараційних пристроїв, а низка винайдених рішень (інерційно-фільтруюча та вібраційно-інерційна сепарація; динамічне регулювання значення та напряму швидкості руху газорідного потоку; створення умов для керованої пульсації газорідного потоку; напівпроникні подвійні жалюзі з фільтрокоалесцерами між ними; поєднання процесів інерційно-фільтруючої сепарації з конденсацією) не мають аналогів у світі.

Роботу виконано за підтримки МОН України (ДР №0117U003931 «Розробка та впровадження енергоефективних модульних сепараційних пристроїв для нафтогазового та очисного обладнання»).

І.В. Павленко, канд. техн. наук
О.О. Ляпощенко, д-р техн. наук
В.І. Склябінський, д-р техн. наук
В.О. Іванов, канд. техн. наук
О.Г. Гусак, канд. техн. наук
Сумський державний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ОСНОВНИХ І ВТОРИННИХ ПРОЦЕСІВ СЕПАРАЦІЇ ГЕТЕРОГЕННИХ СИСТЕМ

Оптимізаційне проектування пристроїв для розділення багатокомпонентних гетерогенних систем є неможливим без визначення гідродинамічних характеристик потоку. При цьому, поряд з основним процесом сепарації, суттєвий вплив на ефективність розділення чинять вторинні процеси, зокрема, вторинне подрібнення крапель дисперсної фази, вторинне бризковинесення, вторинне осадження, вторинне контактування з основною фазою тощо. Ці процеси також мають місце на виході з апаратів а також виникають на непроектованих режимах роботи. У зв'язку із вищезазначеним, дослідження вторинних процесів сепарації у тісній їх взаємодії з основним процесом становить важливу наукову проблему для багатьох галузей промисловості.

У даній роботі запропоновані теоретичні основи процесів сепарації, що ґрунтуються на комплексному дослідженні гідромеханічних і масообмінних процесів. Зокрема, визначені поля швидкості й тиску, лінії току рідини та траєкторії частинок дисперсної фази у каналі сепараційного каналу з вібруючою стінкою. Встановлені безрозмірні критерії, що визначають гідродинамічні характеристики потоку та підтверджено можливість коагуляції краплинної рідини у газорідному потоці. У результаті дослідження фізичних закономірностей процесу перенесення дисперсних частинок з потоку на нерухому стінку визначені геометричні характеристики зливних жолобів сепараційного каналу. Також обґрунтовано геометрію зливних жолобів та визначено ефективну зону вібраційного впливу на двофазний потік.

Упродовж розгляду гідродинамічних особливостей руху турбулізованого газодисперсного потоку, проаналізовано основні гіпотези і спрощення стосовно параметрів дисперсності, форми і характеру

обтікання і вловлювання краплинної рідини газовим потоком, моделей гідродинамічного опору, ступеня стисненості газодисперсного потоку тощо, що дозволило уточнити фізичну та математичну моделі руху дисперсної фази у турбулентному газовому потоці. Зокрема, на підставі розв'язання системи диференціальних рівнянь, запропонованих Бассе, Буссінеском і Озееном, узагальнених Ченом для нерівномірного руху потоку з поправкою Корсіна–Ламлі, встановлено залежності ступенів обтікання і втягнення дисперсної фази газовим потоком від діаметру крапель. Отримані закономірності підтверджуються формулами Брандта–Фройнда–Хідемана, отриманими раніше на основі дослідження віброакустичного впливу на турбулізований потік. Додатково проведено дослідження гідродинамічних особливостей комплексної взаємодії турбулентних пульсацій і вібруючої стінки каналу. У результаті отримано безрозмірний критерій, який дозволяє визначати форми траєкторій частинок. Запропоновано спосіб визначення частоти пульсацій за геометричними характеристиками траєкторії відносного руху частинок краплинної рідини у формі фігур Ліссажу.

Крім того, виявлено характеристики турбулентної міграції дисперсної фази і встановлено параметри відповідного покрокового руху краплинної рідини у напрямку від вібруючої стінки до нерухомої. Зроблені спроби розширення існуючої теорії турбулентної дифузії до узагальненої теорії вібраційної дифузії зваженого шару краплинної рідини у газовому потоці.

Проведено дослідження ефекту вібраційного зважування краплинної рідини. Отримані результати підтверджуються ефектами взаємовпливу двох пульсуючих тіл, вперше дослідженими К. Бйоркнесом. У результаті встановлено наближений закон руху крапель і визначено швидкість досягнення ними нерухомої стінки та час перебування краплинної рідини у каналі.

Запропоновано аналітичний вираз для визначення сили Бассе як однієї з найбільш впливових на рух дисперсної фази у нестационарному багатофазному потоці. Запропоновано безрозмірний критерій, що визначає ступінь впливу цієї сили на частинки дисперсної фази у потоці. У результаті встановлено залежність сили Бассе від діаметра частинок дисперсної фази, а також параметрів вібраційного впливу,

що дало змогу вперше теоретично обґрунтувати процес вибіркової сепарації багатокомпонентних систем.

Запропоновано математичну модель для визначення поверхні контакту фаз у процесі сепарації багатокомпонентних двофазних систем зі сполученим тепломасоперенесенням. У результаті встановлено універсальний вираз для визначення сумарної поверхні тепломасообміну. На підставі як детермінованого, так і ймовірного підходів запропоновано залежність для визначення коефіцієнта поверхні розділу фаз. Отримано значення цього коефіцієнта для різних законів розподілу частинок дисперсної фази за їх розмірами. Встановлено, що з урахуванням можливого діапазону зміни розмірів частинок дисперсної фази значення коефіцієнта поверхні розділу фаз змінюється несуттєво у діапазоні 4,1–4,8, а його середнє значення становить 4,7. Також запропоновано регресійну залежність для визначення даного коефіцієнта за результатами експериментальних досліджень.

На підставі розгляду нестационарної задачі гідроаеропружності встановлено закономірності взаємодії газорідного потоку з деформівними елементами сепараційних пристроїв. Створені наукові основи уточнення параметрів моделі та ідентифікації її параметрів за експериментальними даними шляхом застосування систем штучного інтелекту.

Розроблено математичну модель вторинного дроблення краплинної рідини у результаті комплексного впливу системи сил різної природи. У результаті встановлено аналітичні залежності для визначення граничних значень розмірів крапель, що підлягають подрібненню, а також визначено ефективну частоту накладеного вібраційного впливу. Теоретично обґрунтовано існування критичного значення числа Вебера та запропоновано ітераційну процедуру для визначення часу подрібнення краплинної рідини.

Також одним з найважливіших аспектів розвитку сепараційного обладнання є забезпечення ефективного відведення вловленої плівкової рідини без вторинного подрібнення, бризковинесення і хвилеутворення. У зв'язку із цим розроблено уточнену математичну модель стікання плівки краплинної рідини у тривимірній постановці.

У результаті отримано рівняння для визначення товщини плівки, компонентів швидкості та кута відхилення потоку. Також запропоновано безрозмірний критерій, який визначає форму поверхні розділення фаз «газ – рідина».

Експериментально досліджено процес відведення вловленої рідини через фільтруючі елементи. У результаті запропоновано уточнену математичну модель динаміки капілярного підйому рідини, а також багатопараметричну квазілінійну регресійну модель визначення параметрів гідромеханічної системи «рідина – пористе середовище». Також розглянуто особливості сепарації багатofазних систем в елементах з гратчастою структурою різної геометрії.

Окрім дослідження процесів сепарації газорідинних систем, також проведено дослідження процесу пневмокласифікації сипких сумішей. У результаті розроблено фізичну модель процесу розділення механічних сумішей, яка пояснює гідродинамічні умови їх розділення на фракції та формування «подушки» матеріалу, що обертається. Розроблено математичну модель процесу пневмокласифікації, за допомогою якої вперше отримано рівняння для визначення зміни по висоті апарату і з часом концентрації дрібної фракції у зваженому шарі. Отримані результати застосовано при оптимізаційному проектуванні пневмокласифікаторів і для визначення режимно-технологічних параметрів процесу. Додатково досліджено кінетику формування гранульованого матеріалу на предмет впливу температурного навантаження.

Основні наукові результати отримані упродовж виконання науково-дослідної роботи «Розробка та впровадження енергоефективних модульних сепараційних пристроїв для нафтогазового та очисного обладнання» (ДР № 0117U003931).

В.М. Стадниченко, д-р техн. наук
Національний авіаційний університет,
В.В. Варваров
Харківський національний університет
Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

ПЕРСПЕКТИВА СТВОРЕННЯ У АГРЕГАТОБУДУВАННІ МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА УМОВА АНОМАЛЬНО НИЗЬКОГО ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ

Аналізуючи природні явища, які призводять до аномально низького зношування при терті, американські вчені дійшли до висновку про існування двох механізмів зниження коефіцієнта опору тертя на прикладі моделювання тертя шкіри тварин з водою при плаванні: перший механізм пов'язаний з виникаючим повздовж тіла моделі негативним градієнтом динамічного тиску, другий (гіпотетичний) – із системою вихорів, які формуються поблизу тіла моделі, що коливається (хвильова складова опору тертя).

Теоретичною основою у використанні хвильових ефектів для досягнення аномально низького тертя та зношування є роботи А.І. Вейника, який, ґрунтуючись на законах термодинаміки нерівноважних процесів, сформулював умови досягнення як нульового, так і від'ємного зовнішнього тертя при пружній взаємодії мікрошорсткостей [2].

Проведений авторами теоретичний аналіз дає підстави вважати, що досягнення умов аномального низького тертя та зношування можливо тільки при певній реологічній побудові поверхонь реальних трибосистем (реологічна модель Шведова). Верхній шар повинен бути ідеально пружним, під ним має знаходитись пружнопластичний шар, який дозволяє накопичувати й вивільняти енергію при розриві зовнішнього контакту мікрошорсткостей.

Результати експериментальних досліджень авторів зносостійкості трибосистем «сталь–бронза» (які мають широке розповсюдження в агрегатобудуванні) з модифікованим (шляхом насичення поверхні бронзи кремнієм) поверхневим шаром засвідчили, що їх зносостійкість в умовах аномально низького тертя та зношування збільшується в

десятки разів, а несуча здатність (величина максимального навантаження) збільшується більш ніж в 6 разів.

Комплексні дослідження обраних трибосистем на зносостійкість та задиристійкість (несучу здатність) свідчать, що знос за 8 годин випробування не реєструється ні ваговим методом, ні методом акустичної емісії. Момент тертя (отже, і коефіцієнт тертя), починаючи зі стадії навантаження не збільшується і знаходиться близько нульової позначки. Тепловиділення у цьому випадку також припиняється (температура за 8 годин випробувань зросла на 3°C, причому це підвищення температури, скоріш за все, спричинено виділенням тепла від насоса системи змащування).

Отриманий ефект можна пояснити наявністю хвильової складової сили тертя. Вона має протилежний до молекулярно-механічної складової знак та значно знижує результуючу силу тертя. При переході трибосистеми до режиму аномально низького тертя та зношування тепловиділення практично зникає. Наявність хвильової складової підтверджена результатами порівняння амплітудно–частотних характеристик при нормальному механохімічному зношуванні та при аномально низькому терті та зношуванні.

На основі отриманих результатів авторами сумісно з ПАТ «ФЕД» розроблено та впроваджено у виробництво технологію фінішної обробки матеріалів, яка дозволила збільшити ресурсні показники агрегатів більше, ніж у 4 рази.

Список використаних джерел

1. Stadnichenko V. M. Gray's Paradox and Wave Solutions in Explaining Anomalously Low Friction and Wear in Tribology / V. M. Stadnichenko, O. M. Troshin // International Journal of Materials Science and Applications. 2016. Vol. 5, № 1. – P. 23–30.

2. Вейник А. И. Термодинамическая пара / А. И. Вейник. – М.: Наука и техника, 1973. – 383 с.

СЕКЦІЯ 1 ТЕХНІЧНА ГІДРОГАЗОМЕХАНІКА

УДК 532.528

В.М. Браженко, канд. техн. наук
Чжецзянський педагогічний університет,
Інженерний коледж, Цзиньхуа, КНР

ПЕРЕВІРКА МОДЕЛЕЙ КАВІТАЦІЇ У СУЧАСНОМУ ПРОГРАМНОМУ ПАКЕТІ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ

Основою будь-якої науково-дослідної роботи є переконання в доцільності використовуваного методу. В аналітичних розрахунках це здається простішим. Спочатку, необхідно перевірити правильність виведення розрахункових формул і точність джерел, які застосовуються для складання даних. У випадку чисельного моделювання, контроль використовуваних методів і інструментів, безумовно, складніший. Найчастіше, сучасні програмні продукти не задовольняють у можливості доступу до введення даних. Наприклад, Ansys Fluent надає користувачам доступ до відомостей про застосовані розрахункові методи та інструменти, але неможливо перевірити, що використовуваний засіб є коректним застосуванням висунутих теорій. Однак, Ansys Fluent дозволяє користувачам втручатися в хід налагодження рішення у вигляді визначених користувачем функцій (user-defined function). При моделюванні кавітації за допомогою user-defined function можна розрахувати швидкість масопереносу між рідкими і газовими фазами. Це дає можливість зіставити рішення, що досягаються двома способами: за допомогою моделей кавітації безпосередньо з інтерфейсу (вшитих в систему) або реалізованих через user-defined function.

Мета доповіді – порівняння результатів моделювання кавітації на підставі прикладу з інструкції користувача [1], виконаного із застосуванням моделей інтерфейсу та їх реалізованих еквівалентів.

У Ansys Fluent є можливість застосувати з інтерфейсу три найбільш поширені моделі кавітації: модель Schnerr and Sauer [2], Singhal et al. модель [2] і Zwart et al. модель [2]. Вихідні вирази вищезгаданих

моделей (для конденсації – збільшення маси рідини (m^+), коли тиск місцевої рідини зростає вище тиску насиченої рідини і випаровування – зменшення маси рідини (m^-), коли тиск місцевої рідини падає нижче тиску насиченої рідини) зведено до таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні вирази моделей

	m^+	m^-
Schnerr and Sauer model	$\frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R} \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{\rho_l}}$	$-\frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R} \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{\rho_l}}$
Singhal et al model	$C_p \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{\rho_l}} f_v$	$-C_d \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{\rho_l}} (1 - f_v - f_g)$
Zwart et al. model	$C_p \frac{3\alpha_v \rho_v}{R} \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{\rho_l}}$	$-C_d \frac{3\rho_v (1 - \alpha_v) \alpha_{nuc}}{R} \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{\rho_l}}$

Список використаних джерел

1. Ansys Fluent 18.0 Tutorial guide, 2017.
2. Niedźwiedzka, A. (2017). Homogeneous cavitation modeling-analysis of basics of mathematical formulation of source terms. Modelowanie Inżynierskie, p. 75–82.

С.В. Дзюба, канд. техн. наук
Придніпровський науковий центр
НАН України і МОН України,
П.В. Лук'янов, канд. фіз.-мат. наук,
В.Б. Осадчук,
А.А. Хільченко
Національний авіаційний університет

ВИТРАТНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБОПРОВОДУ З ДИФУЗОРНИМ НАСАДКОМ

Однією із проблем безпеки польоту є аварійний злив палива із літака. Цей злив, зокрема, може відбуватись самоплином. Аби пришвидшити злив палива, потрібне вивчення різних можливостей цього процесу. Відомо, що дифузійний насадок (подвійний каноїдальний) здатний, за невеликих напорів (до 0,4 атм.), збільшувати витрату [1]. Отже, було вирішено дослідити вплив цього насадка на характеристики процесу витoku рідини. Щоб уникнути пульсацій, які виникають при використанні загальноуніверситетського трубопроводу, а також для достовірності отриманих даних, для проведення експерименту використовувався бак із водою. Резервуар із водою встановлено на висоті 110 см. До нього підключається гнучкий трубопровід (шланг) довжиною 5 метрів, та внутрішнім діаметром 25 мм. На іншому кінці трубопроводу, що веде до наповнюваного об'єму (12 л відро) кріпиться дослідний насадок.

У досліджах, окрім звичайного, також використовувався трубопровід з технологією закрутки потоку: розміщення проволочки безпосередньо в середині трубопроводу. Досліджувався її вплив на витрату рідини разом з використанням різних насадків. Вже на перших отриманих точках, 1 та 2, відбувається не характерна поведінка витратної кривої, а саме, зі зменшенням тиску, збільшується витрата, така поведінка не є характерною для класичної гідравліки, закони якої ми можемо наочно спостерігати при використанні, наприклад, конфузороного насадка, або простої ділянки трубопроводу, в яких зі зменшенням тиску зменшується і витрата.

На ділянці 3–4, спочатку відбувається різкий нахил кривої, зі зменшенням тиску на 1 КПа, витрата змінюється не значно (можливо

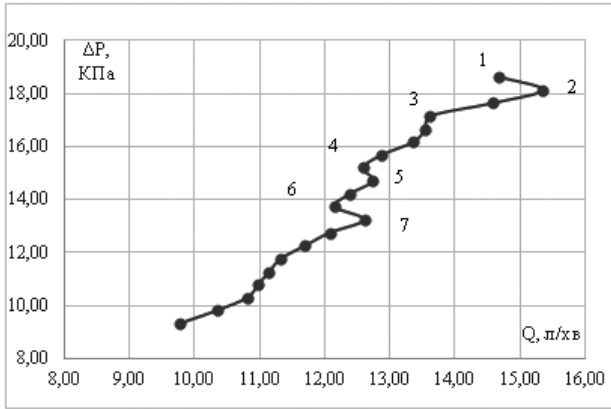


Рисунок 1 – Витратна характеристика дифузороного насадка з кроком 0,5 КПа (без використання технології закрутки потоку)

цей насадок доцільно використовувати саме на цьому перепаді тиску 17–16 КПа), а потім крива рухається згідно до класичного закону.

На ділянках 4–5, та 6–7, відбувається така поведінка кривої, яка описана для характерної ділянки 1–2. Після характерної точки 7, витратна характеристика, легко описується класичними рівняннями гідравліки. Слід особливо зауважити на турбулентний характер течії. І найголовніше, що відбувались пульсації напору рідини, хоча ніяких зовнішніх збурень такого типу не було. Це свідчить про складність процесу витоку рідини, яка закручується у трубопроводі, а також про схожість поведінки (періодичність ефекту оберненого каскаду енергії турбулентності [2]) із дослідями впливу примусової закрутки потоку на витрату рідини [3].

Список використаних джерел

1. Чугуев Р.Р. Гидравлика. Л.: Энергоиздат, 1982, 672 с.
2. Колесниченко А.В. К теории инверсного каскада энергии в спиральной турбулентности астрофизического немагнитного диска // Препринт ИПИМ им. М.В. Келдыша. 2014. №70. 36 с. URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2014-70>.
3. П.В. Лукьянов. И.В. Мешков. Структура и расход закрученного потока жидкости в криволинейной трубе. Промислова гідравліка та пневматика. 2(60) 2018, с. 15–22.

С.В. Дзюба, канд. техн. наук
Придніпровський науковий центр
НАН України і МОН України
П.В. Лук'янов, канд. фіз.-мат. наук
В.Б. Осадчук
А.А. Хільченко
Національний авіаційний університет

ВПЛИВ ПРОСТОРОВОЇ ГЕОМЕТРІЇ ТРУБОПРОВОДУ НА ЙОГО ВИТРАТНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ

У процесі подачі рідини самопливом мінімізовані зовнішні фактори, які можуть впливати на значення напору, як це може відбуватись при живленні від загальної напірної лінії. Експеримент полягав у визначенні витрати рідини через трубопровід довжиною 5 м діаметром 20 мм при певному значенні напору. Резервуар наповнювався водою до значення $H = 2,2$ м. Трубопровід прокладався згідно заданої геометрії і фіксувався у заданому положенні. Замірювався час, за якого наповниться ємність об'ємом $0,012 \text{ м}^3$. Дослідження проводились для 16 різних значень H – від $2,2$ м до $1,25$ м. Для отримання більшої точності і виключення впливу сторонніх випадкових чинників експеримент з одним і тим самим значення напору повторювався 2–3 рази.

В результаті експерименту і подальшого розрахунків отримано залежності витрати від геометричного напору для прямого і трубопроводу у вигляді відводу, що представлені на рисунку 1. Точками позначено окремі результати кожного експерименту для трубопроводу зі своєю геометрією, а лініями – апроксимовані дані. Значення для прямого трубопроводу підлягали лінійній апроксимації з точністю до 99,5 %. Значення для трубопроводу у вигляді відводу вдалось обробити за допомогою поліноміальної апроксимації з вилученням кількох точок з точністю 93,1 %. Отримані дані дали неочікувані результати і привід для подальшого дослідження цієї проблематики.

Графік кривих залежності витрати від напору можна поділити на дві області: в інтервалі від $0,95$ м до $1,55$ м спостерігається практичне співпадіння значень витрати обох трубопроводів при однакових напорах (перша область).

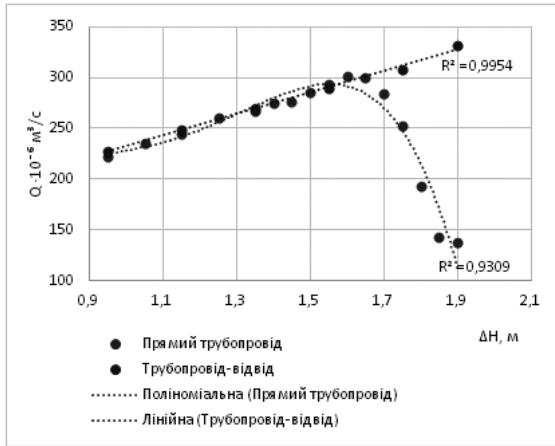


Рисунок 1 – Криві залежностей витрати від геометричного напору для прямого і трубопроводу у вигляді відводу

В інтервалі від 1,55 м до 1,90 м – розходження кривих, а саме, різке зменшення витрати при збільшенні напору у прямому трубопроводі і збереження лінійної тенденції значень витрати у трубопроводі-відводі (друга область). Причини такої поведінки витрати у прямому трубопроводі при великих напорах невідомі. Закупорка вхідного отвору у резервуарі є малоймовірною, адже експерименти при значеннях напорів, де виявлено даний ефект, було проведено повторно 2–3 рази і причини, що могли спричинити закупорку, візуально не виявлено й при численних наступних експериментах. Очевидно, що в рамках класичної гідромеханіки (гідравліки) не пояснюється така природа течії.

Відомо, беручи до уваги закрутку потоку у трубопроводі, що зазначений ефект аномальної поведінки може бути пояснений з позицій теорії оберненого каскаду енергії турбулентності, коли частина енергії малих турбулентних вихрів трансформується у впорядкований рух повздовжню течію [1]. Експериментально цей ефект виявлено упродовж лабораторних експериментів [2]. Він дійсно спостерігався лише у певних областях значень характеристик потоку.

Крім зазначеного вище, особливістю даних експериментів є залежність ефекту від температури рідини. Так, при підвищенні температури

на 15–20 градусів за Цельсієм (в'язкість зменшилась приблизно на 30%) зазначений ефект вже був слабо помітним.

Список використаних джерел

1. Колесниченко А.В. К теории инверсного каскада энергии в спиральной турбулентности астрофизического немагнитного диска // Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша. 2014. №70. 36 с. URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2014-70>

2. П.В. Лукьянов, И.В. Мешков. Структура и расход закрученного потока жидкости в криволинейной трубе. Промислова гідравліка та пневматика. 2(60) 2018, с. 15–22.

УДК 532.513.1

І.В. Ночніченко, канд. техн. наук,

О.Ф. Луговський, д-р техн. наук,

Д.В. Костюк, канд. техн. наук

Національний технічний університет України

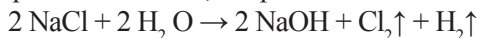
«КПІ ім. Ігоря Сікорського»

ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОЛІЗУ ДЛЯ РОЗЩЕПЛЕННЯ МОРСЬКОЇ ВОДИ У ТЕХНОЛОГІЯХ ОТРИМАННЯ ВОДНЮ

Технології створення палива за допомогою сонячної енергії і солоної води є досить актуальними, враховуючи ключову тезу, що близько 70 % площі поверхні землі складають океани [1–4]. Водень є ключовою сполукою, входячи до складу практично всього – від палива до добрив. На відміну від відомих технологічних рішень, пов'язаних із використанням очищеної води, можливість генерації водню з морської води пропонує набагато більший потенціал з огляду на величезні ресурси океану.

Ідея полягає у використанні електричної енергії з поновлюваних джерел для отримання водню з води з подальшим використанням водню в паливних комірках, що дозволяє забезпечити споживачів чистою енергією «за запитом».

Для підтвердження життєздатності ідеї було розроблено робочий прототип електролізера, який може розчіпляти морську воду (рисунок 1). Переважну більшість (близько 90 % за масовою часткою) в морській воді складають хлориди (NaCl, MgCl₂, KCl). Приблизно 7 % складають сульфати (Mg₂SO₄, K₂SO₄). Таким чином, в результаті електролізу утворюються водень, хлор та інші домішки.



Зважаючи на це розробляються конструктивні рішення для зменшення вироблення токсичного газоподібного хлору та інших домішок. Значним мінусом сучасних комерційних електролізерів є швидкий знос мембран та пластин, які пошкоджуються домішками і мікроорганізмами, що містяться в солоній воді, та швидке роз'їдання електродів.

Розроблений електролізер був протестований в лабораторних умовах та підготовлений для генерації водню з морської води.

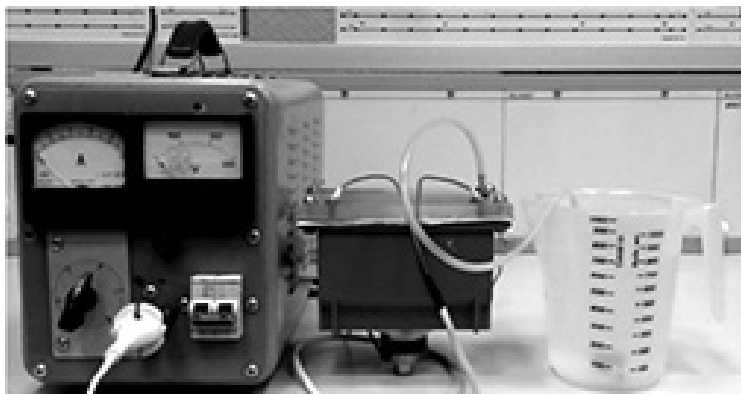


Рисунок 1 – Загальний вигляд експериментально-дослідної установки: 1 – блок живлення, 2 – електролізер, 3 – вихід газу

Експериментально була отримана залежність продуктивності генератора від сили струму живлення. Підтверджено лінійний характер вказаної залежності (рисунок 2). Також проведене порівняння морської води з розчином дистильованої води H₂O і соди Na₂CO₃ у пропорції 10:1 показало задовільний результат щодо продуктивності водню в цілому (рисунок 2). Але слід врахувати, що конструкція електролізера

потребує застосування додаткових модулів для очистки від домішок, що може значно збільшити собівартість отримання чистого водню в цілому.

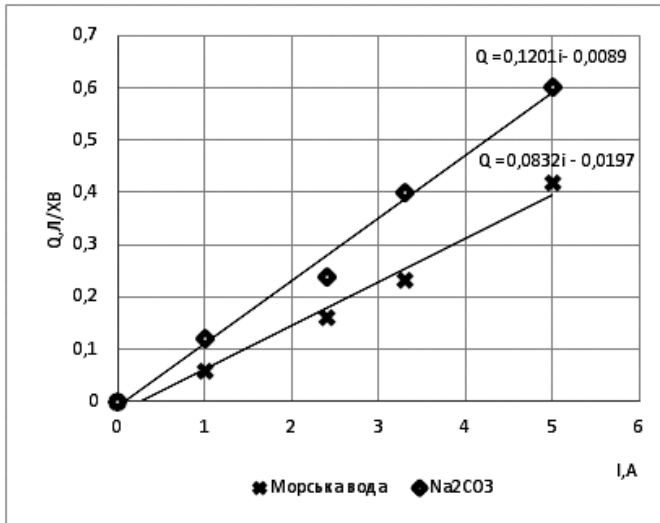


Рисунок 2 – Залежність величини продуктивності генератора водню від сили струму ($t = 35^{\circ}\text{C}$, тр пластин $60 \times 75 \times 1 \text{ мм} - 24$ пл., матеріал пластин нержавіюча сталь AISI 316, електроліт – морська вода, взята з акваторії чорного моря поблизу с. Лазурне, електроліт №2 – розчин дистильованої води H_2O і соди Na_2CO_3 , у пропорції 10:1)

Дану графічну залежність для морської води можна у першому наближенні можна апроксимувати виразом

$$Q = 0,0832i - 0,01 \quad (1)$$

Залежність доцільно використовувати при створенні мехатронної системи для забезпечення стабільної продуктивності генератора при зміні робочих умов та хімічного складу електроліту.

Таким чином, запропоновано принципову установку електролізера, що дозволяє отримувати водень та хлор з домішками у невеликій кількості. У подальших дослідженнях планується за допомогою газоаналізатору встановити склад отриманого газу та застосувати в електролізері модуль ультразвукової кавітаційної інтенсифікації [5].

Список використаних джерел

1. <https://building-tech.org/najden-deshovyj-sposob-polucheniya-vodoroda-iz-morskoj-vody-i-energii-solnca/>.
2. <https://ecotechnica.com.ua/technology/2975-plavuchie-solnechnye-platformy-budut-dobuvat-vodorod-iz-morskoj-vody-za-schet-elektroliza.html>.
3. Якименко Л.М., Модылевская И.Д., Ткачек З.А. Электролиз воды издательство Химия. Москва. 1970. – 264 с.
4. Ночніченко І. В. Перспективи застосування hho-електролізера для генерації газу Брауна як домішки до рідкого палива в автомобільному транспорті XXII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Черкаси 2017. – 30–31 с.
5. O. Luhovskyi Increase generation efficiency of hydrogen by the means of ultrasound field and the mechatronic control system of the operation mode / I. Nochnichenko, A. Zilinskyi, V. Mironchuk// International scientific conference “UNITECH 2018”. Vol. I. – Gabrovo, Bulgaria, pp. 1–7, 2018 p.

УДК 621.22

Є.Ю. Сахно, д-р техн. наук

Чернігівський національний технологічний університет

В.М. Чуприна, д-р техн. наук

Державний науково-випробувальний центр ЗСУ

С.В. Коваленко, канд. пед. наук

Чернігівський національний технологічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ У МОДЕРНІЗОВАНІЙ ГІДРООПОРІ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ

При рішенні задачі проектуванні систем автоматичного регулювання переміщень вала в гідростатичній опорі (ГСО) упродовж змінних навантажень виникає проблема управління процесом компенсації масляного клину в сполученні «вал – підшипник ковзання», рішення якої дозволяє зменшити коливання, силове навантаження на вал та зношування опорних шийок. Тому головною метою даної роботи є розробка теоретичних підходів та практичних рекомендацій щодо

проектування нової системи живлення гідростатичних опор для стабілізації положення вала при його зміщенні під навантаженням [1, 2].

Ефективним підходом вирішення поставленої проблеми є застосування керованих опор, які поряд з високою жорсткістю і демпфіруючою здатністю дозволяють управляти положенням вала під час роботи машини. При цьому визначними показниками опорного підшипника, що визначають геометричні параметри масляного шару є жорсткість і величина зношування опорних шийок, ступінь стабілізації положення осі обертання вала під впливом зовнішнього навантаження і додаткові витрати робочої рідини [3,4]. Для рішення поставленої задачі стабілізації зазору δ у гідроопорі пропонується нова система живлення з регулятором жорсткості, яка дозволяє здійснювати контроль переміщень вала при різних навантаженнях безпосередньо в точці його найбільшого зміщення, що дає можливість своєчасної автоматичної компенсації витрати масла в ГСО з підвищенням її жорсткості у моменти перевантажень. У запропонованій системі існує основна і додаткова система подачі робочої рідини до карманів ГСО від одного насоса; в основній системі живлення, рідина подається до карманів опори, а в додатковій системі живлення опори подача рідини відбувається через отвори, виконані безпосередньо у перемичці підшипника.

Виконані дослідження дозволяють стверджувати наступне. В роботі представлено теоретичні основи проектування нової системи живлення гідростатичних опор. Проведено моделювання процесу формування швидкостей руху робочої рідини в перетині гідроопори при додатковій подачі робочої рідини в sprzęження «вал – підшипник». Визначено силу тиску робочої рідини, що виникає в клиновидній щилині підшипника. Побудовано залежності витрат рідини в кармані гідростатичної опори від зміщення вала під навантаженням та амплітуди його коливань.

Список використаних джерел

1. Сахно Є.Ю. Створення системи стабілізації радіального положення кривошипа в гідроопорі/ Сахно Є.Ю.//Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, 2018. – № 42. – С.72–79.

2. Сахно Є.Ю. Моделювання руху робочої рідини у модернізованій гідростатичній опорі/ Сахно Є.Ю., Чуприна В.М., Сапон С.П. // Матеріали ХІХ міжнародної науково-технічної конференції АСПГП м. Львів 25–28 вересня «Промислова гідравліка і пневматика». – Вінниця: Глобус-Прес, 2018. – С. 21–22.

3. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. 4-е изд., доп. и перераб./ Р.Р. Чугаев. – Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. – 672 с.

4. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г.А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

УДК 533.6.01 + 533.6.08 : 532.527

В.М. Турик, канд. техн. наук
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

СТРУМИННО-ВИХРОВЕ КЕРУВАННЯ СТРУКТУРОЮ ПОТОКІВ У ВИХРОВИХ КАМЕРАХ

Експериментально перевірено можливість вибіркового керувальних дій на окремі великомасштабні когерентні вихрові структури (КВС) за умов, типових для вихрових камер (ВК), з метою інтенсифікації процесів перемішування робочого середовища. У ВК з подовженою тупиковою частиною виявлено організовану складну сукупність таких КВС [1, 2]. Оскільки найбільш значний внесок в явища переносу зумовлюють найбільш енергоємні КВС, то, очевидно, слід вважати доцільною організацію керувальних впливів саме на зазначені утворення, дотримуючись принципу взаємної сприйнятливості вихрових структур. Порівнюються результати керування КВС по усередненим значенням відносної інтенсивності турбулентності на виході з ВК відповідно до двох типів здійснення квазідинамічних керувальних впливів. Перший тип оснований на взаємодії затопленого торцевого струменя з різними КВС в тупиковій частині ВК [2]:

а) з найбільш потужним спіралеподібним вихровим утворенням «вуса» під певними кутами до нього;

б) коаксіально з торнадоподібним «центральною квазітвердогільним вихором» (ЦКТВ), який формується поблизу глухого торця камери та поширюється в напрямку виходу з ВК.

В останньому випадку можливі режими вільної ежекції повітря із зовнішнього середовища в торцеве керувальне сопло, а також примусового вдування повітря через нього, тобто інжекції, до порожнини ВК. Другий тип керування енергоємними КВС полягає у спрямованих керувальних діях на них системою неперервних упорядкованих вихрових шнурів, які генеруються нерухомим крилом малого розмаху, вмонтованим у впускному соплі камери. Згідно з узагальненим принципом взаємної сприйнятливості вихрових структур, характеристики вихрових шнурів обрані сумірними з характеристиками вихорів Гьортлера–Людвіга в присопловій зоні ВК, а також квазітейлорівських вихорів. Як ті, так і інші у модифікованому вигляді зумовлюють взаємодію з енергоємним вихровим утворенням «вуса».

За вихідну позицію прийняті усереднені за вихідним перерізом ВК значення відносної інтенсивності пульсацій за відсутності будь-яких керувальних впливів на структуру течії. Характерне як для варіанта «без керування», так і для варіанта «з керуванням криловим вихорогенератором» зростання інтенсивності пульсацій колової швидкості ближче до осі камери відображає значну зсувну взаємодію обертових мас газу з різними коловими складовими швидкості в області течії між квазітейлорівськими вихорами та приосьовим торнадоподібним квазітвердогільним вихором, а також значно менший «придушуючий» вплив відцентрових сил на менших радіусах камери. Але при керувальних впливах на структуру потоку згідно з першим типом керування характер зміни величин зазначеної інтенсивності пульсацій є різним в залежності від обраного засобу впливів на КВС. Для цього варіанта встановлено, що найбільше значення інтегрального ступеня інтенсивності осьових пульсацій демонструє схема керування коаксіальним торцевим струменем, а трансверсальних пульсацій – схема керування супутнім струменем по відношенню до КВС «вуса». Щодо керування КВС вихровими шнурами від крилового вихорогенератора, то встановлено збільшення усереднених значень відносної інтенсивності пульсацій швидкості на виході з камери до

63 % при зростанні аеродинамічного опору камери на величину не вище похибки вимірювань. Це робить зазначений спосіб керування КВС більш перспективним.

Список використаних джерел

1. Макаренко Р. А. Кинематика течения в тупиковой части вихревой камеры / Р. А. Макаренко, В. Н. Турик // Прикладная гидромеханика. –2001. –Т. 3 (75), №1. –С. 46–51.

2. Бабенко В.В. Макет вихревых структур в вихревой камере / В.В. Бабенко, В. Н. Турик // Прикладная гидромеханика. –2008. – Т. 10 (82). – №3. – С. 3–19.

УДК 532.52

А.Н. Мамедов,
А.Д. Коваль, канд. техн. наук,
О.М. Яхно, д-р техн. наук
Національний технічний університет України
«КПІ ім. Ігоря Сікорського»

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО НАЧАЛЬНОГО УЧАСТКА ПРИ НАЛИЧИИ ПОПЕРЕЧНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ

Исследования течения электропроводных вязких жидкостей на гидродинамическом начальном участке в поперечном магнитном поле до настоящего времени не уделялось должного внимания. Трудность решения подобной задачи, особенно, когда жидкость проявляет аномалию вязкости, весьма высока. Это связано, во-первых, с особенностями поведения жидкостей в магнитном поле при наличии аномалии вязкости. На это обращали внимание целый ряд исследователей, в частности, в работах [1, 2], связанных с эффектом вязкой пластичности; во-вторых, со сложностью структуры потока на гидродинамическом начальном участке. Как показано в работах [3–5] структуру потока на начальном участке (рисунок 1) для вязкой жидкости можно представить в виде двух зон; зоны развивающейся в пристенной области пограничного слоя, движение в котором за счет сил вязкого трения является приторможенным, а толщина слоя

возрастает до половины ширины канала и ядра потока, движение в котором ускоренное и ширина ядра потока уменьшается от размеров ширины каналов до нуля в конце начального участка. Таким образом, при наложении на поток поперечного магнитного поля приходится рассматривать влияние этого поля в двух случаях:

- ускоренного течения в ядре потока;
- приторможенного течения в пределах пограничного слоя на начальном участке.

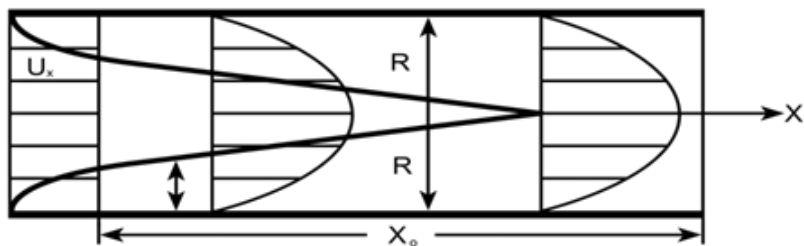


Рисунок 1 – Эйюра скоростей на начальном участке

Данные обстоятельства могут оказывать существенное влияние на формирование поля скоростей и напряжений в пределах начального участка. Проведенные нами исследования по изучению поля скоростей в ламинарном потоке электропроводной жидкости при наличии магнитного поля показывают, что наличие поперечного магнитного поля приводит к “торможению” потока.

Опыты проводились с использованием магнитных жидкостей. В процессе эксперимента измерялись реологические характеристики рабочих жидкостей и влияние на них постоянного поперечного магнитного поля, и, как результат, изменения скорости как функции реологических свойств жидкости, так и интенсивности магнитного поля.

На рисунке 2 показан характер реологических свойств жидкости, а на рисунке 3 – каким образом поперечное магнитное поле влияет на расход подобной среды. Анализ данного графика показывает, что наличие магнитной индукции приводит к торможению потока. Кривая 1 характеризует расход без магнитного поля. Число Рейнольдса для кривой 1 составляла $0,0219 < Re < 0,123$.

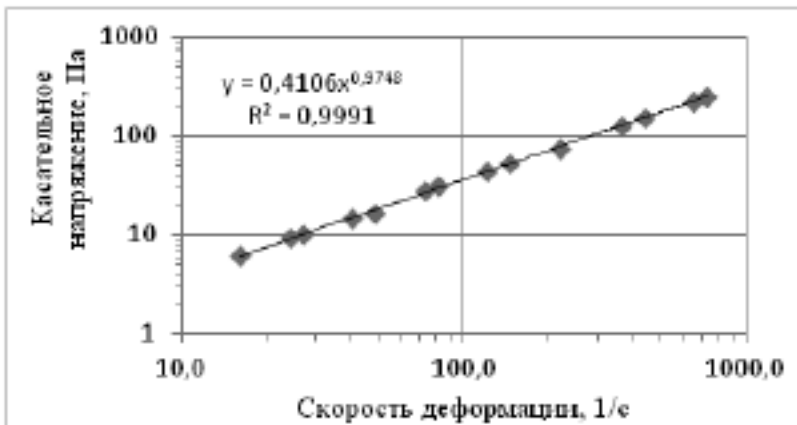


Рисунок 2 – График зависимости $\tau = f(\dot{\gamma})$

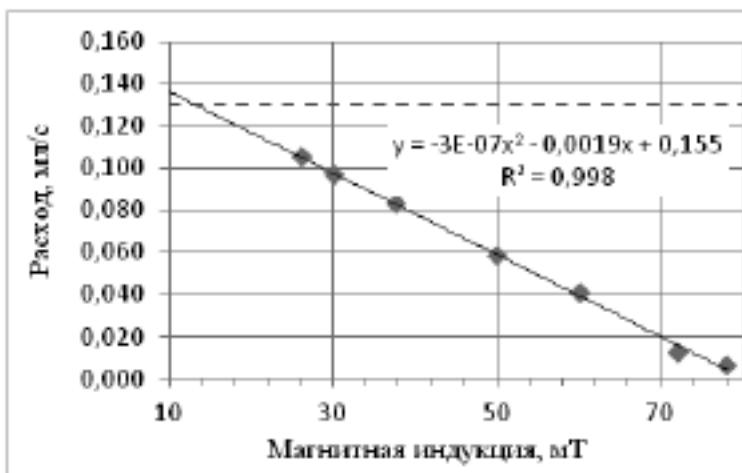


Рисунок 3 – График зависимости $Q = f(B)$

Таким образом, при достаточно низких числах Рейнольдса существенным образом проявлялось действие поперечного магнитного поля, на основании чего может быть сделан вывод о торможении потока на гидродинамическом начальном участке, что приводит к изменению его длины. В общем случае длина начального участка может быть представлена следующей зависимостью:

$$L_{\text{нз}} = (a_0 + a_1 k + a_2 k^2) \cdot \text{Re} \cdot h \quad (1)$$

где h – ширина канала, a_0 – параметр, зависящий от реологических свойств среды, a_1 – параметр, характеризующий влияние сил инерции от конвективного ускорения, a_2 – параметр, определяемый интенсивностью поперечного магнитного поля, k – показатель степени эпюры скоростей.

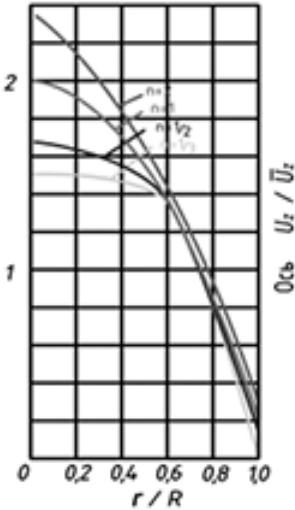


Рисунок 4 – Эпюры течения

Как видно из рисунка 4, при стабилизированном течении поведение рассматриваемой электропроводной жидкости зависит от ее реологических свойств. В данном случае поведение жидкости соответствует закону Оствальда де Вилля, а следовательно, представленные эпюры скоростей зависят от индекса течения n .

Так, например, в том случае, когда $n < 1$, в пристенной области вязкость будет меньше, чем в центральной части потока, что соответствующим образом влияет на эпюру скоростей. В то же время при $n > 1$ наблюдается обратный процесс, то есть в пристенной области вязкость больше, чем в центральной части.

Особенности деформации на начальном участке приводят к возникновению дополнительного перепада давления, для чего необходимо вводить поправку в расчете распределения давления. Данные особенности нестабилизированного течения позволили получить предложения по определению длины гидродинамического начального участка.

Следует отметить, что весьма важным в практике случаем является случай формирования начального участка за каким-либо местным сопротивлением или арматурой. В этом случае эпюра скоростей на начальном участке деформируется от какого-либо значения за местным сопротивлением, то есть, не является прямоугольной до значения стабилизированного течения.

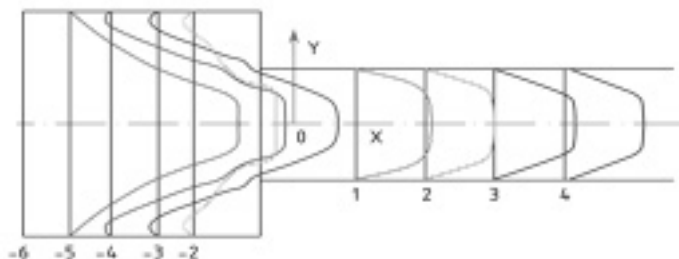


Рисунок 5 – Пример эпюры течения на начальном участке

В качестве примера такого типа начального участка на рисунке 5 приведен закон деформации скоростей за местным сопротивлением типа внезапное сужение.

В этом случае эпюра скоростей на входе в начальный участок существенно отличается от прямоугольной (рисунок 4).

Таким образом, наблюдаемый эффект торможения потока в поперечном магнитном поле приводит к значительному уменьшению длины гидродинамического начального участка, степень уменьшения которого связана не только с интенсивностью магнитного поля, но и с реологическими свойствами жидкости.

Список использованной литературы

1. Паллабазер З. Эффект магнитной пластичности в неньютоновских жидкостях. – Ракетная техника и космонавтика. – 1966. – №11.
2. Мартинсон Л. К., Павлов К. Б. Эффект магнитной пластичности в неньютоновских магнитных жидкостях. Магнитная гидродинамика. – Рига: Знатье, 1966. – С. 69–75.
3. Тябин Н.В., Центовский Е.М. Труды хим.-тех. института. Казань. – вып. 32. – 1964.
4. Торнер Р. В. Основные процессы переработки полимеров. – М.: Химия. – 1972. – 452 с.
5. Яхно О. М., Матиега В. М., Кривошеев В. С. Гидродинамический начальный участок. – Черновцы: Зелена Буковина, 2004. – 141 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТРЁХСТУПЕНЧАТОЙ СЕКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ САЙКЛИНГ-ПРОЦЕССА

В работе была создана и верифицирована математическая модель проточной части трёхступенчатой секции центробежного компрессора высокого давления как сложного технического объекта с многоуровневой структурой.

Решение задач проводилось на III и IV уровнях. Для чего была создана математическая модель базовой ступени и ступеней в составе трёхступенчатой секции.



Рисунок 1 – Схема иерархии уровней технических систем

Верификация модели осуществлялась путём сравнения результатов, полученных при расчёте математической модели с результатами

расчёта по РПЗ выполненным предприятием ВНИИкомпресормаш.

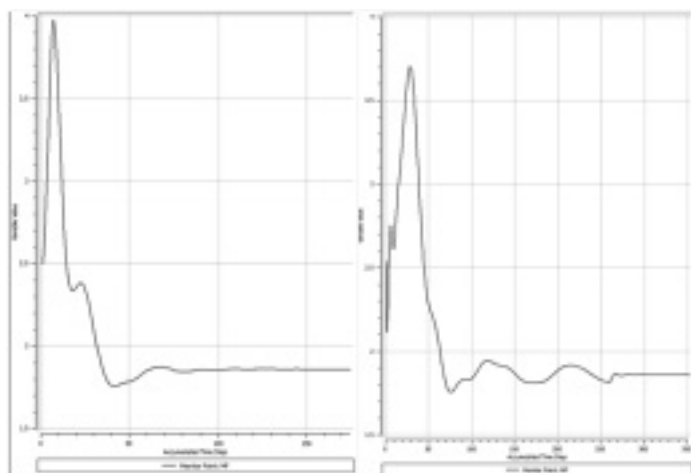


Рисунок 2 – Графики сходимости математических моделей базовой ступени и секции

Таблица 1. Характеристики ступеней секции

№ ступени	Объемный расход м ³ /мин		Давление, кгс/см ²				Температура, К			
	Расчёт	Ansys	Расчёт		Ansys		Расчёт		Ansys	
			вход	выход	вход	выход	вход	выход	вход	выход
1	10,993	10,673	309,76	340,84	309,27	346,45	321,3	330,7	321,2	330,8
2	10,736	9,807	340,84	372,86	346,45	386,85	330,7	339,7	330,8	340,5
3	10,520	9,02	372,86	404,31	386,85	428,64	339,7	348,2	340,5	349,1

Таблица 1. Безразмерные характеристики ступеней секции

№ ступени	К.П.Д		$\eta_{\text{пл}}$		$M_{\text{пл}}$		Коэффициент сжимаемости	
	Расчёт	Ansys	Расчёт	Ansys	Расчёт	Ansys	Расчёт	Ansys
1	0,727	0,87	0,478	0,59	0,402	0,392	0,968	1,121
2	0,725	0,87	0,482	0,591	0,389	0,387	1,011	1,118
3	0,693	0,87	0,465	0,551	0,376	0,382	1,054	1,106

Результаты показали, что для создания корректных математических моделей малорасходных ступеней необходимо решить принципиальные

вопросы моделирования: уточнение модели турбулентности вязкого потока, учесть влияние перетечек и дискового трения. Предложенная математическая модель апробирована на основе данных реального объекта, компрессора 16-ГЦ22, и может служить основой для комплексного моделирования.

Список использованных источников

1. Бондаренко Г.А., Черепов Л.В. Исследование влияния некоторых конструктивных параметров на работу лабиринтного компрессора. – Тр. Николаевского кораблестроительного ин-та, 1974. – Вып.86. – С. 97–101.

2. Черепов Л.В. Выбор оптимальной конструкции межступенчатых уплотнений центробежных компрессоров высокого давления. – в кн.: тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф. «Молодые исследователи и конструкторы – химическому машиностроению» (г. Дзержинск, ноябрь 1977 г.) – М., 1977. – С. 96–97.

3. А.с. 691605 (СССР). Многоступенчатый центробежный компрессор высокого давления / Бондаренко Г.А., Зиневич Г.Н., Черепов Л.В., и др. опубл. в Б.И., 1979, №38.

4. Черепов Л.В., Довженко В.Н., Зиневич Г.Н., Влияние осевого смещения рабочего колеса относительно безлопаточного диффузора на эффективность работы малорасходной ступени центробежного компрессора / в кн.: «Исследование, расчёт и конструирование холодильных и компрессорных машин: тематический сборник трудов ВНИИхолодмаш. – М., 1980. – С.15–20.

5. Бондаренко Г.А., Черепов Л.В. О применении лабиринтно-вихревого импеллера для уплотнения проточной части центробежного компрессора. – Тр. Николаевского кораблестроительного ин-та. – 1981. – вып.172. – С.76–81.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОПОТОКОВОЇ ВИХРОВОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Для утилізації енергії стиснутих газів використовують вихрові розширювальні машини, які у порівнянні з розширювальними машинами динамічної дії мають швидкість обертання в 5–10 разів менше, що дозволяє використовувати в якості опор підшипники кочення і виключити з систем проміжні редуктори. Методики розрахунку проточних частин вихрових розширювальних машин, які в даний час використовують, включають в себе коефіцієнти, визначені експериментальним шляхом.

Широке впровадження турбоустановок в якості автономних джерел енергії вимагає широких всебічних теоретичних і експериментальних досліджень і випробувань модельних і натурних розширювальних турбомашин та турбогенераторів в цілому.

Для виконання таких досліджень на кафедрі ТТФ СумДУ створено матеріально-технічну базу, що включає нові і модернізовані стенди [3], об'єкти дослідження, виробниче та технологічне обладнання, обчислювальні і програмні комплекси [4].

Розроблено комплекс методик та програм проведення і обробки результатів експериментальних модельних досліджень і натурних випробувань, що дозволить отримати достовірні характеристики розширювальних турбомашин різних типів, з різними типами електрогенераторів малої потужності до 15 кВт.

З метою отримання характеристик і підтвердження адекватності математичної моделі за результатами теоретичних досліджень [1, 2] та верифікації розробленої методики розрахунку вихрової розширювальної машини були проведені фізичні експерименти створеної оптимізованої моделі двопотокової вихрової розширювальної машини та її елементів.

В результаті експериментальних досліджень отримано характеристики оптимізованої проточної частини та підтверджено результати обчислювального експерименту [1].

Порівнюючи характеристики оптимізованої проточної частини з відомими аналогами бачимо, що вдалося підвищити ККД на 15% (з рівня 30 % до рівня більше 45%).

Розраховано похибки прямих і непрямих вимірювань, які свідчать, що вимірювальні прилади і методика проведення експериментальних досліджень, що застосовуються, забезпечують отримання достовірних експериментальних даних із припустимою точністю.

Список використаних джерел

1. Ванєєв С.М. Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда [Текст] / С.М. Ванєєв, Д.В. Мирошніченко // Журнал инженерных наук. – 2015. – Т.2. – №2. – С. В1–В12.

2. Ванєєв С.М. Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С.М. Ванєєв, Д.В. Мирошніченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно-технический и производственный журнал. – 2015. – №4 (42). – С. 9–14.

3. Ванєєв С.М. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі / С. М. Ванєєв, Д.В. Мірошніченко, В.О. Журба, Я.В. Знаменчиков, В.М. Бага, Т.С. Родимченко // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – № 55(1). – С. 15–21.

4. Vanyeyev S.M. Generation of data measuring system for torque measurement on running shaft using a non-contact torsional dynamometer/ Vanyeyev S.M., Miroshnichenko D.V., Rodymchenko T.S., Protsenko M., Smolenko D.V.// JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES. – 2019. – Volume 6, Issue 2 (2019) – Pp. E17–E23.

**О.Ф. Луговський, д-р техн. наук,
І.А. Гришко, канд. техн. наук,
А.І. Зілінський,
А.Ю. Луппол**
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

УЛЬТРАЗВУКОВА КАВІТАЦІЙНА ГОМОГЕНІЗАЦІЯ МОЛОКА

Коров'яче молоко є цінним харчовим продуктом і входить в раціон людини вже кілька тисячоліть. Це обумовлено його високими смаковими і поживними властивостями. Відомо, що організм людини засвоює лише 40% від поживної цінності молока, оскільки для засвоєння молока необхідне певне співвідношення білків та жирів в одиниці об'єму. На інші 60% припадають жирові кульки розміром більше 2 мкм та зони без жиру. Для покращення засвоєння молока необхідне подрібнення занадто великих жирових кульок на менші. Це стало передумовою появи процесу гомогенізації молока – протискування молока під великим тиском крізь малу щілину, що призводить до руйнування великих бульбашок жиру на малі та розподілення їх по об'єму [1].

Перспективним методом гомогенізації молока є обробка в ультразвуковому кавітаційному полі. Щоб розбити жирову кульку необхідно передати їй енергію більшу за ту, яку необхідна для переміщення молекули з рідини на поверхню кульки.

На рисунку 1 наведений графік залежності $E_{\text{пов}}$ від діаметра кульки. З графіку видно при УЗ обробці кавітатор повинен мати змогу передавати не менше $8 \cdot 10^{-12}$ Дж жировій кульці для її розбиття. Для дезінтеграції мікробних клітин необхідно зруйнувати клітинну оболонку. Математичне моделювання процесу кавітації дає можливість отримати енергії, що виділяються в результаті процесу руйнування кавітаційного пухирця.

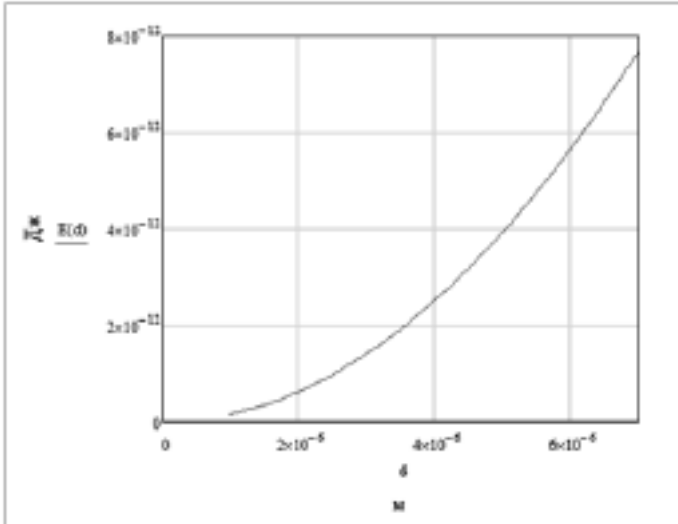


Рисунок 1 – Графік залежності енергії витраченої для розбиття жирової кульки від її діаметра

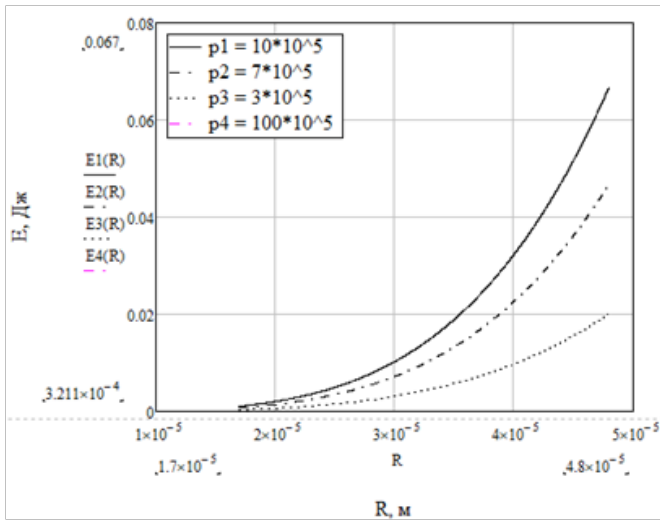


Рисунок 2 – Графіки залежностей E від R при різних тисках.

Таким чином проміжок енергій, що виділяються при УЗ кавітації цілком достатньо задля розбиття жирових кульок.

Список використаних джерел

1. [Електронний ресурс]: milkbranch.ru/publ/view/56.html.
2. Огурцов А.Н. Биологические мембраны: учеб. пособие. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 368 с.

УДК 621

О.С. Мачуга, канд. фіз.-мат. наук
Національний лісотехнічний університет,
О.М. Яхно, д-р техн. наук
Національний технічний університет України
«КПІ ім. Ігоря Сікорського»

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ПІДХІД У МОДЕЛЮВАННІ КАВІТАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ

Якісні складники енергообміну, що супроводжує кавітаційні процеси у рідинах, досліджено далеко не повною мірою [1]. Розвиток енергетичного підходу в дослідженні кавітаційних процесів передбачається двома шляхами. Перший через використання кінетичної теорії газів та рідин [2] є доволі ускладненим унаслідок наявності багатокомпонентного середовища, як стохастичної сукупності різних субстанцій: потоку рідини з твердими та рідинними включеннями; розчиненими у рідині газами; кавітаційними пухирцями, які згідно модельних подань [3] заповнюються парою основної рідини та розчиненими в ній газами. Другий підхід передбачає використання методів та засобів континуальної механіки рідин за використання узагальнених характеристик стану термодинамічної системи: напружень, швидкостей деформацій, температури, ентропії [4].

Комплекс процесів, що відбуваються протягом прогресу кавітаційних пухирців, має незворотній характер унаслідок незворотності породжуючих термодинамічних процесів, зокрема, в'язкісної течії рідини та енергетичних трансформацій газів. Змикання кавітаційних пухирців також супроводжується незворотними змінами: кавітаційна корозія оточуючих твердотільних елементів, світлоакустичні процеси

тощо. Пропонується для будування математичних моделей таких процесів застосувати енергетичний підхід у формі варіаційних нерівностей стосовно ексергії та енергії [5].

Дослідження процесу кавітації базується на розглядуванні енергетичних чинників окремо у зародку й кавітаційному пухирці як у термодинамічній системі, що взаємодіє з оточуючим середовищем – рідиною фазою та окремо – у рідині, що рухається, взаємодіючи із термопружними включеннями.

Формування та прогрес кавітаційних пухирців відбувається за участю наступних енергетичних чинників: кінетична енергія потоку рідини; в'язкісні втрати напору; потенційна енергія напірного потоку рідини; поверхнева енергія границі розділу кавітаційного пухирця та рідини; потенційна енергія стисненого в пухирці газу та пари; внутрішня енергія парогазової суміші; енергія пароутворення рідини; енергія виділення розчинених в пухирці газових домішок, пов'язана з відповідними хімічними потенціалами; енергія вихороутворення та можливо інші. Вказані чинники групуються на ексергію та енергію.

Варіаційне (кінематично допустиме) відхилення процесу кавітації від дійсного процесу характеризується від'ємним приростом різниці ексергії та енергії. Математичний запис такого принципу має вигляд варіаційної нерівності, яка дає змогу визначити базові відношення, що пов'язують феноменологічні характеристики складників розглядуваного процесу та спрогнозувати їх раціональний вибір з метою зменшення інтенсивності кавітації.

Аналогічним чином можливо досліджувати процес змикання кавітаційних пухирців. Однак ретельне вивчення такого процесу потребує запровадження до енергетичного балансу ще й інших енергетичних характеристик, зокрема, енергію співудару поверхонь пухирця, енергію мікроруйнування твердотільних стінок, енергію світлоакустичної емісії тощо. Варіаційна нерівність такого процесу буде дещо складнішою.

Список використаних джерел

1. Маргулис, М.А. Основы звукохимии. / М.А. Маргулис. – М.: Высшая школа, 1984. – 272 с.
2. Френкель, Я.И. Кинетическая теория жидкостей / Я.И. Френкель. – Л.: Наука, 1975. – 592 с.

3. Иванов, А.Н. Гидродинамика развитых кавитационных течений / А.Н. Иванов. – Л.: Судостроение, 1980. – 273 с.

4. Седов, Л.И. Механика сплошной среды. Т.1 / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1976. – 535 с.

5. Яхно, О.М. Ексергійний аналіз та метод варіаційних нерівностей в деяких задачах гідромеханіки / О.М. Яхно, О.С. Мачуга // Вісник НТУУ «КПІ». Сер. «Машинобудування». – 2016. – №3(78). – С. 19–25.

**В.В. Ткачук,
О.Ф. Саленко,
В.Т. Щетинін**

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯВИЩ ФОРМУВАННЯ ВОДОКРИЖАНОГО СТРУМЕНЯ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТУРБООГРЕГАТИВ

Струминні методи оброблення знаходять все більше застосування у виробничій практиці для виконання операцій різання, полірування, шліфування, очищення різних пласких і криволінійних заготовок від поверхневих забруднень, захисних плівок тощо. Такий спектр методів використання струминного потоку малого діаметра надвисокого тиску обумовлюється широкими функціональними можливостями струменя, здатністю змінювати інтенсивність і вид локального висококонцентрованого впливу залежно від режимів і умов витікання рідини.

Очищення закритих порожнин турбоагрегатів, так само, як і очищення трубопроводів різних діаметрів, є складною задачею, оскільки залишки бруду, в тому числі, високоадгезійного, у даному випадку неприпустимі. Одночасно неприпустимими є і пошкодження поверхневого шару елементів турбоагрегатів, що може негативно позначатися на експлуатаційних показниках його роботи.

Розглядається можливість застосування рідинно-водокрижаного струменя, формування якого певним чином повинне забезпечувати однакову інтенсивність дії на усі ділянки оброблюваних порожнин. Такий струмінь має практично однорідний склад, не потребує використання поверхнево-активних речовин, домішок абразиву, інших засобів, шкідливих для навколишнього середовища. Отже,

здійснення технологічних операцій очищення шляхом використання водокрижаного струменя є екологічно- та енергодоцільним.

Розглянуто варіанти виконання пристроїв і засобів для формування криючого струменя, як із кільцевою камерою, так і традиційного схемного виконання.

Побудовано моделі формування водокрижаного струменя, виходячи із наступних припущень: 1) струмінь витікає з сопла з коловим вихідним отвором, має циліндричну форму, радіус поперечного перетину струменя r_b дорівнює радіусу вихідного отвору сопла r_c ; 2) швидкості усіх точок поперечного перетину струменя однакові та дорівнюють середній швидкості потоку v_b , що вклучає у тому числі й час тинки криги; 3) прийняте припущення що $r_b=r_c, f_b=f_c=\pi r_c^2$; 4) втратами енергії водокрижаного струменя на тертя у повітрі та по стінках каналу калібруючої трубки знехтувано; 5) прийнято також припущення, що при охолодженні потоку нагрівання рідкого азоту повністю переводить його у газоподібний стан водочас з утворенням частинок сухої криги. Враховано, що теплообмін відбувається при змішуванні потоків за рахунок активного перемішування рідин між собою. Потік рідини вважаємо однорідним тільки у ядрі струменя, на ділянках біля периферії – це потік дискретної фази (рух окремих крапель та частинок криги).

При моделюванні також враховано нестационарну теплопровідність, яку описано відповідним рівнянням

$$\frac{\partial T_h}{\partial \tau} = \alpha L(T_h) + f(\Delta T_h)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_h}{c_h \rho_h} \quad f(\Delta T_h) = \frac{q_+ - q_-(\Delta T_h)}{\delta_a c_h \rho_h} \quad L = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{r_z} \frac{\partial}{\partial r}$$

де T_h – температура води при проході крізь сопло, ΔT_h – температурний напор; λ_h – коефіцієнт теплопровідності, c_h – теплоємність, ρ_h – щільність, δ_h – товщина, x – координата уздовж поверхні контакту потоків рідин.

Інтенсивність тепловідведення q змодельовано за відомими рекомендаціями дослідників водокрижаних потоків; при описі теплопоглинання враховували, що вода, охолоджуючись від початкової температури T_h витікання із сопла, змінювала свій агрегатний стан при $T_i=273$ °K і далі крижинки охолоджувалися до температури T_k .

Повну енергію аналізованої системи, з урахування змінного теплового балансу змішування описували відповідними рівняннями теплообміну. Розрахункові значення теплофізичних параметрів системи були такими: $\delta_h = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, $L_h = (25-70) \cdot 10^{-3}$ м, $\lambda_h = 18$ Вт/(м·К), $c_h = 245$ Дж/(кг·К), $\rho_h = 1000$ кг/м³, діаметр та довжина змішувальної камери $12 \cdot 10^{-3}$ м x $20 \cdot 10^{-3}$ м; діаметр та довжина трубки – $1,2 \cdot 10^{-3}$ м x $75 \cdot 10^{-3}$ м. Значення витрати рідкого азоту в масовій частці витрати рідини (для експерименту витрату q_b встановлювали 0,12 кг/с становило: $q_1 = q_3 = 0,013$ кг/с, $q_2 = q_4 = 0,025$ кг/с; перші індекси відповідають віддаленості від сопла $l_s = 2,0$ мм, останні – $l_s = 16,0$ мм.

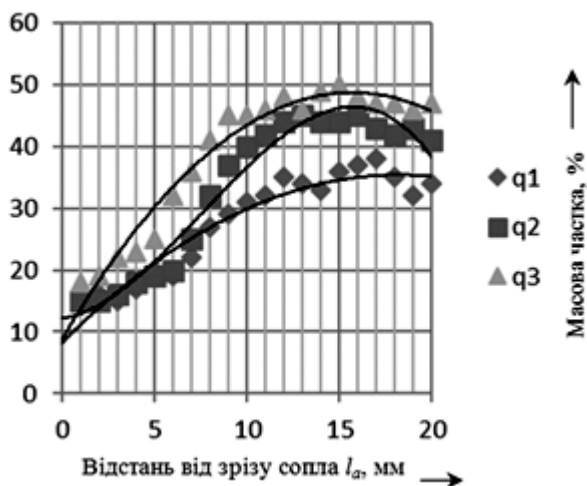


Рисунок 1 – Зміна частки (у %) крижинок середньо-великого і великого розмірів, виконуючих максимальну роботу мікроруйнування

В результаті моделювання за розрахунковою схемою змішувальної камери отримано очікувану щільність теплового потоку при змінах точки підведення рідкого азоту та його витрати при постійній витаті рідини, яка дозволяє встановити обсяг крижинок, утворених до моменту витікання з калібрувальної трубки. Також встановлено обсяг крижинок K_m (у масовій частці) в потоці за зрізом калібрувальної трубки. Отримані результати засвідчили, що точка введення потоку криогенної рідини, має суттєве вплив на щільність теплового потоку I і при зростанні цієї величини у межах змішувальної камери

спостерігається зменшення щільності в межах 15–25% (до $(25\text{--}35)10^3$ Вт/м²), рисунок 1. Зростання масової витрати рідкого азоту з 10% до 20% нівелює цей вплив при одночасному зростанні щільності теплового потоку. Подальше збільшення витрати криогенної рідини практично не впливає на зростання I , тому робота із витратами понад 30% є недоцільною. Обсяг масової частки крижинок K_m корелює зі щільністю теплового потоку і при зростанні I теж збільшується, однак його збільшення є більш лінійним, що можна пояснити охолодженням краплин рідини навіть після випаровування рідкої фази азоту.

За теоретичними узагальненнями стає очевидним, що точка введення криогенної рідини повинна, за можливостю, бути розташована якомога ближче до зрізу струминного сопла; збільшення масової витрати рідкого азоту призводить до прогнозованого збільшення обсягу генерування криги. У той же час експериментальні дослідження процесу генерування крижинок та наступний їх фракційний аналіз (за усередненим діаметром d_c) доводить існування значного розкиду розмірів крижинок, який також обумовлюється I та l_a .

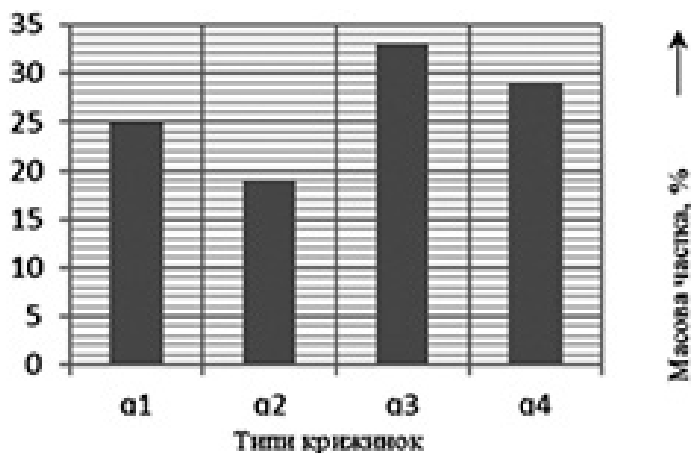


Рисунок 2 – Обсяг крижинок K_m (масової частки) в потоці за зрізом калібрувальної трубки

Фракційний аналіз крижинок, загальний вигляд яких показано на рисунку 2, наведено у таблиці 1. Умовно їх поділено на 5 фракцій: дрібні неправильної форми (до 0,1 мм), дрібні правильної форми (форма наближена до правильного багатокутника, до 0,15 мм), середні (0,22 мм); середньо-великі 0,3 мм та великі (0,4 та більше мм).

Таблиця 1 – Результати досліджень фракційного складу крижинок

Згенеровані крижинки	Нормована фракція, мм	Середн. розм., мм	Дисперсія визнач., мм	χ^2 -критерій Пірсона [χ^2]=3,84
Дрібні неправильної форми	0,1	0,085	0,022	2,95
Дрібні правильної форми	0,15	0,115	0,024	3,19
Середні	0,22	0,122	0,033	2,95
Середньо-великі	0,3	0,186	0,039	2,95
Великі	0,4			

$\chi^2 < [\chi^2]$ тобто гіпотеза про нормальність розподілу підтверджується

Встановлено, що при введенні рідкого азоту в обсязі, меншому ніж 10% від витрати рідини (води), крижинки формуються гострокутової геометричної форми. Температура на виході з калібрувальної трубки не вища за -100 °С, розміри фракцій становлять 0,09–0,25 мм, з середньою масою до 0,007 г. Збільшення витрати рідкого азоту веде до практично лінійного зростання маси криги, що в цілому практично повністю збігається з результатами розрахунку маси генерованої криги (рисунк 3). Зміщення точки введення рідкого азоту від зрізу сопла змінює фракційний склад крижинок, їх розміри, а також розсіювання розмірів у серії спостережень.

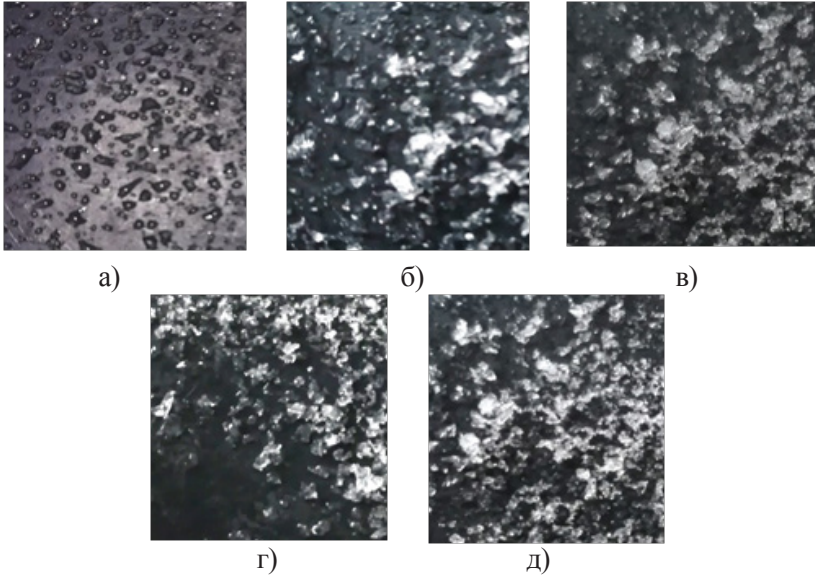


Рисунок 3 – Мікрофотографії крижинок водокрижаного струменя

Визначено також і геометричні параметри зони водокрижаного впливу. Установлено, що по мірі віддалення від зрізу калібрувальної трубки частинки зберігають досить низьку температуру та здатність до очищення на відстані до 50–60 мм.

ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НАДЗВУКОВОГО ГАЗОВОГО ЕЖЕКТОРА ЯК СТРУМІННОГО КОМПРЕСОРА В УМОВАХ РОБОТИ АГНКС ПРИ НИЗЬКОМУ ТИСКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ГАЗОВИХ МЕРЕЖАХ

На основі проведеного аналізу доказана економічна доцільність використання надзвукового газового ежектора в умовах роботи АГНКС при низьких тисках природного газу в газових мережах.

Наведені розрахунки індивідуальних норм питомих витрат енергоресурсів на експлуатацію сучасних АГНКС потужністю 250 та 500 заправок на добу при роботі з надзвуковим газовим ежектором. Розрахунки норм питомих витрат природного газу та електричної енергії під час експлуатації АГНКС виконано за методикою [1] окремо для кожної з чотирьох типів станцій потужністю 250 та 500 заправок за добу в структурних підрозділах ДК “Укртрансгаз”:

- АГНКС потужністю 250 заправок за добу з компресорними установками типу 4ГМ2,5–1,8/5–250 та 4ГМ2,5–1,2/10–250 вітчизняного виробництва м. Суми;
- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 2ГМ4–1,3/12–250 виробництва Росії;
- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 2BVTN/3 італійської фірми *Nuovo-Pignone*;
- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 4HR3KN200/210–5–249WLK виробництва Німеччини.

Величини фактичних питомих витрат природного газу упродовж експлуатації АГНКС визначались по кожній АГНКС на підставі щоденних фактичних звітних даних про кількість газу, що надійшла на АГНКС, була відпущена на заправлення автомобілів та витрачена на опалення АГНКС. За даними інтерполяційних формул побудовано графічні залежності норм питомих витрат газу $H_{\text{газ}}$ та електроенергії $H_{\text{ел}}$ сучасних АГНКС, що показано на рисунках 1 та 2.

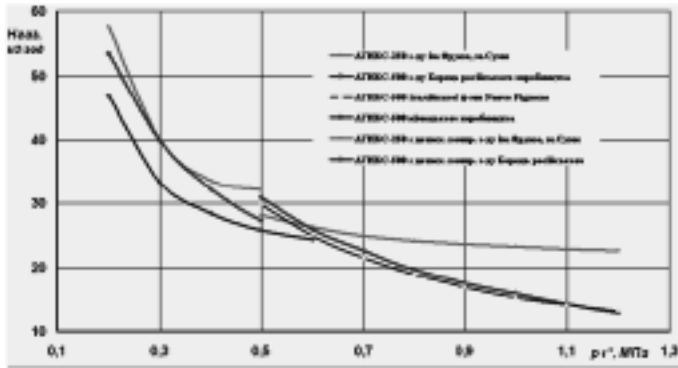


Рисунок 1 – Залежність норм питомих витрат газу, що відпущений на заправку автомобілів для сучасних АГНКС з використанням дотискувальних компресорів

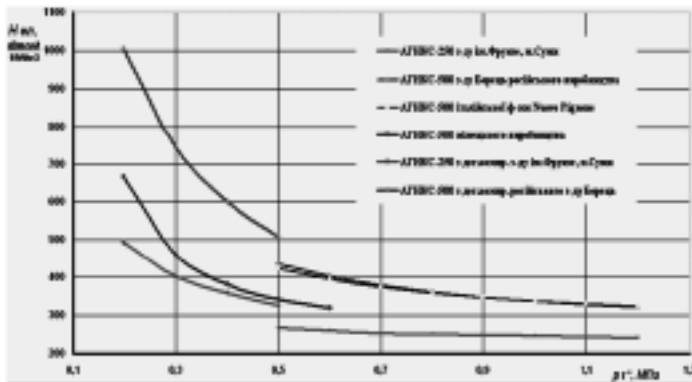


Рисунок 2 – Залежність норм питомих витрат електроенергії для сучасних АГНКС з використанням дотискувальних компресорів

Список використаних джерел

1. Методика розрахунку норм витрат паливно-енергетичних ресурсів на експлуатацію АГНКС потужністю 500 та 250 заправок за добу на основі індивідуальних норм // Національна Акціонерна Компанія «Нафтогаз України». Дочірня Компанія «Укртрансгаз». – 2002. – 24 с.

М.П. Андрійшин, канд. техн. наук,
 К.І. Капітанчук, канд. техн. наук
 Національний авіаційний університет,
 Н.М. Андрійшин
 ПАТ «Укргазвидобування»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕПЛОТИ ЗГОРЯННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО СПАЛЮВАННЯ

Європейські країни прийняли різні підходи до забезпечення гарантованого постачання, а також ефективного споживання природного газу. Бельгія і Франція інвестували у виготовлення гнучких пальників так, що газові прилади можуть працювати за більш широкого діапазону зміни числа Воббе (рисунок 1), що показує, як зростає рівень сажоутворення із зростанням вмісту вищих вуглеводнів згідно діаграми Даттона.

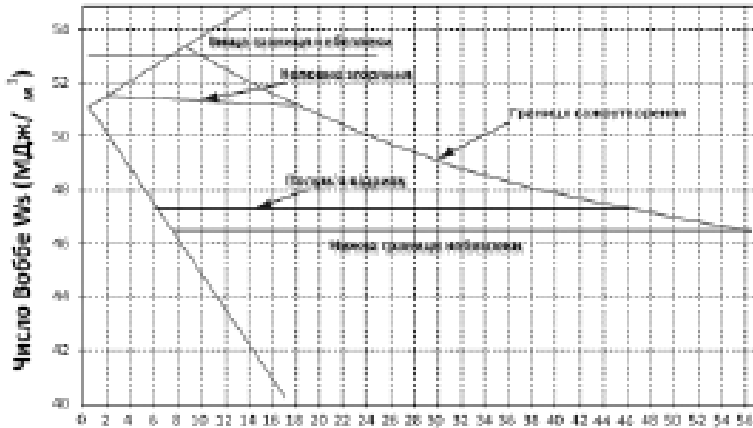


Рисунок 1 – Діаграма Даттона

Голландія та Німеччина, зупинили свій вибір на виділенні окремих територій, на які природний газ поставляється з постійними значеннями калорійності, що досягається шляхом змішування газів різної калорійності, доводячи її до необхідного значення.

Це логічний підхід в цих країнах, тому що вони мають відокремлені мережі для газу груп H та L та великі запаси газу в місцевих родовищах, що дозволяє змішувати газ до необхідних характеристик і при цьому не залежати від зовнішніх постачальників. Проведено дослідження впливу теплоти згорання газу на теплову потужність та коефіцієнт корисної дії пальників газового приладу відповідно до. Програмою досліджень передбачалося: приготування газових сумішей з нижчою теплотою згорання в діапазоні від 6900 до 10000 ккал/м³ шляхом змішування природного газу, відібраного з магістрального газопроводу, з азотом і пропаном; спалювання сумішей на пальнику газової плити тепловою потужністю 1 кВт для нагріву води від температури 20°C до 90°C. Установа дозволяє готувати суміші із заданою теплотою згорання, та проводити процес спалювання газу з автоматичною реєстрацією умов навколишнього середовища (атмосферний тиск, температура, вологість), температури, тиску та об'єму використаного природного газу, температури води та часу її нагріву. Дослідження проводились за трьох значень тиску газу на вході до газового приладу: 1,8 кПа, 2 кПа та 2,5 кПа.

При проведенні досліджень встановлено:

- величину тиску на вході газового приладу впливає на час нагріву та об'єм спожитого газу. Оптимальне значення тиску – 2 кПа;
- при збільшенні теплоти згорання час нагріву зменшується, а теплова потужність зростає, проте при цьому знижується динаміка зміни;
- коефіцієнт корисної дії пальника плити у діапазоні значень теплоти згорання змінюється у межах від 55% до 64%.

Список використаних джерел

1. ISO 13686:2013 Natural gas. Quality designation (ISO 13686:2013 Природний газ. Показники якості).
2. EN 437:2003 Test gases. Test pressures. Appliance categories (EN 437:2003 Випробувальні гази. Випробувальні тиски. Категорії приладів).
3. Gas Safety (Management) Regulations (Правила газової безпеки).
4. Technische Regeln DVGW G260 Gasbeschaffenheit (Технічні правила DVGW G260 Якість газу).
5. ДСТУ 2204-93 Плити газові побутові. Загальні технічні умови.

СЕКЦІЯ 2 ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ

УДК 62–82.681

П.М. Андренко, д-р техн. наук
Національний технічний університет «ХПІ»,
М.С. Свинаренко, канд. техн. наук
Харківський національний університет
будівництва та архітектури

ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОСИСТЕМ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

У доповіді розглядаються системи діагностування гідравлічних систем будівельних машин. Особливу увагу приділено побудові їх діагностичних моделей. Розглянуто методи нормованих параметрів: часовий; стадопараметричний; силовий; еталонних модулів. Наведено приклади вибору діагностичних ознак гідравлічних систем будівельних машин та встановлення їх діагностичної цінності.

Розглянуто структурно-функціональну схему мікропроцесорної вбудованої системи діагностування. Відмічено, що основними характеристиками системи діагностування є достовірність, повнота контролю та глибина пошуку відмов. Достовірність контролю гідравлічної системи

$$D_k = 1 - [P_c P_{нев} + (1 - P_c) P_{хиб}] \quad (1)$$

де $P_c, P_{нев}, P_{хиб}$ – відповідно імовірності справного стану гідросистеми, невидачі інформації про відмову і хибної інформації про відмову.

Коефіцієнта повноти контролю

$$K_{ПК} = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i W_i}{\sum_{i=1}^n \lambda_i} \quad (2)$$

де n – кількість функціонально-логічних блоків; λ_i – інтенсивність відмови i -го функціонально-логічного блока; W_i – логічна модель i -го функціонально-логічного блока (якщо блок справний, то $W_i = 1$, якщо несправний, то $W_i = 0$).

Коефіцієнт глибини пошуку відмов з точністю до одного конструктивно-знімного блока

$$K_{\Gamma} = \frac{\sum_{k=1}^m \lambda_{k_1}}{\sum_{k=1}^m \lambda_k} \quad (3)$$

де m – кількість конструктивно-знімних блоків, які входять у гідравлічну систему; l_k і l_{k_1} – інтенсивність відмови k -го конструктивно-знімного блока та інтенсивність відмови k -го конструктивно-знімного блока, визначеного з точністю до одного конструктивно-знімного блока;

$$\sum_{k=1}^m \lambda_k = \lambda_{\text{ок}} - \text{інтенсивність відмов гідравлічної системи.}$$

Значення (1)–(3) залежить від методичної та інструментальної достовірності контролю і надійності системи або засобів контролю. «Хибна відмова» можлива внаслідок відмови системи контролю типу «постійно несправний», або в результаті похибки вимірювання. Оцінювання повноти контролю гідравлічної системи рекомендується проводити у послідовності [2].

Значну увагу приділено прогнозуванню зміни технічного стану гідравлічних систем машин при експлуатації, Представлено методику оптимізації режимів технічного обслуговування та діагностування. Доведено, що використання розроблених перспективних засобів діагностування гідравлічних систем будівельних машин забезпечить ефективний контроль їх технічного стану, підвищить їх надійність та дозволить значно скоротити матеріальні витрати на експлуатацію.

Список використаних джерел

1. Андренко П.М. Технічне діагностування гідравлічних приводів : навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев, М.С. Свиаренко. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХП», 2016. – 172 с.
2. Андренко П.М. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів : навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиаренко ; під ред. проф. П.М. Анд- ренка. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХП», 2018. – 520 с.

АНАЛІЗ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ АТ «ГІДРОСИЛА»

АТ «Гідросила» виробляє шестеренні насоси серії «MASTER», «ANTEY» і серії К.

Насоси «MASTER» мають робочий об'єм – 6, 10, 14, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 100 см³; номінальний тиск на виході – 16–20 МПа; та групи за робочим об'ємом: 2 – 6, 10, 14, 16 см³ (3600 об/хв.); 3 – 25, 32, 40, 50 см³ (3000 об/хв.); 4 – 71, 100 см³ (2400 об/хв.). В їх конструкції металофторопластові підшипники, латунні компенсатори забезпечують притискання з обох боків та компенсацію торцевого зношування, що дозволило підвищити ресурс до 2 000 000 циклів. Насоси шестеренні «MASTER» конструктивного виконання «МЧ» мають корпус з високоміцного чавуну, компенсатори, виконані з антифрикційного алюмінієвого сплаву, металофторопластові підшипники фірми *Glacier*, які забезпечують підвищений ресурс роботи, високу надійність і довговічність, високий і стабільний ККД та економію палива, порівняно із звичайними насосами. Насоси цієї серії виготовляють секційні, в поєднанні різних груп за робочим об'ємом: двосекційні – 3+2, 3+3; трисекційні 4+3+3, а також спеціальні НШ32МП–0 із клапаном обмеження витрати і запобіжним клапаном, що застосовують в гідроприводах рульових керувань автомобілів, тракторів, сільськогосподарських машин тощо.

Шестеренні насоси серії, «ANTEY». Це насоси НШ32А–3, НШ50А–3, НШ71А–3, НШ100А–3, НШ250А–4.

Групи за робочим об'ємом – 3 (32; 50 см³) – 3000 об/хв; 4 (71; 100 см³) – 2400 об/хв.; 5 (250 см³) – 1920 об/хв. Номінальний тиск – 16–20 МПа. В насосах цієї серії компенсуються не тільки торцеві зазори (що має місце в усіх серіях), а й радіальні. Вони можуть витримувати великі гідравлічні навантаження та мають високі експлуатаційні показники. Виготовляють двосекційні насоси в поєднанні різних груп за робочим об'ємом – 4+3 і 5+3.

Насоси шестеренні серії К. Найбільше використовують у гідроприводах мобільних машин. Складаються із наскрізного корпусу, фланця і кришки, а цапфи шестерень встановлені у металофторопластових підшипниках, що забезпечує великий робочий ресурс. Насоси шестеренні серії К групи 1 з робочим об'ємом, см³ – 1; 1.2; 1.6; 2.1; 2.5; 3.2; 3.5; 4.2; 5; 6.2; 7; 8; 10; 14–25 МПа; максимальні оберти – 3200–4000 об/хв., мінімальні – 600–750 об/хв.. Насоси шестеренні серії К групи 2 робочий об'єм, см³ – 4.5; 5; 6; 8; 10; 11; 12; 14; 16; 17; 19; 20; 23; 25; 26. 15–25 МПа; максимальні оберти – 2500–4000 об/хв., мінімальні – 500–700 об/хв. Їх виготовляють також і з підшипниковим вузлом та різними клапанами у задній кришці, а саме: запобіжним клапаном непрямої дії; клапаном постійної подачі з запобіжним клапаном; пріоритетним клапаном; пріоритетним клапаном та запобіжним клапаном прямої дії на пріоритетний потік; пріоритетним клапаном та запобіжним клапаном прямої дії на непріоритетний потік; пріоритетним клапаном з статичним LS керуванням; пріоритетним клапаном з динамічним LS керуванням; пріоритетним клапаном зі статичним LS керуванням і запобіжним клапаном прямої дії на пріоритетний потік; пріоритетним клапаном з динамічним LS керуванням і запобіжним клапаном прямої дії на пріоритетний потік тощо.

Насоси шестеренні серії К групи 2.5. Робочий об'єм, см³ – 16; 19; 20; 23; 25; 28; 30; 32; 36; 37; 38; 40; 45. 17–25 МПа; максимальні оберти – 2500–3000 об/хв., мінімальні – 500–750 об/хв. Насоси шестеренні серії К групи 3 мають робочий об'єм, см³ – 20; 23; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90. Тиск номінальний – 15–25 МПа; максимальні оберти – 2200–3000 об/хв., мінімальні – 600–700 об/хв. Виготовляють секційні насоси, відповідно груп – 1+1; 2+2; 2.5+1; 2.5+2; 2.5+2.5; 3+2. Також визначальними є комбінації монтажних фланців; виконання валів; задньої кришки; монтажних фланців; місць під'єднання гідроліній. Насоси серії К можна переобладнати з «правого» обертання на «ліве».

Це різноманіття конструкцій шестеренних насосів АТ «Гідросила», їх типорозмірів, характеристик тощо, дає можливість проектувати гідроприводи з оптимальними параметрами.

О.М. Молошний
Д.І. Григоренко
М.І. Сотник, д-р техн. наук
Сумський державний університет

ПАРАМЕТРИ НАСОСА ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ЧИСЛОВОМУ МОДЕЛЮВАННІ

Як відомо, існує два підходи при числовому моделюванні робочого процесу насоса: стаціонарний та нестаціонарний. Перший, дає можливість отримати результати за умови розрахунку усереднених величин на інтерфейсах між рухомими (робочим колесом) та нерухомими (підвідним та відвідним пристроями) елементами проточної частини насоса, другий, – сукупність даних для визначеної кількості положень робочого колеса при його обертанні навколо своєї осі за умови точної передачі розподілу величин на інтерфейсах.

Мета роботи – визначити зміну напору та потужності насоса за нестаціонарного числового моделювання та порівняти отримані усереднені дані з результатами стаціонарного.

Об'єкт дослідження – герметичний моноблочний відцентровий насос. Діаметр робочого колеса 192 мм, кількість лопатей 7, частотою обертання валу насоса 1450 об/хв. Насос обладнано комбінованим відвідним пристроєм: направляючий апарат з дев'ятьма лопатями та спіральний відвід. Номінальна подача насоса ($Q_{\text{ном}}$) 16 м³/год.

Метод дослідження – числове моделювання робочого процесу насоса у програмному середовищі ANSYS CFX за стандартною k-ε моделлю турбулентності в стаціонарній та нестаціонарній постановці. Неструктуровану розрахункову сітку створено за допомогою програмного продукту ICEM-CFD. Загальна кількість вузлів розрахункової області рідини насоса становила від 3,3 млн до 3,65 млн: підвідний пристрій, робоче колесо та відвідний пристрій відповідно містили близько 0,6 млн, 1 млн та 1,25 млн вузлів. Граничні умови задані як масова витрата на вході і тиск на виході з розрахункової моделі. Розрахунок здійснено для трьох подач (0,7, 1,0, 1,3) $Q_{\text{ном}}$.

За результати нестационарного числового моделювання визначена величина пульсації напору, яка за номінальної подачі становить близько 2,5 м, а середнє значення – 9,86 м, що становить більше на 2%, ніж для стаціонарного моделювання (рисунок 1, а).

Пульсація механічної потужності становить близько 0,13 кВт, середнє значення – 0,57 кВт, що менше на 6%, ніж для стаціонарного моделювання (рисунок 1, б). Зростанню подачі відповідає збільшення пульсації показників.

Коливання напору та потужності насоса (рисунок 1) представлені як протифазні, проте такий розподіл спричинений методом визначення параметрів.

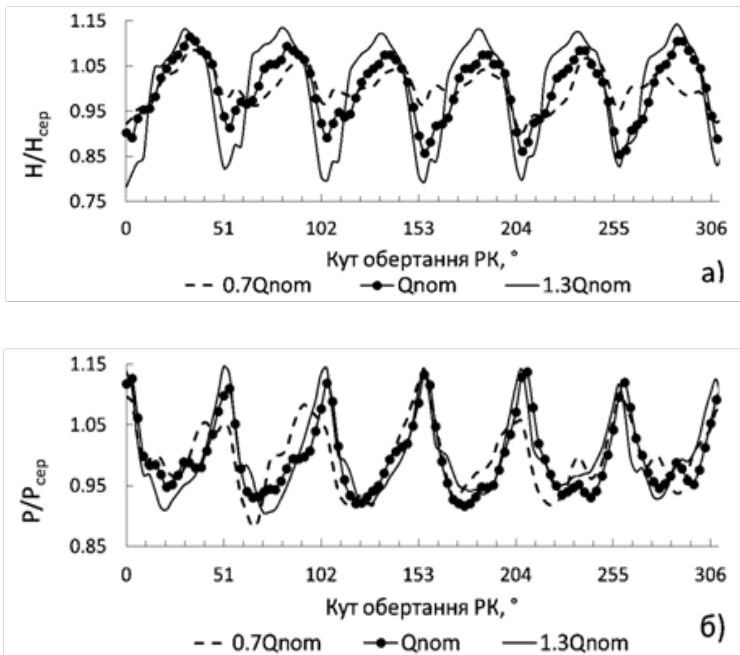


Рисунок 1 – Коливання робочих параметрів насоса:
а) напір; б) потужність

Розрахунок потужності здійснено шляхом визначення моменту сили на робочому колесі, а напору – визначення різниці тиску в перетинах на підвідному та напірному трубопроводах на відстані двох діаметрів трубопроводів відповідно від входу і виходу з насоса, що і створює розбіжності у величинах показників.

УДК 621.22:621.694

А.С. Роговий, д-р техн. наук
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет

ВИКОРИСТАННЯ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВОДОВУГІЛЬНОГО ПАЛИВА

На сьогоднішній день у багатьох країнах світу використовують водовугільне паливо, яке отримують шляхом змішування подрібненого вугілля, води та пластифікатору. Його споживання на теплогенеруючих об'єктах як альтернативи природному газу та мазуту дозволяє суттєво зменшити витрати на виробництві теплової та електричної енергії. Це паливо відносять до «чистого вугілля», тому що його спалювання наносить менше шкоди навколишньому середовищу.

Основні проблеми використання такого палива виникають протягом його транспортування від об'єктів приготування до котлів, внаслідок швидкого зношування насосів, що відбувається через абразивність вугільних часток.

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

Можливе розв'язання проблеми надійності та довговічності нагнітачів за рахунок використання струминних апаратів стримується досить низькими ККД, які не перевищують 30% для прямоточних насосів та 10% для вихрових ежекторів. Тому подальший пошук більш ефективних способів передачі енергії за допомоги поєднання двох способів – обміну кількістю руху та переважною дією відцентрової сили у створюваних нагнітачах нового типу на основі вихрової камери, вихорокамерних нагнітачів є актуальною науково-практичною проблемою. Застосування вихорокамерних нагнітачів дозволить збільшити енергоефективність таких систем та впровадити енергозберезувальні й екологічні технології в теплогенеруючі комплекси.

Розрахунковим шляхом, за допомогою числового моделювання методами CFD, досліджено характеристики вихорокамерних нагнітачів під час перекачування рідин різної в'язкості. Отримано, що в'язкість значно впливає на ККД й тиск, що може створити нагнітач у вихідному тангенціальному каналі. Тому, для покращення характеристик перекачування водовугільного палива необхідно зменшувати в'язкість, або додавати воду та розбавляти вугільну суміш у нагнітачі водою. Внаслідок існування двох різних режимів роботи вихорокамерного нагнітача (з дренажним каналом та без нього) може бути обраними дві стратегії перекачування водовугільного палива.

Список використаних джерел

1. Круть О. А. Водовугільне паливо: Монографія. /О.А. Круть – К. : Наукова думка, 2002. –169 с.
2. Роговой А.С. Энергетическая эффективность гидро-транспортных установок / А.С. Роговой. // Вестник ХНАДУ. – вып. 76. – 2017. – С. 96–103.
3. Ванеев С.М. Повышение энергоэффективности насосного оборудования горно-обогатительных комбинатов / Ванеев, С.М., Евтушенко, А.А., Сапожников, С.В., Соляник, В.А. // Вісник СумДУ. – 2008. – №2. – С. 126–134.
4. Rogovyi A.S. Comparative Analysis Of Performance Characteristics Of Jet Vortex Type Superchargers / A.S. Rogovyi, Ye. Voronova // Автомобильный транспорт. – 2016.– Вып. 38. – С. 93–98.

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

6. Сьомін Д.О. Вихорокамерні нагнітачі: монографія / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий. – Харків: ФОП Мезіна В.В., 2017. – 204 с.

УДК 621.3.013.22

Є.І. Барилюк

Національний авіаційний університет

ВИЯВЛЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАПРУЖЕННЯ У РОБОЧИХ ЗОНАХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО КЛАПАНА ВІД РІВНЯ ДЕМПФІРУВАННЯ В КОНСТРУКЦІЇ

Запірна арматура є одним з найважливіших елементів будь-якої трубопровідної системи. Сфера застосування запірної і регулюючої трубопровідної арматури дуже широка. Вона використовується в авіаційній, космічній техніці, морському транспорті, в атомній енергетиці, хімічній і нафтопереробній промисловості, вакуумній техніці, на трубопровідному транспорті, в гідравлічних і пневматичних системах різних машин, апаратів та обладнання, у галузі комунального господарства і т. д. На одному провадженні може застосовуватися більш ніж 20 тис. одиниць арматури. Це обумовлює необхідність підвищення якості арматури і процесу її проектування.

Розробка раціональних конструкцій затворів арматури високого тиску в першу чергу пов'язана з вирішенням проблем циклічної міцності і герметичності ущільнювального контакту. Одночасне їх забезпечення на необхідному рівні є завданням оптимального вибору параметрів затворів арматури.

Метою роботи є оцінка рівня напружень в матеріалі золотника і сідла малогабаритного електромагнітного пневмоклапана (ЕМК) з жорстким ущільненням. Електромагнітний привід забезпечує високі експлуатаційні якості ЕМК, оскільки має високу продуктивність, що дозволяє дистанційне керування і багаторазове спрацьовування. Він також забезпечує простоту конструкції в порівнянні з іншими типами привода.

Результатом високої швидкодії є ударний принцип спрацювання, що призводить до високих динамічних навантажень на ущільнювальну пару. Особливо великим навантаженням піддається запірний вузол клапана з металевими поверхнями ущільнювачів. В таких вузлах спостерігається велика жорсткість елементів і мала дисипація енергії удару. За таких умов коефіцієнт динамічності виходить досить великим, що веде до малого ресурсу ущільнення.

Для зменшення швидкості зміни початкових характеристик клапана і його конструктивних параметрів на практиці часто вдаються до розсіювання кінетичну енергію рухомої системи клапана. Цього можна досягти за допомогою спеціального пристрою – демпфера.

З огляду на те, що в керованій і автоматичній запірній арматурі затвор працює з ударами, для його тривалої працездатності важливо оцінити динамічну характеристику ущільнення. Якщо рівень амплітуд змінних напруг досить великий, то в елементах механічних систем відбувається накопичення втомних пошкоджень, освіта і розвиток втомної тріщини, що завершується руйнуванням.

У зв'язку зі складністю геометрії елементів перекривного вузла ЕМК в якості основного розрахункового методу використовувався метод кінцевих елементів. Для розробки скінченно-елементної моделі деталей клапана побудували наближену параметричну тривимірну модель запірної вузла, визначили граничні умови, провели розбиття на елементи і визначили контактні зони. Розрахунок проводився в зовнішньому програмному пакеті Ansys.

Список використаних джерел

1. J. J. Sinou, L. Jezequel The influence of damping on the limit cycles for a self-exciting mechanism // Journal of Sound and Vibration, Volume 304, Issues 3-5, 24 July 2007, Pages 875–893.

2. Szabolcs Molnar, Akos Bezeredi, Gyorgy Voros, Bela Pukanszky Damping of dynamic effects with elastomers in instrumented impact testing // International Journal of Fracture, Volume 109, 2001, pages 153–168.

3. E. Barilyuk Influence of damping on sealing surface wear rate reduction in compact-sized electromagnetic valve // Proceedings of the 20th Conference for Junior Researchers ‘Science - Future of Lithuania. Transport Engineering and Management’ – 2017 – p. 12–16.

4. Барилюк Є., Зайончковський Г. The experimental research of the compact-sized two-position pneumatic valve with polarized electromagnetic drive and “metal-metal” sealing unit // Промислова гідравліка та пневматика. – 2016 р. – № 2(52). – С. 53–57.

5. Барилюк Є., Зайончковський Г. Peculiarities of the mathematical description of compact-sized pneumatic electromagnetic valve with two-positioned polarized electromagnetic drive and buffer spring // Промислова гідравліка та пневматика. – 2015 р. – № 2(48). – С. 33–45.

УДК 621.22

В.С. Бутько, канд. техн. наук,
Р.В. Городиський,
Ю.А. Борисенко,
Т.І. Сивашенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ПОБУДОВА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА З СЕРВОДІЄЮ

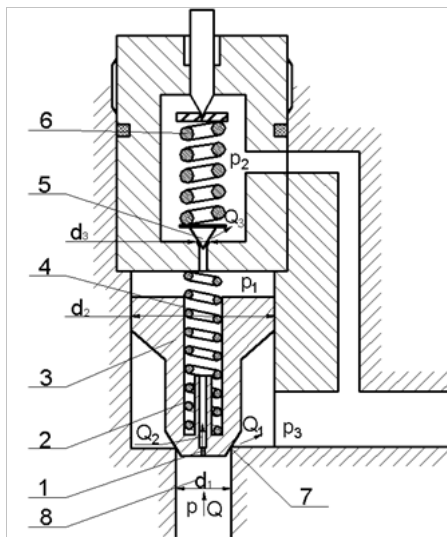


Рисунок 1 – Запобіжний клапан з серводією:

- 1 – дросель;
- 2 – пружина основного клапана;
- 3 – основний клапан;
- 4 – порожнина за основним клапаном;
- 5 – керуючий клапан;
- 6 – пружина керуючого клапана;
- 7 – сідло основного клапана;
- 8 – вхідна порожнина

Запобіжний клапан є агрегатом епізодичної дії і вступає в роботу для обмеження можливого підвищення тиску в гідросистемі, що є більшим за встановлені величини. Принцип дії клапана заснований на урівноваженні зовнішньою силою (пружиною) тиску рідини, який діє на клапан.

Існують два типи клапанів з серводією:

1. Клапан з серводією з урівноваженими площами: тиск в надклапаній площині діє на рівні площі основного клапана.

2. Клапан з серводією з неуврівноваженими площами: тиск в надклапаній площині діє на більшу площу основного клапана, ніж тиск в підклапаній площині, тому при однакових значеннях p клапан буде неуврівноваженим. Врівноважується шляхом надання пружині деякого початкового стиснення.

Основними перевагами клапана є його досконалість по формі характеристики та невеликі габаритні розміри. Запобіжний клапан з серводією широко використовується в загальному машинобудуванні та в галузі літакобудування, де основним місцем використання є гідравлічна система літака.

Побудова характеристики та принцип роботи клапана.

За підйом основного запірно-регулюючого елемента 3 відповідає допоміжний клапан 5. Основний клапан притиснутий до свого сидла 7 силою F відносно слабкої пружини 2 і, якщо $d_1 > d_2$, також, силою тиску $p \cdot (\pi/4) \cdot (d_2^2 - d_1^2)$, оскільки порожнина за клапаном 4 з'єднана з порожниною 8, що підводить рідину через дросель 1.

Керуючий клапан 5 – малий клапан прямої дії з жорсткою пружиною 6 і через це з крутою характеристикою. Клапан 5 встановлено послідовно з дроселем 1 і при відкритті пропускають одну і ту ж кількість (витрату) рідини $Q_2 = Q_3$. При збільшенні тиску p_1 клапан 5 відкриється і через керуючий тракт починає текти рідина з витратою Q_3 . Через втрати в дроселі 1, тиск в порожнині 4 зменшується і при значенні $Q_2 = Q_3$, зменшення тиску p_1 , встановлюються умови для початку відкриття клапана:

$$F_1 + (p - p_1) \cdot (\pi/4) \cdot (d_2^2 - d_1^2) \quad (1)$$

При подальшому збільшенні p через малу жорсткість пружини 2, продовжується збільшуватись дія на відкриття клапана. Це спричиняє інтенсивне нарощування підйому основного клапана і відповідно

пропускної ним витрати Q_1 . Тому основна ділянка характеристики виглядає практично горизонтальною.

Розрахунок клапана з серводією виконується за рівняннями:

1. Рівняння рівноваги керуючого клапана:

$$F_2 + c_2 \cdot x_2 = p_1 \cdot (\pi \cdot d_3^2) / 4 - p_2 \cdot (\pi \cdot d_3^2) / 4 \quad (2)$$

2. Рівняння витрати через керуючий клапан:

$$Q_3 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot x_2 \cdot \sqrt{(2/\rho \cdot (p_1 - p_2))} \quad (3)$$

3. Рівновага основного клапана:

$$F_1 + c_1 \cdot x_1 = (p - p_1) \cdot (\pi \cdot d_2^2) / 4 \quad (4)$$

4. Витрата через основний клапан:

$$Q_1 = \mu_1 \cdot \pi \cdot d_4 \cdot x_1 \cdot \sqrt{(2/\rho \cdot (p - p_3))} \quad (5)$$

5. Витрата через дросельний отвір:

$$Q_3 = \mu_3 \cdot S \cdot \sqrt{(2/\rho \cdot (p - p_1))} \quad (6)$$

6. Рівність витрат через керуючий клапан і дросельний отвір:

$$Q_2 = Q_3 \quad (7)$$

де F_1 – зусилля попередньої затяжки пружини основного клапана; F_2 – зусилля попередньої затяжки пружини керуючого клапана; μ_1, μ_2, μ_3 – коефіцієнти витрати; S – площа дросельного отвору; x_1 – хід основного клапана; x_2 – хід керуючого клапана; d_3 – діаметр керуючого клапана; d_2 – діаметр основного клапана; c_1 – константи пружності пружини основного клапана; c_2 – константи пружності пружини керуючого клапана; ρ – густина рідини;

При складанні попередніх рівнянь отримуємо:

$$p = (\pi^2 \cdot d_3^2) / (S_0^2) \cdot p_1 \cdot [(p_1 \cdot (\pi \cdot d_3^2) / (4 \cdot c_2)) - F_2 / c_2]^2 + p_1 \quad (8)$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = \mu_1 \cdot \pi \cdot d_4 \cdot ((p - p_1) / 2 \cdot (\pi \cdot d_2^2) / 4 - F_1 / c_1) \cdot \sqrt{(2/\rho \cdot p)} + \mu_3 \cdot S \cdot \sqrt{(2/\rho \cdot (p - p_1))} \quad (9)$$

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

μ_1, μ_2, μ_3	$S, \text{ м}$	$d_2, \text{ м}$	$d_3, \text{ м}$	$F_1, \text{ Н}$	$F_2, \text{ Н}$	$c_1, \text{ Н/м}$	$c_2, \text{ Н/м}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$
1	0,007	0,03	0,01	0,588	769,68	1960	19600	960

Користуючись програмним забезпеченням, при заданих витратах Q , знайдено такі значення:

Таблиця 2

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,3	0,33	0,36	0,43	0,48	0,53
$p, \text{ МПа}$	6	10	10,7	12	12,5	13

По отриманим значенням будемо графік залежності $P = f(Q)$, що є характеристикою запобіжного клапану з серводією.

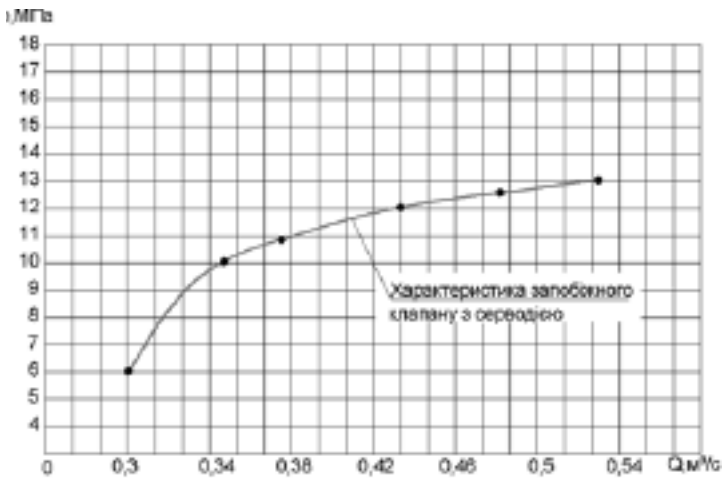


Рисунок 2 – Характеристика запобіжного клапану з серводією

Список використаних джерел

1. Енциклопедія по машинобудуванню: <http://mash-xxl.info/info/548434/>;
2. Технічна характеристика запобіжного клапана: <https://studfiles.net/preview/3907132/page:6>;
3. Wikipedia: https://uk.wikipedia.org/wiki/запобіжний-_клапан;
4. Робочий процес гідравлічної гальмівної системи літака: http://www.kpi.kharkov.ua/archive/наукова_періодика/mekhmash/2012_1/2andre.pdf

ЗАЛЕЖНІСТЬ ККД СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ ВІД НАВЕДЕНОЇ КОЛОВОЇ ШВИДКОСТІ РОБОЧОГО КОЛЕСА

На сучасному етапі розвитку суспільства, потреба в раціональному використанні енергетичних ресурсів всієї планети відчувається особливо гостро. Більшість країн уже приступили до подолання проблеми енергетичної кризи.

Одним з ефективних методів вирішення такої проблеми є утилізація вторинних енергоресурсів. Велика кількість ексергії стиснутих газів і пари втрачається на редукторах і регуляторах тиску газу на газорозподільних станціях, газорозподільних пунктах, енергетичних вузлах промислових і комунальних підприємств.

За допомогою турбодетандерного обладнання можна здійснити зменшення тиску та утилізувати потенціальну енергію надлишкового тиску газу або пари для виробництва електричної енергії. Таке устаткування можуть створюватися на базі струминно-реактивної турбіни (СРТ) [1, 2].

Дану роботу присвячено поглибленню знань теорії і робочого процесу струминно-реактивної розширювальної машини. У теорії та практиці розширювальних турбомашин важливе значення має залежність ККД турбіни від наведеної колдової швидкості робочого колеса $\eta_{\text{СРТ}} = f(\bar{U})$. Одна з задач дослідження є оцінка впливу ступеня нерозрахунковості тягового сопла СРТ ($S = p_{\text{зр.т/рн.с.}}$, де $p_{\text{зр.т}}$ – тиск газу у вихідному перерізі (на зрізі) тягового сопла; $p_{\text{н.с}}$ – тиск у навколишньому середовищі, в яке витікає газ з тягового сопла) на цю залежність.

Отримані залежності ККД турбіни від наведеної колдової швидкості робочого колеса для розрахункового режиму роботи (при ступеню нерозрахунковості $S = 1$) [3], та для нерозрахункового режиму роботи (при ступеню нерозрахунковості $S > 1$) з урахуванням різниці між швидкостями $W_{\text{зр.т}} > C_{\text{зр.т.п}} = 0$ (де $W_{\text{зр.т}}$ – відносна швидкість потоку

на зрізі тягового сопла, а $C_{зр.т.п} = 0$ – швидкість газу на зрізі тягового сопла на пусковому режимі).

Були виконані розрахунки залежностей ККД СРТ від наведеної колової швидкості робочого колеса при таких початкових даних: наведена колова швидкість робочого колеса – $U = 0-0,7$; коефіцієнт витоків – $\alpha_{\text{виг}} = 0$; безрозмірна швидкість потоку газу на зрізі ТС – $\lambda_{зр.т}$ (для кожного тиску береться окремо); повний тиск на вході до підвідного сопла $p_n^* = 2, 4, 6, 10$ МПа; діаметр критичного перерізу підвідного сопла – $d_{кр.п} = 4$ мм; комплексний коефіцієнт аеродинамічного опору ротора, який обертається – $K_{с.в} = 2 \cdot 10^{-7}$; відстань від центра зрізу тягового сопла до осі обертання – $L = 0,1$ м; повна температура на вході до підвідного сопла – $T_n^* = 300$ К; коефіцієнт ізоентропи газу – $k = 1,4$; робоче тіло – повітря.

Виконані дослідження свідчать, що при збільшенні тиску на вході до підвідного сопла ККД турбіни збільшується та оптимум по ККД зміщується у бік збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса як на розрахунковому, так і на нерозрахунковому режимах роботи.

Список використаних джерел

1. Sergej Vanyeyev, Viktor Getalo. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Volume 630. – Pages 66–71.

2. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 9(30)–10(31). – Суми, 2001. – С. 207–214.

3. Расчет оптимальной окружной скорости рабочего колеса струйно-реактивной турбины [Текст] / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2009. – №4. – С. 22–29.

ШНЕКОВІДЦЕНТРОВІ СТУПЕНІ НАСОСІВ ЗАГАЛЬНОПРОМИСЛОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З ПІДВИЩЕНИМИ КАВІТАЦІЙНО-ЕРОЗІЙНИМИ ЯКОСТЯМИ

Можливість вдосконалення насосів загальнопромислового призначення у зв'язку з тенденцією до постійного зростання їх енергоємності при одночасному посиленні вимог до надійності значною мірою залежить від успіхів у вирішенні проблем підвищення їх кавітаційно-ерозійних якостей. Традиційним варіантом вирішення цієї проблеми є використання шнековідцентрового ступеня. Фахівці АТ «ВНДІАЕН» мають багаторічний практичний досвід розробки та експлуатації насосів зі шнековідцентровими ступенями. Конструктивна схема шнековідцентрового ступеня при використанні передвключеного колеса з виступом на тильній поверхні лопаті дозволяє отримати величину критичного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на рівні $C_{кр} = 2200 - 3000$, що дозволило створити однопотоківі насоси з подачею до $1150 \text{ м}^3/\text{ч}$ [1]. Але цих параметрів, для сучасних потреб насособудування стає недостатньо.

Як відомо, шнековідцентровий ступінь має широке застосування у ракетобудівній галузі, де в конструкціях насосів рідинних ракетних двигунів використовується схема, коли до стандартної конструкції додається бустерне колесо. Така схема шнековідцентрового ступеня дозволяє отримати значення критичного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на рівні $C_{кр} = 7000 - 10\,000$ [2].

Виходячи з цього, поставили задачу дізнатися можливість використання схеми шнековідцентрового ступеня з бустерним колесом (рисунки 1) у насосах загальнопромислового призначення для підвищення кавітаційних та кавітаційно-ерозійних якостей. Для вирішення поставленої задачі було проведено експериментальні дослідження на модельному стенді. Для дослідження обрали проточну частину, що складається з відцентрового колеса традиційної конструкції, двома варіантами основних передвключених коліс з формами лопаті у вигляді пластини та

з клиноподібним виступом на тильній поверхні, та бустерним колесом з формою лопаті у вигляді пластини, яка у вхідній частині виконана по гвинтовій поверхні постійного ходу, а у вихідній частині – змінного ходу.

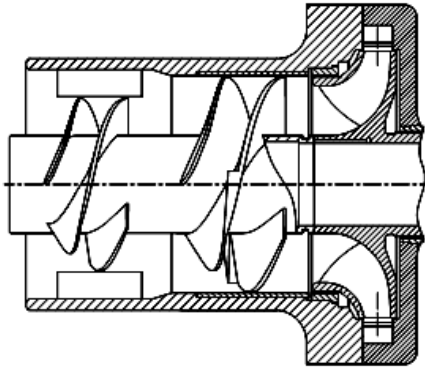


Рисунок 1 – Конструктивна схема шнековідцентрового ступеня з бустерним колесом.

У процесі проведення випробувань шнековідцентрового ступеня з бустерним колесом для обох варіантів основного передвключеного колеса визначались напірна, кавітаційна та вібраційна характеристики. Також були проведені ресурсні випробування для традиційної конструкції шнековідцентрового ступеня та з бустерним колесом (для другого варіанту основного передвключеного колеса через те, що він має вищі кавітаційно-ерозійні характеристики і їх підвищення більш доцільне). Проведені дослідження показали, що установка бустерного колеса дозволила отримати значення критичного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на рівні $C_{кр} = 5000$ і одночасно підвищити кавітаційно-ерозійну надійність, що в перспективі дозволить створити однопотоківі насоси з подачею до $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Список використаних джерел

1. Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнеково-відцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – № 2(40). – С. 60–66.
2. Сточек Н.П., Шапиро А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 128 с.

ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЙОГО ВИТИСКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

При проектуванні гідромоторів планетарного типу дуже важливо визначити вплив геометричних параметрів їх витискувальних систем на функціональні параметри. Для визначення втрат в планетарних гідромоторах, а також для вивчення їх впливу на зміну функціональних параметрів, необхідно виконати теоретичні дослідження системи витискування робочої рідини планетарних гідромоторів.

Основними параметрами, що характеризують гідромотор, є крутний момент M і відповідна частота обертання n .

Теоретичний (розрахунковий) крутний момент на валу планетарного гідромотора з урахуванням компенсуючого механізму, виражається залежністю:

$$M_{кр} = F \cdot h \quad (1)$$

де F – результуюча сила від дії тиску робочої рідини;

$$F = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \quad (2)$$

де h – плече докладання сили F :

$$h_i = h \cdot \cos \frac{2\pi}{Z_1} (i - 1) \pm S / 2 \quad (3)$$

Кінематичним аналізом переміщення елементів силового з'єднання встановлено, що істотний вплив на величину діаметрального зазору надає похибка форми Π_ϕ контуру його деталей – шестерні і ротора.

Початкове значення діаметрального зазору визначається його технологічним (заданим кресленням при виготовленні) зазором δ_T і відхиленнями, викликаними похибкою форми P_ϕ витискувачів

$\delta = \delta_T \pm P_\phi$, де знак (+) або (-) при P_ϕ , визначається конкретними відхиленнями похибки форми деталей силового з'єднання.

Підставляючи в (1) значення результуючої сили з урахуванням зміни міжцентрової відстані на величину коливання зазору $\pm\delta / 2$ та плеча докладання сили, отримаємо вираз для визначення крутного моменту

$$M_{кр} = 2 (e \pm (\delta_T \pm P_\phi) / 2) \cdot \frac{\Delta p \cdot b (z_1 + 1)}{U} \cdot h \quad (4)$$

де знак (+) або (-) при $(\delta_T \pm P_\phi) / 2$ визначається положенням шестерні.

Аналіз кінематики переміщення витискувачів показує, що в процесі експлуатації, при зміні значення величини діаметрального зазору від δ до $\delta_{кр}$ крутний момент $M_{кр}$ змінюється (пульсує) досить значно, оскільки зміни геометричних параметрів витискувачів (обумовлених виготовленням) значно впливають на зміну величини параметра h . Аналіз математичних залежностей, що описують зміну крутного моменту $M_{кр}$ від зміни діаметрального зазору δ свідчить, що в діапазоні значень $\delta > \delta_{кр}$ крутний момент різко зменшуватиметься та описуватися параболічною залежністю.

Отримані в результаті теоретичних досліджень математичні залежності дають можливість описати взаємозв'язок геометричних параметрів витискувальної системи та визначити їх вплив на функціональні параметри планетарного гідромотора. Проведені дослідження є математичним обґрунтуванням і алгоритмом розрахунку для моделювання роботи витискувальної системи з урахуванням геометричних параметрів її елементів при проектуванні або модернізації планетарних гідромоторів.

**А.І. Панченко, д-р техн. наук,
А.А. Волошина, д-р техн. наук**
Таврійський державний агротехнологічний
університет імені Дмитра Моторного,
А.А. Волошин
ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЙОГО РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ

При експлуатації планетарних гідромоторів часто спостерігаються пульсації крутного моменту і частоти обертання вихідного вала, що говорить про недосконалість розрахунку і проектування розподільних систем цього типу гідромоторів. Розподільні системи планетарних гідромашин призначені для формування обертового потоку робочої рідини, який впливає на витискувачі гідромашини. Пульсація вихідних параметрів планетарного гідромотора пояснюється зміною потоку робочої рідини і залежить від геометричних параметрів елементів розподільної системи.

Торцевий розподільний пристрій, що застосовується в планетарних гідромоторах, являє собою два елементи: нерухомий і рухомий розподільники на контактуючих поверхнях яких, виконані розподільні вікна. Кількість вікон нагнітання нерухомого розподільника визначає кількість циклів. Для розподільної системи з кінематичною схемою $4/3$ кількість циклів дорівнює 4, а зони робочої поверхні нерухомого розподільника для кожного з чотирьох циклів будуть виглядати, як показано на рисунку 1.

При повному обороті рухомого розподільника кожне його робоче вікно послідовно проходить всі зони на робочій поверхні нерухомого. Кожне з робочих і розвантажувальних вікон може займати одне з восьми можливих положень щодо зон нерухомого розподільника, а саме:

- повністю накладатися на зону «перед нагнітанням»;
- частково накладатися на зони «перед нагнітанням» і нагнітання»;
- повністю накладатися на зону «нагнітання»;

- частково накладатися на зони «нагнітання» і «перед зливом»;
- повністю накладатися на зону «перед зливом»;
- частково накладатися на зони «перед зливом» і «зливу»;
- повністю накладатися на зону «зливу»;
- частково накладатися на зони «зливу» і «перед нагнітанням».

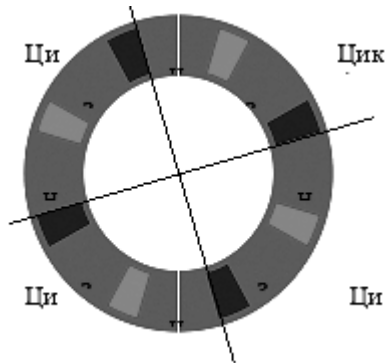


Рисунок 1 – Зони робочої поверхні нерухомого розподільника для кінематичної схеми 4/3

Відомо, що процес зміни потоку робочої рідини від сумарної площі перекриття вікон нагнітання і зливу нерухомого розподільника вікнами рухомого, характеризується чергуванням різких підвищень і знижень тиску в залежності від кінематичної схеми розподільної системи. Як наслідок, така пульсація супроводжується характерним шумом, руйнуванням елементів гідромашин і гідросистеми, передчасним зносом ущільнень і зниженням ККД.

З метою усунення (згладжування) пульсації сумарною площі перекриття для розподільної системи для будь-яких кінематичних схем, розроблено спосіб кутового зміщення робочих вікон розподільника, що дозволяє згладжувати пульсації. Для реалізації даного способу необхідно розташувати робочі вікна розподільника таким чином, щоб вони охоплювали усі вищевказані зони циклу, і при цьому не перетиналися між собою. У розглянутих розподільних системах (рисунок 1) цикл завжди містить 4 зони, а кут розчину робочого вікна розподільника дорівнює куту розчину вікна золотника. Тому для розподільної системи з кінематичною схемою 4/3 трьох робочих

вікон розподільника явно недостатньо, щоб дотримувалося виконання вищевказаної умови.

У зв'язку з цим, для кінематичної схеми 4/3 необхідно додатково в якості робочого вікна розподільника використовувати одне (будь-яке) з його розвантажувальних вікон, при цьому кількість робочих вікон розподільника дорівнюватиме кількості зон циклу – чотирьом (рисунок 2).

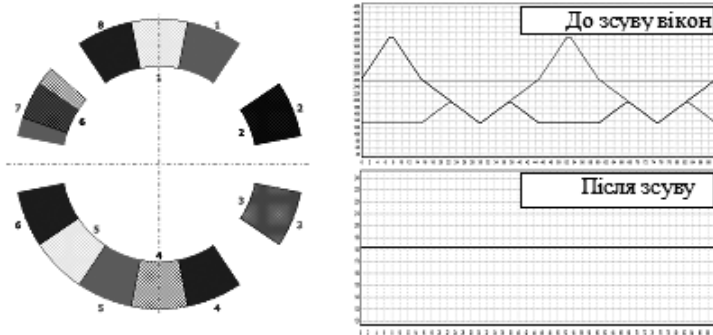


Рисунок 2 – Результати реалізації способу згладжування пульсацій сумарної площі перекриття

Аналізуючи отримані результати (рисунок 2), можна дійти висновку, що при використанні одного розвантажувального вікна розподільника в якості робочого, сумарна площа перекриття розподільних вікон збільшується, але з досить великими коливаннями (130–390 мм²). Тобто пульсація потоку робочої рідини збільшується майже у 3 рази. Однак при рівномірному розташуванні розподільних вікон (після згладжування), застосовуючи спосіб кутового зміщення цих вікон, пульсації усунено, а сумарна площа перекриття зросла на 40% (від 130 мм² до 185 мм²). Таке збільшення сумарної площі перекриття може реалізуватися, наприклад, збільшенням потужності гідромотора (за рахунок збільшення витрати) або підвищенням його гідромеханічного ККД (через зменшення швидкості течії рідини).

ОСОБЛИВОСТІ ГЕНЕРУВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ ТИСКУ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИМИ НАСОСАМИ

У авіаційному гідроприводі широко застосовуються аксіально-поршневі насоси. Для роботи насосів у кавітаційному режимі характерна наявність підвищеного шуму, зменшення подачі, інтенсивних коливань тиску. Негативними наслідками цього явища є ерозія деталей, втомлювальне руйнування трубопроводів, зниження в'язкості робочої рідини та зміна інших робочих її властивостей. Кавітаційні коливання тиску є однією з причин розгерметизації гідравлічної системи [1, 2].

Кавітаційні коливання тиску досліджувались в залежності від вхідного тиску в насос і тиску нагнітання, насичення робочої рідини розчиненим і нерозчиненим повітрям та зміни її температури. Головним фактором, який обумовлює розвиток кавітаційних коливань аксіально-поршневими насосами є вхідний тиск. Дослідження кавітаційних пульсацій проводились при поступовому зменшенні тиску у вхідній магістралі. Упродовж експериментів умовно виділено чотири етапи розвитку кавітаційних коливань тиску, що генеруються аксіально-поршневими насосами.

Для першого етапу характерне збільшення розмаху коливань зі збереженням їх гармонійної форми через виникнення кавітації внаслідок миттєвого відриву рідини від поршнів. Інструментальні та візуальні спостереження показали, що нерозчинене повітря у вхідному трубопроводі відсутнє. Другий етап розвитку коливань характеризується їх збільшенням і порушенням гармонійної форми, що обумовлено розвитком струминної кавітації, яка утворюється зворотніми токами рідини із магістралі нагнітання в недозаповнені камери блока циліндрів. Наявність у цій фазі незначної кількості нерозчиненого повітря (до 0,1%) суттєвого впливу на пульсації тиску не

має. І нарешті, самим небезпечним для насосів є третій етап розвитку кавітаційних коливань тиску. Для нього характерне стрімке зростання пульсацій тиску. Його розмах може сягати двох з половиною і більше значень тиску магістралі нагнітання. Процес стрімкого зростання обумовлено наявністю значної кількості нерозчиненого повітря у рідині (від 1 до 6%). Коливання при цьому мають повністю стохастичний характер. Для того, щоб піддослідні насоси (НП-43М, НП25, Н-72МВ) не зазнали фізичного руйнування четвертий етап розвитку коливань досліджувався при малому тиску нагнітання (до 4 МПа).

Виявлено, що значна кількість нерозчиненого повітря (до 18%) в робочій рідині АМГ-10 здатна повністю демпфувати кавітаційні коливання тиску. Процес їх зменшення має ступінчастий характер. Максимальний розмах кавітаційних коливань перед початком демпфювання приблизно у п'ять разів перевищує тиск нагнітання.

Підвищення температури робочої рідини сприяє збільшенню пульсацій на усіх етапах їх розвитку.

Таким чином, поступова зміна величини розмаху кавітаційних коливань тиску, що генеруються аксіально-поршневим насосом в залежності від тиску у вхідній магістралі, обумовлена накопиченням певних факторів, що притаманні кожному із етапів розвитку.

Список використаних джерел

1. Глазков М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: учебное пособие /М.М. Глазков, Ланецкий В.Г., Макаренко Н.Г., Челюканов И.П. – Киев: КИИГА, 1987. – 82 с.

2. Романенко В.Г. Дослідження кавітації в аксіально-поршневих насосах// Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Вип. 8. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С. 55–60.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГРУПИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ НА МЕРЕЖУ ЗІ ЗМІННИМ У ЧАСІ ГІДРАВЛІЧНИМ ОПОРОМ

При проектуванні (модернізації) насосних станцій різного призначення можливий вибір серед декількох технічно рівноцінних варіантів, при яких повністю виконуються вимоги по забезпеченню необхідних напорів і подач, але різних за вартістю. Техніко-економічні розрахунки обґрунтовують доцільність проектування нових або реконструкцію діючих систем подачі та розподілу води. На основі даних розрахунків приймаються управлінські рішення щодо будівництва, реконструкції об'єктів, вибираються оптимальні технічні рішення по об'єкту в цілому і по окремим його складовим. У практиці проектування і реконструкції насосних станцій частіше за все користуються показниками порівняльної економічної ефективності капіталовкладень в будівництво одного і того ж об'єкту.

У різні моменти часу на насосних станціях може функціонувати (забезпечує поточну подачу) різна кількість насосних агрегатів. Важливе практичне значення має задача визначення оптимального числа робочих насосів, оскільки зі збільшенням числа робочих насосів підвищуються як енергоефективність системи подачі та розподілу води (за рахунок підвищення точності апроксимації потрібного навантаження), так і вартість придбання установки. Проте, у цілому необхідно мінімізувати не енергетичні витрати, а загальну вартість системи. Такий підхід заснований на аналізі вартості життєвого циклу устаткування – сукупних витрат на будівництво (реконструкцію), експлуатацію (протягом розрахункового періоду) і завершення використання [1].

При порівнянні можливих технічних рішень (впровадження нових видів обладнання, механізмів, матеріалів, технологічних процесів) критерієм оптимізації є мінімум вартості життєвого циклу (в закордонній практиці прийнято скорочення LCC – LifeCycleCost)

[1], яка згідно методики Eurosump визначається наступним чином:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d$$

де C_{ic} – початкова вартість насоса; C_{in} – вартість монтажу, включаючи доставку; C_e – вартість спожитої електричної енергії; C_o – вартість експлуатації; C_m – вартість технічного обслуговування і ремонту; C_s – вартість простою; C_{env} – вартість усунення збитків через забруднення оточуючого середовища; C_d – вартість утилізації.

У розрахунках поточні витрати на проведення ремонтів і обслуговування насосних агрегатів у середньому приймаються на рівні 10 % від вартості установки, строк служби установки 7 років (строк гарантований виробниками до першого капітального ремонту), річну норму амортизації, виходячи з строку служби установки, прийнято у розмірі 15 % від величини капітальних вкладень в обладнання [2].

Що стосується вартості простою і вартості усунення збитків через забруднення оточуючого середовища, то для насосних станцій третього підйому ними можна знехтувати, у порівнянні з іншими складовими. Інші витрати, наприклад, амортизація інших виробничих фондів, заробітна плата експлуатаційного персоналу, експлуатаційні витрати (опалення, освітлення, вентиляція виробничих площ тощо) суттєво не змінюються залежно від параметрів установки і не впливають на прийняття управлінського рішення про реалізацію заходу.

При виборі оптимального варіанту необхідно враховувати, що інвестування може відбуватися у різний термін, а вартість витрат змінюється у часі. З урахуванням цього витрати різних років призводять до одного моменту часу [3]

$$LCCD = C_{ic} + C_{in} + \sum_{t=1}^{T_{cn}} \frac{C_e + C_o + C_m}{(1+r)^t} + \frac{C_d}{(1+r)^{T_{cn}}}$$

де $LCCD$ – дисконтована вартість життєвого циклу; t – крок розрахункового періоду; T_{cn} – термін служби; r – норма дисконту.

При проведенні розрахунків ставка дисконтування у середньому приймається на рівні 20 % і враховує такі фактори, як ризик, інфляція, облікову ставку Національного банку України [4].

Вартість спожитої електроенергії при ступінчастому регулюванні однаковими насосними агрегатами визначається за формулою [5]

$$B_{\text{ел}} = a \cdot N_{\text{од}} \sum n_i \cdot t_i$$

де a – вартість електроенергії, грн/кВт ; $N_{\text{од}}$ – потужність одного насоса, кВт ; n_i – кількість одночасно працюючих насосних агрегатів (з'єднаних паралельно) в i -му режимі роботи, шт.; t_i – кількість годин роботи насосного обладнання у відповідному режимі, год.

Одним із основних техніко-економічних показників роботи насосної станції є енергоємність EE : відношення кількості затраченої енергії електродвигуна N до кількості перекачуваної води насосом Q [6]. Значення цього показника повинно бути величиною постійною, при наближенні кількості затраченої енергії електродвигуна N до мінімуму

$$EE = \frac{N}{Q} = \text{const} \quad \text{при} \quad N \rightarrow \min .$$

$LCCD$ тис. грн

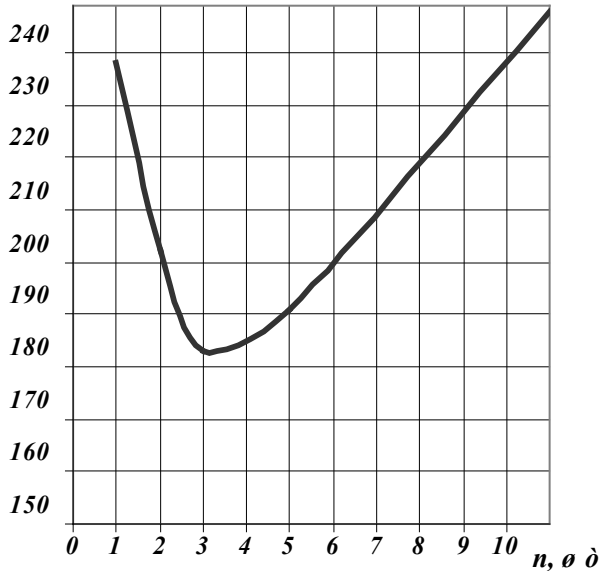


Рисунок 1 – Залежність дисконтованої вартості життєвого циклу насосної установки від кількості насосів

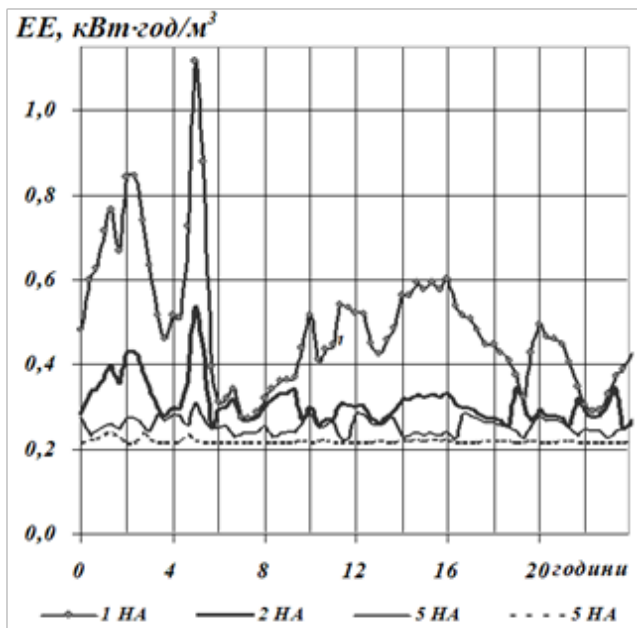


Рисунок 2 – Енергоємність насосної станції при різній кількості насосів

Враховуючи вищевказане, було визначено дискontовану вартість життєвого циклу насосної станції (рисунок 1) і енергоємність насосної станції (рисунок 2) зі ступінчастим регулюванням насосних агрегатів. До розрахунку приймалися середні значення фактичних даних водоспоживання і насосні агрегати фірми *Grundfos*. Встановлено, що кількість насосних агрегатів у таких станціях має оптимальне значення, яке отримується через мінімізацію дискontованої вартості життєвого циклу насосних станцій. Для насосних станцій третього підйому визначено раціональну кількість насосного обладнання у три насосні агрегати.

АНАЛІЗ НАСОСА-ДОЗАТОРА З НОВОЮ СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНИМ ЗОЛОТНИКОМ

Постійне зростання вимог до систем рульового керування спеціальних технологічних машин потребує вдосконалення насоса-дозатора, який є основним вузлом гідрооб'ємних систем рульового керування таких машин. На кафедрі «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету ведуться роботи по вдосконаленню насосів-дозаторів для механізмів гідрооб'ємного рульового керування, які широко використовуються на самохідних машинах різного призначення (сільськогосподарські, дорожні, будівельні, комунальні машини, трактори та ін.).

Одним з напрямків підвищення технічних характеристик насосів-дозаторів є відокремлення зливної дроселюючої кромки від золотникової пари та виконання її у вигляді окремого однокромкового золотника. При цьому для забезпечення потрібних параметрів якості необхідно сформувані відповідні сигнали керування зливним золотником за рахунок формування тиску в торцевих порожнинах цього золотника.

При традиційному підході для формування сигналу керування зливним золотником золотникова пара містила додатковий дросель, на виході якого формувався необхідний сигнал. Це ускладнювало конструкцію насоса-дозатора та, відповідно, збільшувало його вартість.

У даній роботі розглядається модернізована конструкція насоса-дозатора зі зливним золотником, в якій під обидва торця зливного золотника через дроселюючі отвори одночасно подається тиск з напірної магістралі, а необхідний сигнал керування формується за рахунок того, що в торцевій порожнині, яка створює силу на зменшення відкриття дросельної кромки зливного золотника, встановлено додатковий дросель керування відведенням частини потоку на злив, який виконано на поверхнях золотника та гільзи золотникової пари.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ РЕСУРСНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОЛОТНИКОВОГО РОЗДІЛЬНИКА ПОТОКУ

Однією з головних складових частин технологічних машин і агрегатів є їх привод, в якості силового привода часто використовують гідравлічний привод, функціональні і експлуатаційні особливості якого надають, як правило, вирішальний вплив на властивості гідромеханічної системи і технологічних машин в цілому. У зв'язку з цим вивчення силового гідравлічного привода приділяється значна увага [1].

Переважає більшість сучасних досліджень присвячені вивчення гідравлічних приводів, основу яких складають гідравлічні апарати золотникового типу. Багато технологічних машин і агрегатів (особливо в АПК) працюють у важких умовах, змінних навантаженнях, характеризуються підвищеною температурою і запиленістю, низькою якістю робочої рідини та іншими несприятливими ознаками, що значно знижує надійність і якість функціонування систем приводів. Саме тому, сучасна сільськогосподарська техніка потребує нового – інтелектуального привода робочих органів, що буде здатний адаптувати його до зміни технологічного навантаження на робочих органах [2].

Одним з основних елементів системи гідроприводів вивантажувача стеблових корму є золотниковий роздільник потоку [3]. Саме від нього залежить надійна робота системи гідравлічних приводів і вивантажувального засобу в цілому.

З метою визначення надійності золотникового роздільника потоку проведено ресурсні випробування його дослідного зразка, розробленого та виготовленого на кафедрі машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету.

Випробування проводилися на спеціально спроектованому стенді, принципову гідравлічну схему якого показано на рисунку 1.

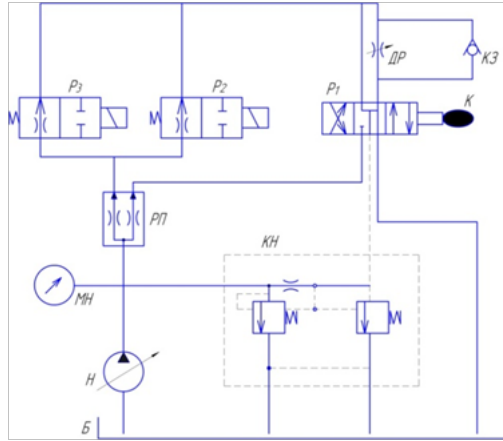


Рисунок 1 – Принципова гідравлічна схема експериментального стенду для ресурсних випробувань золотникового роздільника потоку вивантажувача стеблового корму

У комплект експериментального стенду входить (рисунок 1) випробуваний золотниковий роздільник потоків РП, гідророзподільник Р1 з механічним керування від кулачкового механізму К, напірний гідроклапан – КН; розподільники з електромагнітним керуванням – Р2 і Р3; випробувальний стенд КИ-4815 (непоказаний), який забезпечує привод насоса – Н, стабілізацію температури робочої рідини, визначення витрати рідини в зливний магістралі при робочому циклі і її очищення. В експериментальному стенді відповідний рівень тиску забезпечується дросельним навантаженням за допомогою дроселя ДР і розподільників з електромагнітним управлінням Р2 і Р3. Час робочих циклів і їх структура завдаються частотою обертання кулачка механізму К і його профілем. Рівень вхідного тиску періодично контролювався манометром МН.

При проведенні ресурсних випробувань експериментальний стенд забезпечує, при продуктивності насоса 12 л/хв, наступний цикл навантаження:

тиск (1±0,5) МПа	протягом 0,25 секунд;
тиск (14±5) МПа	протягом 1,25 секунд;
тиск (1±0,5) МПа	протягом 0,35 секунд;
тиск (16±5) МПа	протягом 0,85 секунд.

Таким чином, повний робочий цикл ресурсних випробувань, що забезпечується експериментальним стендом, становить 2,7 секунди.

Дослідження включали в себе визначальні випробування надійності золотникового роздільника потоку (ресурсні випробування) в поєднанні з контрольними випробуваннями якості його роботи.

При випробуваннях в експериментальному стенді використовується робоча рідина – масло індустріальне М-10В (густина 905 кг/м³, кінематична в'язкість при температурі 100°С – 11±0,5 мм²/с по ГОСТ 8581–78). Чистота робочої рідини не грубіше 15 класу. Номінальна тонкість фільтрації – 25 мкм.

В результаті проведення експериментального ресурсного дослідження золотникового роздільника потоку вивантажувача стеблового корму на розробленому стенді було встановлено, що надійність золотникового роздільника потоку достатня для забезпечення роботи системи приводів протягом тривалого терміну служби (напрацювання на відмову складає більше 6,6•10⁵ циклів). При цьому якість його функціонування залишалася стабільною і в межах норми. Випробування були припинені у зв'язку з виконанням розробленим золотниковим розподільником потоку поставленого завдання.

На рисунку 2 приведена фотографія золотникового елемента доопрацьованої конструкції РП після проведення випробувань.

Рисунок 2 – Золотниковий елемент доопрацьованої конструкції роздільника потоку вивантажувача стеблового корму



ГІДРОПРИВОД КОНВЕЄРА З СИСТЕМОЮ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ СТРІЧКИ ПРИ ЗМІНІ НАВАНТАЖЕННЯ

Для забезпечення безупинної роботи гідропривідної системи, що піддається короткочасним або тривалим перевантаженням, ефективним є використання у вмонтованому приводі додаткового гідромотора, який встановлюється паралельно до основного і дозволяє застосувати активне резервування крутного моменту на приводному барабані, та системи керування із засобами гідроавтоматики, яка чутлива до зміни навантаження на робочій ланці. Це суттєво дозволяє підвищити продуктивність роботи машини неперервного транспорту.

Такі гідромеханічні системи працюють у режимі постійної подачі робочої рідини. При вмиканні додаткового гідромотора витрати робочої рідини зменшуються пропорційно величині характерного об'єму додаткового гідромотора, внаслідок чого швидкість транспортування також зменшується, що є недоліком такої системи керування.

Запропоновано конструкцію вмонтованого гідравлічного привода стрічкового конвеєра з системою керування, чутливою до зміни навантаження, яка дозволяє здійснити стабілізацію швидкості за рахунок вмикання додаткового насоса, що має характерний об'єм однаковий з додатковим гідромотором.

Для цього необхідно в пристрої керування системи передбачити кінцеві вимикачі на шляху переміщення запірно-регульовального елемента, який вмикає в процесі перевантаження конвеєра додатковий гідромотор. У корпусі пристрою керування на бічній поверхні порожнини, утворені верхнім торцем золотникової частини запірно-розподільного елемента та верхнім торцем корпусу, на відстані, яка рівна додатному перекриттю встановлено важільний кінцевий вимикач оснащений штоком, важелем і рухомими контактами для замикання електричного ланцюга живлення двигуна додаткового насоса.

При зниженні навантаження на величину, що відповідає тиску закриття запірно-регулювального елемента його хвостовик звільняє важіль і він під дією пружини розмикає контакти вимикача. За рахунок цього відбувається відмикання живлення додаткового гідронасоса.

Розроблено конструкторську документацію на виготовлення дослідного зразка вмонтованого гідравлічного привода з системою керування, чутливою до зміни навантаження, що дозволяє стабілізувати швидкість руху стрічки конвеєра.

УДК 621.22

Л.К. Поліщук, д-р техн. наук,

О.В. Хмара, аспірант,

В.О. Кравчук, аспірант

Вінницький національний технічний університет

ГІДРОФІКАЦІЯ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ З УЛАШТОВАНИМИ НА НІЙ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ

Більшість мобільних машин, що використовуються в кар'єрах видобування корисних копалин, будівництві та ремонті доріг, на переробних виробництвах оснащенні стрічковими конвеєрами, які здійснюють потокове транспортування вантажів. Через технічну недосконалість приводів виконавчих ланок в них використовуються різні джерела енергії, що обмежує їх функціональність.

Зокрема у буртоукладниках, які спеціалізуються на укладанні в кагати буряків на цукрових заводах, приймальний, похилий та укладальний конвеєри мають механічний привід від вала відбору потужності базової машини через проміжні вали, що з'єднанні між собою шарнірами Гука.

Транспортер видачі відходів, площадка поздовжнього перекидання і привід повороту стріли оснащенні гідроприводом і приводяться в рух відповідно гідромоторами та гідроциліндрами. Вібрації, які виникають через незрівноваженість проміжних та привідних валів з муфтами, що розміщені в різних площинах, передаються на всю конструкцію та кабінку оператора.

Механічні коливання призводять до передчасного зношування вузлів та деталей мобільної машини, зниження довговічності та надійності конструкції, до того ж, погіршуються умови праці обслуговуючого персоналу. Наявність механічного привода суттєво збільшує кількість вузлів та ускладнює конструкцію.

Уникнути зазначених недоліків можна за умови повної гідрофікації мобільного комплексу за допомогою застосування компактних гідроприводів. Обґрунтовано використання в зазначених приводах транспортерів вмонтованого гідравлічного привода.

Розроблено конструктивні схеми приводних пристроїв, що відрізняються компактністю, невеликою вагою, високою питомою потужністю, відсутністю виступаючих назовні рухомих частин механічних передач та запропоновано удосконалення гідравлічної схеми мобільного комплексу для вмикання нових гідрофікованих виконавчих ланок.

Така модернізація мобільного комплексу дозволить зменшити його енергетичні витрати, металомісткість, кількість складальних одиниць, вібронавантаження на вузли та деталі, а також здійснити регулювання швидкості переміщення транспортуючих органів конвеєрів.

СЕКЦІЯ 3
СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ
ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ. ТЕХНОЛОГІЯ І
ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДІВНОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.89

С.В. Воронін, д-р техн. наук,
О.О. Гончарова, канд. фіз.-мат. наук,
О.С. Харківський,
С.Д. Куп'янський
Український державний університет
залізничного транспорту

ВПЛИВ ЗОВНІШНЬОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ
НА ФАЗОВИЙ СТАН ТА МАСТИЛЬНУ ЗДАТНІСТЬ
ПРИСАДОК У ТЕХНІЧНИХ ОЛИВАХ

Відомо, що молекули присадок, які є поверхнево-активними речовинами (ПАР), в розчині оливи утворюють міцелярні агрегати. Такі агрегати, такі агрегати, внаслідок специфічної будови, уповільнюють процес адсорбції ПАР на поверхнях тертя, тобто зменшують очікувану мастильну здатність технічних олив від додавання присадок при збільшенні концентрації [1]. Оскільки міцелярні агрегати є ліотропними рідкими кристалами (РК), можна припустити, що вони суттєво реагують на зовнішнє електричне поле, яке призводить до поляризації молекул в та перетворенню міцели на впорядкований агрегат з високою поверхневою активністю.

Процес повороту полярних молекул за вектором зовнішнього поля аналітично визначається функцією Ланжевена [2], яка з урахуванням числа агрегації молекул має вигляд

$$L(\beta) = \text{cth} \left(n_A p E_{\text{вн}} / kT \right) - (kT / n_A p E_{\text{вн}}) \quad (1)$$

де n_A – число агрегації; p – дипольний момент молекули, Клм; $E_{\text{вн}}$ – напруженість зовнішнього поля, В/м; k – стала Больцмана, $1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К; T – температура, К.

Залежність (1) визначає вірогідність повороту молекул в агрегаті за вектором зовнішнього поля та враховує як полярність та кількість молекул в агрегаті, так й температуру розчину і напруженість зовнішнього поля. Результати розрахунків по отриманій залежності наведені нижче на графіку (рисунок 1).

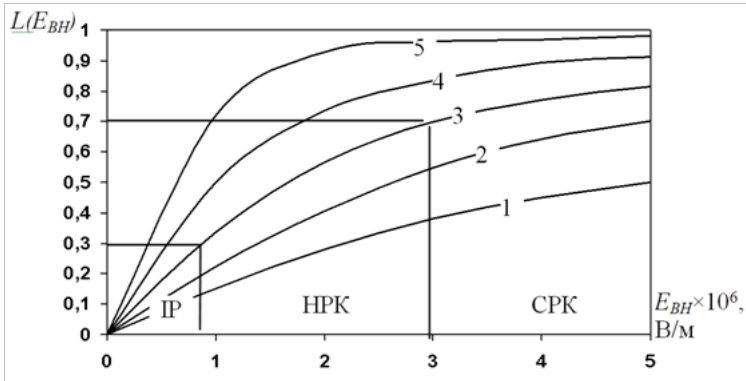


Рисунок 1 – Зміна параметру порядку молекул в агрегаті:
 1 – $n_A = 1$; 2 – $n_A = 10$; 3 – $n_A = 20$; 4 – $n_A = 30$; 5 – $n_A = 100$
 ІР – ізотропна рідина; НРК – нематичний рідкий кристал;
 СРК – сметичний рідкий кристал

Прийнявши діапазони параметру порядку для РК фаз згідно досліджень В.А. Цветкова, для ІР фази – $L=0-0,3$, для НРК фази – $L=0,3-0,7$; для СРК фази – $L>0,7$, з рисунку 1 можна встановити тип РК фази, що утворюється у зовнішньому полі за різних значень напруженості поля, концентрації (числа агрегації) присадки та температури.

Таким чином, змінюючи напруженість електричного поля можна отримати різні фазові стани присадки в оливах, що призведе до зміни мастильної здатності олив [3] внаслідок взаємодії впорядкованих РК агрегатів з поверхнею тертя.

Список використаних джерел

1. Лысиков Е. Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем [Текст]: монография / Е. Н. Лысиков, В. Б. Косолапов, С. В. Воронин. – Харьков: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.

2. Матвеев А.Н. Электричество и магнетизм [Текст]: учеб. пособие. / А.Н. Матвеев. – М. : Высш. школа, 1983. – 463 с.

3. Жидкие кристаллы в технике и медицине [Текст] / С.Ф. Ермаков, В.Г. Родненков, Е.Д. Белоенко, Б.И. Купчинов. – Мн. Асар, – М. : Черо, 2002. – 412 с.

УДК 62–82

**І.А. Ємельянова, д-р техн. наук,
Д.О. Чайка, канд. техн. наук,
Д.Ю. Субота**

Харківський національний університет
будівництва та архітектури

МОДУЛЬНИЙ ПРИНЦИП СТВОРЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКТІВ МАЛОГАБАРИТНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ БУДИНКІВ І СПОРУД ІЗ МОНОЛІТНОГО ЗАЛІЗОБЕТОНУ

Пропонується використання для зведення об'єктів різного призначення із монолітного залізобетону універсальних технологічних комплектів малогабаритного обладнання, які створюються із окремих нових машин-модулів [1, 2].

Кожен модуль такого комплексу оснащений гідравлічним приводом, а в цілому гідравлічна схема комплексу розроблена на основі обґрунтованого вибору її окремих елементів. Розглядається один із комплектів, структурна схема якого показано на рисунку 1 [3].

Універсальність комплексу дозволяє:

- виконати завершений технологічний цикл робіт при суміщенні у часі окремих операцій з використанням безопалубного способу бетонування;
- при необхідності виконати окремі операції технологічного циклу;
- приготувати будівельні суміші різного призначення;
- транспортувати суміші до місця їх укладання;
- здійснювати торкрет-роботи мокрим способом.

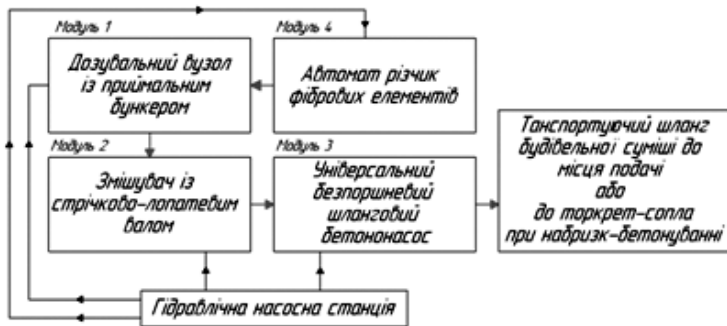


Рисунок 1 – Структурна схема універсального технологічного комплексу малогабаритного обладнання

На схемі (рисунок 1) відображені окремі складові технологічного комплексу, що пропонується – модулі, які при відповідному з’єднанні дозволяють виконувати вищевказані операції:

- дозувальний вузол із приймальним бункером змішувач зі стрічково лопатевим валом;
- змішувач зі стрічково лопатевим валом універсальний безпоршневий шланговий бетононасос;
- дозувальний вузол із приймальним бункером змішувач зі стрічково-лопатевим валом універсальний безпоршневий шланговий бетононасос трубопровід подачі суміші до місця укладання або до торкрет-сопла із кільцевим насадком.

Продуктивність комплексу та його енерговитрати визначаються відповідно використанню базової машини: змішувача або бетононасоса [4]. Модульний принцип побудови таких комплектів та наявність гідропривода забезпечують їм широкі можливості регулювання робочими режимами технологічних процесів та дозволяють отримати системи з бажаними статичними та динамічними характеристиками.

Проведено аналіз структурної схеми гідравлічного універсального технологічного комплексу малогабаритного обладнання для умов будівельного майданчика. Показана універсальність запропонованого технологічного комплексу. Акцентується увага на позитивних сторонах модульного принципу побудови комплексу із гідравлічним приводом.

Список використаних джерел

1. Ємельянова І.А., Чайка Д.О. Гідравлічне обладнання нового покоління для безопалубного бетонування при виготовленні полегшених залізобетонних конструкцій криволінійної форми. Всеукраїнський науково-технічний журнал Промислова гідравліка і пневматика. 2017. 3(57). С.56-64.

2. І.А. Ємельянова, Д.О. Чайка, Д.Ю. Субота. Особливості роботи універсального технологічного комплексу малогабаритного обладнання для безопалубного бетонування. Збірник наукових праць УкрДУЗТ, 2019. вип.183. «Механічна інженерія (131,132, 133)». – Харків: УкрДузт. – С. 25–34.

**Ю.М. Кузнєцов, д-р техн. наук,
Ю.Т. Кривчук**

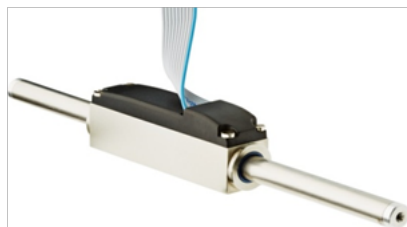
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

ВИКОРИСТАННЯ ЛІНІЙНИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ У МАЛОГАБАРИТНОМУ ОБЛАДНАННІ З КОМП'ЮТЕРНИМ КЕРУВАННЯМ

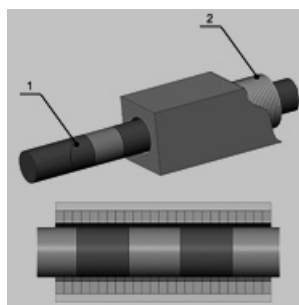
На сьогоднішній день дуже важко або навіть неможливо переоцінити актуальність малогабаритного обладнання з ЧПК, серед яких значну долю займають настільні верстати з комп'ютерним керуванням. Вони можуть оброблювати більшість матеріалів: різні метали, пластмаси, дерево, каміння, граніт та ін. Щодо точності обробки, то ЧПК немає собі рівних, адже крок переміщення виконавчих органів сягає одного мікрометра. До галузі застосування можна віднести медицину, судно-, авіа-, автомобілебудування, гравіювання, виготовлення рекламної продукції, обробку ювелірних виробів, виготовлення інструментів та багато іншого. Настільні верстати також здобули таку актуальність через свою доступність і простоту, адже в порівнянні з класичними верстатами з ЧПК, настільні в багато разів дешевші, легші, мають простішу будову, не створюють багато шуму. Коли мова йде про обробку невеликих деталей малих серій чи

їх використання у ВНЗ при досить обмеженому фінансуванні, то ці верстати нічим не поступаються повноцінним. Звісно, вони не замінять великі верстати на підприємствах, де виготовляють великогабаритні деталі серійного або масового виробництва.

Останнім часом для здійснення координатних рухів в технологічному обладнанні замість механічних передач, наприклад, пари гвинт–гайка, почали використовуватися лінійні електродвигуни (ЛЕД) (рисунок 1) – різновид електродвигунів, характерною рисою яких є прямолінійне переміщення ротора та статора один відносно іншого [4–9]. Попри те, що це дуже дорогі і сучасні двигуни, вони мають досить простий принцип дії. Особливістю конструкції (рисунок 1) є те, що обмотки 2 розташовані навколо постійних магнітів 1, які сформовані у вигляді циліндра, який виконує ще функцію напрямної, а сердечник у такого типу двигунів відсутній взагалі.



а)



б)

Рисунок 1 – ЛЕД циліндричний: а – загальний вигляд; б – принципова схема

ЛЕД використовують в більшості машин, які виконують поступальні рухи і до яких висуваються високі вимоги щодо точності та динамічності переміщення. Основними перевагами ЛЕД стала можливість швидкого реагування на перемикання різних режимів роботи і високошвидкісне переміщення рухомого вузла. Одночасно з цим ЛЕД характеризуються особливо високими показниками надійності. Подібного типу двигуни встановлюють на пристроях з прямолінійною системою руху і є заміною механізмів, в яких

ротаційний рух перетвориться в лінійне. До переваг пристроїв з ЛЕД відноситься забезпечення рухливості основного вузла без тертя і механічного колювання, а також відсутність зазорів в його системі. Ці відмінні динамічні властивості незамінні в прецизійних системах з високою точністю позиціонування. Саме ЛЕД доцільно встановлювати в малогабаритних настільних верстатах при їх модернізації замість крокових електродвигунів і пари гвинт гайка.

Розглянемо декілька ЛЕД і зрівняємо їх основні характеристики.

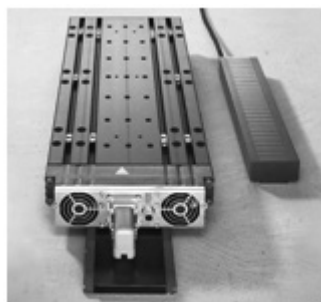
Циліндричні ЛЕД HIWIN MIKROSYSTEM серії LMTA-4 (рисунок 2, а), від тайванського виробника HIWIN мають високу ступінь динамічності завдяки наявності первинного елемента без сердечника (якоря), мають малу вагу і в якості вторинного елемента виступає статор з постійними циліндричними магнітами. Також ЛЕД HiwinMikro серії LMTA можуть застосовуватися в усіх пристроях, де раніше необхідним був гвинтовий елемент, внаслідок чого вони мають аналогічний монтажний інтерфейс.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 2 – ЛЕД:

а – HIWIN MIKROSYSTEM серії LMTA-4; б – муну «LinMot»;
в – муну «SL-2 ADVANCE»; г – муну «IFN3300-2NC10-0BA1».

Технічні характеристики лінійного двигуна серії LMTA-4: постійна сила 55 Н; пікова сила 220 Н; максимальне прискорення 5 м/с; максимальна постійна напруга 330 В; довжина ходу 100–1550 мм; точність позиціонування 0,001 мм.

ЛЕД LinMotPS01-37Sx120F-HP-N (рисунок 2, б) є електромагнітними прямими приводами в трубчастій формі. Лінійний рух виробляється чисто електрично і без зносу, без будь-яких проміжних з'єднань механічних коробок передач, шпинделів або ременів. ЛЕД складається з двох частин: повзуна і статора. Повзунок виконаний з неодимових магнітів, які встановлені в високоточній трубці з нержавіючої сталі. Статор містить обмотки двигуна, підшипники для повзуна, датчики положення захоплення і мікропроцесорну схему для моніторингу двигуна. Технічні характеристики лінійного двигуна серії LinMotPS01-37Sx120F-HP-N: постійна сила 50 Н; пікова сила 255 Н; максимальне прискорення 3,8 м/с; максимальна постійна напруга 330 В; довжина ходу 80–1480 мм; точність позиціонування 0,001 мм.

ЛЕД типу «SL-2 ADVANCE» (рисунок 2, в) від українського виробника «SEW-EURODRIVE» можна легко інтегрувати в якості мотор-редуктора. Блок охолодження двигуна вже пропонує усі ключові компоненти, необхідні для складання машини. Серед них охолоджуючі поверхні, міцність, вага, установка підшипника, вузол навантаження і теплове розширення.

Технічні характеристики ЛЕД типу «SL-2 ADVANCE»: ширина від 50 мм до 150 мм; номінальні швидкості 1, 3 і 6 м/с; 4 варіанти габаритів двигуна: VS, S, M і ML; 4 довжини статора: 64, 128, 256, 512 мм; номінальне зусилля від 280 Н до 3600 Н; пікове зусилля подачі від 650 Н до 7700 Н; точність позиціонування: 0,002 мм;

ЛЕД типу «1FN3300-2NC10-0BA1» від німецького гіганта-виробника *Siemens* (рисунок 2, г) з компактними габаритами, стильним дизайном, відрізняється чудовою продуктивністю / щільністю зусиль. Він характеризується мінімальними втратами на тертя, відповідає найвищим вимогам щодо динамік

и, точності, а також він оптимізований для роботи високопродуктивних верстатів, машин, робототехніки, приладів для лазерного різання та багатьох інших сфер. Його технічні характеристики: номінальне навантаження 1730 Н; пікове навантаження до 2940 Н; швидкість при

номінальному навантаженні 3,8 м/с; швидкість при максимальному навантаженні: 2,1 м/с; максимальне перенавантаження $10 \cdot 2,75 \times FN$; точність позиціонування: 0,001 мм.

Об'єктом модернізації став створений на кафедрі конструювання верстатів та машин настільний фрезерний верстат «CNC 500» (рисунок 3), призначений для фрезерної обробки таких матеріалів як: бронза, дюраль, текстоліт, різні пластики, дерево, віск та ін. Він може використовуватися у багатьох сферах діяльності, зокрема у приладобудуванні, ювелірному виробництві, при виготовленні плат, мікросхем, сувенірів, унікальних надписів і т.д. Авторами запропоновано модернізований верстат (рисунок 4), максимально подібний до свого прототипу (рисунок 3) за конструкцією і компоновкою, що не потребує суттєвих витрат на виготовлення оригінальних деталей

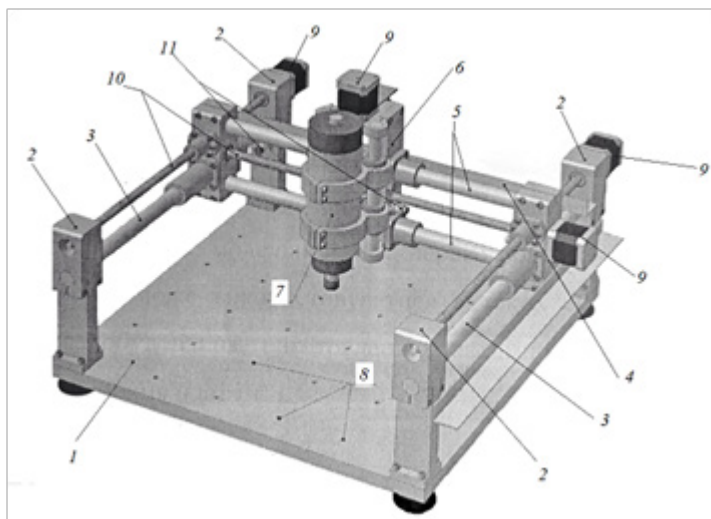
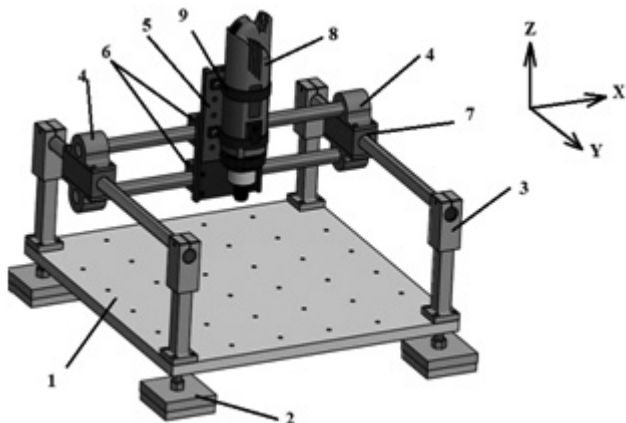


Рисунок 3 – Настільний фрезерний верстат портальної компоновки «CNC 500»: 1 – несуча плита; 2 – вертикальна стійка; 3 – напрямна; 4 – портал; 5 – дві напрямні; 6 – каретка; 7 – мотор-шпиндель; 8 – різьбові отвори; 9 – кроковий електродвигун; 10 – кульково-гвинтова пара; 11 – сенсор індуктивного типу



*Рисунок 4 – 3D-модель модернізованого верстата з рухомою траверсою:
 1 – несуча плита; 2 – віброопора; 3 – вертикальна стойка;
 4 – кронштейн; 5 – плоский лінійний електродвигун;
 6, 7 – циліндричні лінійні електродвигуни; 8 – мотор-шпиндель;
 9 – кронштейн для мотор-шпинделя.*

Другим варіантом модернізації став верстат з рухомим столом та нерухомою траверсою. Конструкція даного верстата суттєво відрізняється від початкового варіанту (рисунок 3). Головним недоліком верстатів з рухомим столом є збільшені габарити, а перевагою висока жорсткість і низьке розташування центра мас.

Висновок: В результаті модернізації створені, крім наведених, з використанням ЛЕД оригінальні зразки настільних фрезерних верстатів без механічних передач, які можна успішно застосувати у виробництві і навчальному процесі [1–3].

Список використаних джерел

1. Кузнецов Ю.М., Степаненко О.О. Настільні фрезерні верстати, керовані комп'ютером // Технологічні комплекси, №1, Луцьк, 2010.– С.18–24.
2. Кузнецов Ю.Н., Степаненко А.А., Олейник Е.А. Модульний підхід в проектуванні настільних фрезерних станків. Сборник научных трудов МНТК №84, Польша, 2012.–С.12–16.
3. Кузнецов Ю.Н. Учебно-исследовательская лаборатория малогабаритных станков с компьютерным управлением на модульном

принципе //Технічні науки та технології, №1(3), Чернігів. 2016.– С.15–24.

4. Ямамура С. Теория линейных асинхронных двигателей: Монография /С.Ямамура. – Л.: Энергияатомиздат, 1983.–180с.

5. <https://rdm24.ru/products/frezernye-stanki/srm-20/>

6. <http://selectelement.ru/total-block/electric-motors/linear-motor.php>

7. http://www.zetek.ru/products/the_companys_products_hiwinmikro/linear_motor/shaft_motors/

8. http://www.comsol.ru/katalog/elektrodvigateli/siemens/linejnye_dvigateli_1fn3_siemens.html

9. «LinMot» <https://linmot.com/>

УДК 621.22

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,

В.Б. Самородов, д-р техн. наук,

Е.Н. Цента, канд. техн. наук

Национальный технический университет «ХПИ»,

Г.А. Аврунин, канд. техн. наук

Харьковский национальный

автомобильно-дорожный университет

МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИКИ ПУСКА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Очередным этапом расширения области применения объемных гидроприводов (ОГП) вращательного движения стало создание учеными и специалистами НТУ «ХПИ» впервые в Украине двухпоточной гидромеханической бесступенчатой трансмиссии для колесных тракторов ХТЗ [1]. Трансмиссия включает планетарный редуктор, ОГП из двух аксиальнопоршневых гидромашин с машинным способом регулирования (насос с регулируемым и гидромотор с постоянным рабочим объемом). Двухпоточная трансмиссия обеспечивает технологический и транспортный режимы работы трактора. Опытно-экспериментальные работы, предшествовавшие

созданию натурного образца трансмиссии, показали на необходимость углубленного исследования рабочего процесса ОГП и в первую очередь пуска и выхода на установившийся режим. При этом важны такие показатели качества переходных процессов по давлению рабочей жидкости (РЖ) в нагнетательной магистрали и частоте вращения вала гидромотора как: статическая ошибка; время регулирования; величина и время перерегулирования; число колебаний и время затухания [2]. Динамические характеристики ОГП существенно влияют на эргономику и долговечность узлов трактора.

Авторами предложен способ снижения негармонических колебаний выходных переменных давления и частоты вращения гидромотора на основе разработанной математической модели ОГП с вводом в ее состав эвристического модуля стадийного внешнего нагружения с постоянной и переменной составляющими нагрузки. Математическая модель включает имитационный модуль устройства управления наклонным диском аксиальнопоршневого насоса, линейный модуль распределения номинальных статических объемных потерь при переходных процессах и вычислительный модуль двухфазной рабочей жидкости [3].

Динамическое моделирование ОГП показало, что при увеличении соотношения момента сопротивления при страгивании к полному моменту сопротивления трактора в два раза от 0,125 до 0,25 интенсивность колебания давления не возрастает. В тоже время снижение газосодержания в РЖ приводит к пропорциональному снижению пиков давления и росту частоты колебаний, что следует считать позитивной тенденцией для повышения долговечности гидропривода двухпоточной трансмиссии колесного трактора.

Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке новых гидроприводов, анализе динамических характеристик гидрофицированных машин, а также в учебном процессе университетов с углубленным изучением студентами объемного гидропривода.

Список использованных источников:

1. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, В.Б. Самородов; під ред. Г.А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
2. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков / Б.Л. Коробочкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
3. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87–93.

УДК 625.42:625.143

О.О. Овчинников, канд. техн. наук
Український державний університет
залізничного транспорту,
Ю.В. Булгаков, канд. техн. наук
КП «Харківводоканал»

ВИЗНАЧЕННЯ ПРИРОДИ ЗНОШУВАННЯ ПІДРЕЙКОВИХ ПІДКЛАДОК У КОЛІЇ МЕТРОПОЛІТЕНУ

У роботі розглядаються питання, пов'язані з визначенням природи процесів, що призводять до зношення елементів підкладок у метрополітені. Наведено аналіз наявних факторів, що впливають на процес зношення взагалі, та доводи у визначенні причин підвищеного зношення. До найважливіших елементів верхньої будови колії належить проміжне скріплення. Інтенсивність розладів рейкової колії та витрати на їх усунення значною мірою залежать від його улаштування

Загальний вигляд характеру зношення зовнішньої реборди підкладки у сполученні «кромка підшви рейки – підкладка» в колії метрополітену наведено на рисунок 1.

Взаємодію сполучення «кромка підшви рейки – підкладка» зафіксовано відео спостереженням та пошуковими дослідженнями в тунелі метрополітену, визначено основні його характеристики: тип відносного переміщення, характер проміжного середовища, основний механізм спрацювання та ін. Взаємодії сполучення «кромка підшви

рейки – підкладка» зафіксовано відео спостереженням та пошуковими дослідженнями в тунелі метрополітену, визначено основні його характеристики: тип відносного переміщення, характер проміжного середовища, основний механізм спрацювання та ін.

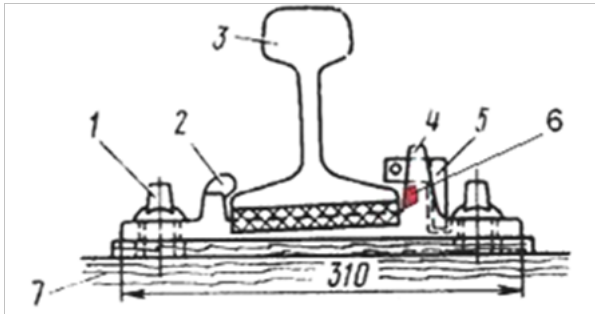


Рисунок 1 – Схема скріплення типу «Метро»: 1 – шуруп; 2 – лапа; 3 – рейка; 4 – висока реборда; 5 – маятниковий штир; 6 – місце зношення; 7 – дерев'яна шпала або коротши.

Відносне переміщення викликається вібрацією рейки внаслідок її вигину під колісними парами рухомого складу. До характеристик вібраційного процесу в даному випадку можна віднести амплітуду та частоту коливань.

Оскільки переміщення поверхонь тертя «кромка підшви рейки – підкладка» супроводжується багатократним повторним деформуванням мікрошарів поверхні тертя (поверхневого шару), то таке явище є характерним для втомлювального зношення, а воно притаманне не тільки парам тертя, а також і тертю ковзання. На першому етапі шляхом натурних спостережень та аналізу науково – дослідних робіт у цій галузі вивчаються основні фізичні процеси, притаманні видам зношення, характерним для сполучення «кромка підшви рейки – підкладка». На другому етапі шляхом спостереження за характером спрацювання (подряпини, тріщини, плівки окисів і т. ін.), а також використовуючи дані про інтенсивність зношення, режими роботи сполучення, обґрунтовуються висновки про вид зношення та розробляються заходи з підвищення довговічності підрейкових підкладок. Якщо розглядати вплив тиску в зоні контакту

«кромка підшви рейки – реборда підкладки», то слід очікувати такого характеру змінення зношування. Зі зростанням тиску до певної величини зношення повинно збільшуватись, а потім зменшуватись за експоненціальною залежністю.

На основі аналізу можливих видів зношення сполучення «кромка підшви рейки-реборда підкладки» та умов експлуатації цього сполучення в метрополітені можна визначити критерії зношення та параметри, які доцільно врахувати при проведенні лабораторних та натурних досліджень в тунелі (таблиця 1).

Таблиця 1 – Критерії, що визначають зношення та параметри сполучення «кромка підшви рейки – реборда підкладки», які підлягають дослідженню в лабораторних та натурних умовах

№ з/п	Експлуатаційні умови роботи сполучення	Основні фізичні процеси	Критерії, що визначають зношення
1	Знакозмінні навантаження, багаторазово повторювані у процесі руху поїздів, з урахуванням криволінійного руху	Розривання зв'язків кристалічної структури поверхонь тертя, що викликане розвитком деформацій стиснення та розтягування	Число циклів навантаження до моменту руйнування
2	Відносне проковзування сполучених поверхонь, викликане вібрацією, зворотно-по-ступальним рухом	Зчеплення, окиснення, корозія та втомлювальне руйнування. Електрохімічний процес	Навантаження, тиск, амплітуда, частота коливань

Список використаних джерел

1. Алябьев А.Я. Методы защиты деталей от фреттинг-коррозии / А.Я. Алябьев // Надежность и долговечность авиационных газотурбинных двигателей: сб. науч. тр. – Киев: КИИГА. – Вып. 1. – 1971. – С. 58–62.

2. Голего Н.Л. Исследование механизма фреттинг–коррозии / Н.Л. Голего и др. // Проблемы трения и изнашивания: сб. науч. тр. – Вып. 1. – К.: Техника, 1971. – С. 119–127.

3. Лысыков Е.Н., Воронин С.В. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем – Харьков, ЭДЭНА, 2009. – 274 с.

4. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем: учебник для вузов / В.А. Зорин. – М.: Магистр-Пресс, 2005. – 536 с.

УДК 621.865

В.Б. Струтинський, д-р техн. наук,

В.В. Новак,

С.Ю. Вакуленко

Національний технічний університет

«Київський політехнічний інститут

імені Ігоря Сікорського»

БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНІ НАЗЕМНІ РОБОТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ, ЯКІ ПРИЗНАЧЕНО ДЛЯ ВИКОНАННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ З НЕБЕЗПЕЧНИМИ ОБ'ЄКТАМИ

Наземні роботизовані комплекси призначені для виконання різноманітних робіт з небезпечними об'єктами. До таких об'єктів відносяться вибухові пристрої, токсичні, радіоактивні або біологічно небезпечні речовини. Розроблення наземних роботизованих комплексів призначених для роботи з даними об'єктами є актуальним і має важливе значення для національної безпеки України. Незалежно від виду небезпечного об'єкта наземний роботизований комплекс повинен здійснювати з ним окремі операції різні по своїм функціональним характеристикам.

Перша група операцій відноситься до розвідувальних (оглядових) і полягає у попередньому вивченні небезпечного об'єкта. В процесі проведення розвідувальних операцій здійснюється не лише огляд об'єкта, а і встановлення його точного положення, орієнтації в просторі, визначаються точні розміри об'єкта шляхом 3D сканування. Перша група операцій є основою для розроблення стратегії роботи з небезпечним об'єктом.

Друга група операцій включає ряд підготовчих робіт з об'єктом. Зокрема здійснюється очищення об'єкта від бруду, переміщення або зміна його положення, відділення окремих частин об'єкта, або встановлення захисних пристроїв, допоміжних пристроїв, систем спостереження, охорони, тощо.

До третьої групи операцій відносять технологічні операції, які включають безпосередню роботу об'єктом. Можливі операції механічної та фізико-технічної обробки з використанням спеціальних інструментів і пристосувань. Доцільним є виконання слюсарних операцій за допомогою спеціальних пристроїв. Дана група операцій потребує різноманітного обладнання і оснащення. Необхідною є розроблення та реалізація спеціальних технологічних процесів.

Остання група операцій включає завершальні роботи з небезпечним об'єктом. До них в першу чергу відносяться транспортування об'єкта або зміна його положення. На завершальних стадіях роботи з об'єктом встановлюється його технічний стан та рівень небезпечності, формується інформація про об'єкт.

Загалом наземний роботизований комплекс повинен виконувати кілька десятків різноманітних функцій без участі людини. Наземні роботизовані комплекси мають незначну масу (до 100 кг) та габарити (до 1 м). Переміщення і позиціонування роботизованого комплексу відбувається у складних дорожніх умовах. При роботі з небезпечними об'єктами роботизований комплекс знаходиться у невизначеному положенні.

Це впливає на працездатність та функціональні можливості комплексу. Тому особливу увагу при розробленні наземного роботизованого комплексу необхідно приділити його прохідності та забезпеченню точності орієнтації та стабілізації положення комплексу при роботі з об'єктом.

Враховуючи особливості комплексів, що наведені вище, обрано напрямок вдосконалення наземних роботизованих комплексів. Даний напрямок полягає у розробленні багатофункціонального комплексу, побудованого по модульному принципу. Окремі модулі є спеціалізованими і призначеними до виконання окремих функцій, таких як переміщення, орієнтація в просторі, можливість спостереження і зв'язку та функції маніпулювання об'єктами. Модулі призначені

для здійснення операцій механічної обробки мають спеціальні пристосування, набір інструментів, засоби вимірів та контролю.

Модулі наземного роботизованого комплексу є універсальними і з'єднуються в необхідній конфігурації. Це забезпечує гнучкість реалізації стратегії роботи з небезпечними об'єктом. При цьому суттєво підвищується якість виконання окремих функцій наземного роботизованого комплексу.

Для перевірки запропонованого напрямку вдосконалення наземних роботизованих комплексів розроблено експериментальний зразок багатофункціонального модульного наземного роботизованого комплексу. Він включає колісний модуль із маніпулятором обмеженої вантажопідйомності. Даний модуль призначений для діагностичних операцій з небезпечними об'єктами, зокрема огляду та 3D сканування. Модуль з гусеничним рушієм забезпечує виконання основних підготовчих та технологічних операцій. Він оснащений маніпулятором підвищеної вантажопідйомності та засобами для механічної обробки об'єкта. Високообертовий пневмошпindel дає можливість виконувати фрезерувальні операції. Електромеханічні шпindelні головки призначені для здійснення різноманітних технологічних операцій.

УДК 621.9.06

С.В. Струтинський, д-р техн. наук
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СФЕРИЧНИХ ШАРНІРІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОРІДИННИХ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ

Сферичні аеростатичні шарніри є ефективною елементною базою просторових систем приводів. Їх перевагами є екологічність та висока точність. Розроблено ряд конструкцій регульованих аеростатичних шарнірів, які додатково виконують функції приводів мікропереміщень.

Сферичні аеростатичні шарніри мають чимало недоліків. Основним з них є низька демпфіруюча здатність, схильність до виникнення автоколивань, можливість механічного контакту деталей при високих навантаженнях.

Характеристики аеростатичних шарнірів можна суттєво поліпшити використавши в якості робочого середовища газо-рідинну суміш. Для цього шарнір герметизується за допомогою еластичного кожуха. В нижній частині порожнини шарніра поміщається обмежений об'єм змащувальної рідини, який за допомогою ежектора подається в щілину шарніра і розповсюджується в ній за допомогою струменевої системи керування. При цьому в щілині шарніра формується газо-рідинна суміш, що включає дисперговані частинки рідини. Повітря до аеростатичних опор шарніра подається від пневмомагістралі. В герметичній порожні шарніра створюється невеликий надлишковий тиск. Повітря з порожнини видаляється через проточну систему регенерації змащувальної рідини. Система включає циклон для осаджування крапель рідини і повернення її в нижню частину порожнини шарніра. Крім циклона в системі регенерації наявний пластинчастий електростатичний фільтр для відділення мікроскопічних часток рідини, які є у повітрі, що виходить із шарніра та фільтр грубої очистки, який затримує субмікроскопічні частинки мастила, що знаходяться в повітрі, яке наявне в порожнині шарніра.

Розглянуті різноманітні схеми підводу рідини в щілину шарніра. Найбільш простою і ефективною є схема подання газо-рідинної суміші в щілину шарніра за допомогою сопел встановлених по периферії окремого опорного елемента аеростатичного шарніра. Струмені суміші газу з рідиною попадають в периферійну область щілини. При цьому газо-рідинна суміш проникає в щілину на певну глибину і формує область щілини, заповнену рідиною і газом. В останньому об'ємі щілини має місце течія газу без рідини.

Раціональною є схема подання газо-рідинної суміші безпосередньо в щілину опори шарніра через отвір в одній з її стінок. Вісь отвору розташована під гострим кутом до напрямку руху повітря в щілині. Газо-рідинна суміш подається у щілину через низку отворів утворюючи області течії рідини з газом у щілині безпосередньо біля отвору і вниз по течії в щілині.

Недоліком запропонованих схем є утворення лише окремих локальних областей течії газо-рідинного середовища в щілині. Для повного заповнення щілини аеростатичної опори газо-рідинною сумішшю рідина за допомогою ежектора подається безпосередньо в магістраль живлення сферичного шарніра. При цьому в аеростатичний опорний елемент подається газо-рідинна суміш із незначною концентрацією рідини.

Проведено дослідження робочих процесів у аеростатичних шарнірах, що використовують газо-рідинне робоче середовище. Встановлено, що наявність в повітрі яке знаходиться в щілині, крапель рідини суттєво підвищує в'язкість робочого середовища, а відповідно і демпфіруючу здатність шарніра. При цьому зменшується інтенсивність автоколивань шарніра, що дає можливість підвищити номінальний тиск живлення. Підвищення тиску живлення збільшує несучу спроможність шарніра, а це знижує його масу і габарити.

Виготовлено і апробовано дослідний зразок сферичного шарніра в якому використано газо-рідинне робоче середовище. Підтверджена ефективність розробленої конструкції.

УДК 62.525

**О.П. Губарев, д-р техн. наук,
О.С. Ганпанцурова, канд. техн. наук,
С.Ю. Космина,
К.С. Голіченко**
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

МОБІЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ГАЗОГОНІВ

Сучасні мережі міського газопостачання нараховують тисячі кілометрів газогонів різних діаметрів, які постійно задіяні в роботі. Зважаючи на великий термін їх експлуатації, все частіше виникають проблеми з розгерметизацією газогонів, які потребують негайного втручання фахівця, і є вкрай небезпечними і мають бути локалізовані в найкоротший термін. Все це викликало необхідність здійснення

технічної діагностики стану газогонів без виключення з експлуатації. Відомі технічні рішення для розв'язку подібних задач у трубопроводах магістральних газогонів [1, 2]. Але ці пристрої налаштовано на діаметри трубопроводів більше 0,3 м, у той час, як міські мережі оснащено трубопроводами значно менших діаметрів і які відрізняються значно меншим тиском газу, що у середньому складає 0,3 МПа.

Задачею розробки було створення мобільного пристрою для визначення стану міських газових мереж. На основі аналізу геометричних характеристик газогонів було визначено умови щодо кінематичної схеми рухомого пристрою, а саме: діаметр 80–150 мм, кути повороту до 90° з радіусом не меншим 5–7 діаметрів, пошкодження внутрішньої поверхні з максимальним лінійним розміром, що не перевищує 20 мм. Було запропоновано використати перепад тиску на приладі у якості джерела живлення для пневматичних виконавчих пристроїв та використовувати рух тільки в супутньому напрямку з спеціальними камерами-шлюзами для входження пристрою в газогін та для його вилучення.

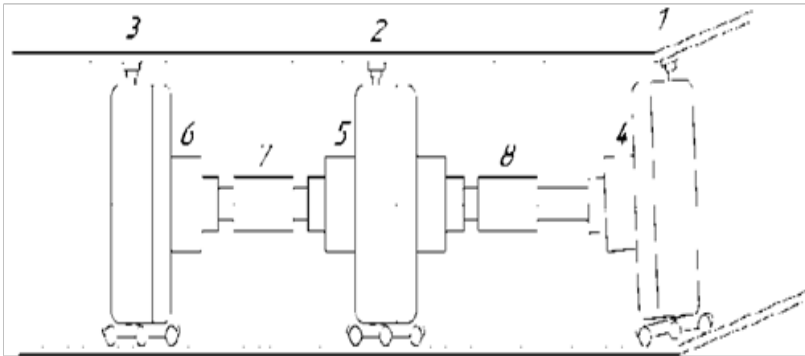


Рисунок 1 – Схема розташування пневмоциліндрів на модульному мобільному пристрої, де 1, 2, 3 – притискні приводи; 4, 5, 6 – поворотні приводи; 7, 8 – приводи переміщення

Розроблена система розпочинає роботу з 1-го циліндра (рисунок 1), що вимикає фіксацію третьої секції. Далі, за допомогою перепаду тиску на дросельній заслінці, керованій циліндром 4, відбувається пересування першої секції циліндром 8. Після того як секція зайняла

крайню позицію, відбувається повернення циліндра 4 в початкове положення, після чого відбувається фіксація третьої секції за допомогою притискних циліндрів 1. Аналогічним чином відбувається послідовне пересування усіх секцій і рух пристрою:

Для запропонованого мобільного пристрою розроблено алгоритм та програму керування в режимі автономної дії. Наступним етапом є перевірка працездатності системи пневматичних приводів та системи керування засобами комп'ютерної симуляції.

УДК 629.735.064.03

Ю.С. Головка, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СХЕМИ ФІЛЬТРУВАННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОСИСТЕМИ ЛІТАКА НА ЇЇ ОЧИЩЕННЯ

Чимало дослідників вважає, що зі збільшенням нальоту повітряного судна (ПС) сумарна концентрація забруднювача в робочій рідині гідросистеми зростає. Виходячи з цієї концепції регламентом технічного обслуговування гідросистем низки літаків передбачається періодична заміна робочої рідини протягом відпрацювання ПС міжремонтного строку служби (або ресурсу до першого ремонту).

Проте зазначено, що з плином часу сумарна концентрація забруднювача в гідросистемі стабілізується, рівень стабілізації визначається досконалістю застосовуваної на ПС системи фільтрації [1]. Динаміка забрудненості робочої рідини може бути охарактеризована аналітичним виразом [2,3]:

$$n_c = n_0 \exp\left(-\phi K \frac{Q}{V} t\right) + \frac{n_{\Pi}}{\phi K} \left[1 - \exp\left(-\phi K \frac{Q}{V} t\right)\right] \quad (1)$$

де n_c – сумарне число часток певного розміру в одиниці об'єму робочої рідини; n_0 – число цих частинок на початку експлуатації; ϕ – коефіцієнт відфільтрування частинок певного розміру; K – відношення витрати робочої рідини, що проходить через фільтр, до загальної витрати в

гідросистемі Q ; V – об’єм рідини в системі; t – час; n_n – число часток, що надходять в одиницю об’єму робочої рідини за один повний прохід рідини.

Аналіз виразу (1) свідчить, що зміна забрудненості робочої рідини гідросистеми відбувається за експоненціальним законом і при досить великому напрацюванні (більше 100 л.г.) асимптотично наближається до значення

$$n_c = n_n / (\varphi K) \quad (2)$$

Проведені дослідження підтверджують, що рівень забрудненості робочої рідини гідросистеми, який визначається за виразом (2), залежить від коефіцієнта відфільтровування φ , а також від схеми і місця включення фільтра тонкого очищення в систему.

Для випадку, коли $n_c = n_\phi$, де n_ϕ – число часток певного розміру в одиниці об’єму рідини, затриманих фільтром, рівень забрудненості в гідросистемі стабілізується і дорівнює початковому. З виразу (1) можна визначити, що в систему надходить в цьому випадку частинок кожного розміру. При рівень стабілізації забрудненості підвищується, а при – знижується. Таким чином, з урахуванням (1.2) можна зробити висновок, що заміна робочої рідини в гідросистемі ПС у процесі його експлуатації через 1000–3000 л год з метою зменшення забрудненості системи недоцільна, оскільки рівень забрудненості визначається ефективністю системи фільтрації.

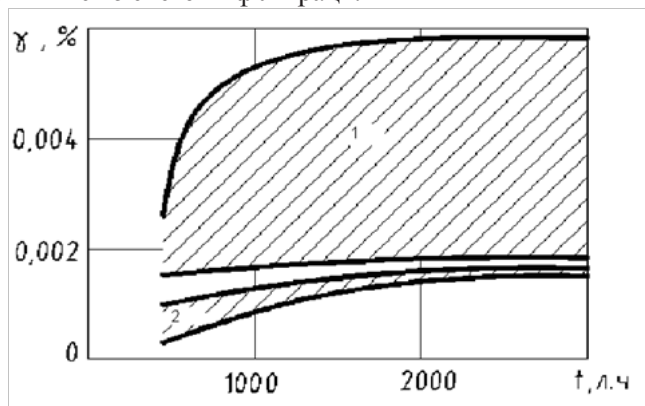


Рисунок 1 – Залежність забрудненості робочої рідини правої (1) і лівої (2) гідросистем літака від напрацювання

На рисунку 1 показано залежності об'ємної концентрації часток забрудненої робочої гідрорідини літака, що має дві незалежні гідросистеми, в яких встановлені насоси різних типів і застосовані різні схеми фільтрації від напрацювання [4]. Права система оснащена насосами регульованої подачі і частина рідини потрапляє до баку гідросистеми через дросель постійної витрати нефільтрованої. У лівій гідросистемі встановлено насоси постійної подачі з автоматами розвантаження насосів, а фільтр тонкого очищення включений в схему відразу ж після насоса постійної подачі і так відбувається повнопотокове фільтрування робочої рідини.

Список використаних джерел

1. Белянин П.Н., Черненко Ж.С. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1964. – 294 с.
2. Гагушкин А.А., Никитин Г.А., Головки Ю.С. О загрязненности гидравлических систем. – Вестник машиностроения. – М.: 1968. – №5– С. 32–34.
3. Головки Ю.С. Исследование загрязненности рабочей жидкости гидросистем вертолетов / В кн.: Вопросы надежности гидравлических систем летательных аппаратов. – Киев: КИИГА, 1977. – 118 с.
4. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головки и др.; Под редакцией Т.М. Башты. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.

УДК 62–82:631.3:621.659

**М.І. Іванов, канд. техн. наук,
О.М. Переяславський, канд. техн. наук,
Р.О. Гречко**
Вінницький національний аграрний університет

ЗАСТОСУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ КЛАПАНІВ НЕПРЯМОЇ ДІЇ У КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ90

Аналіз конструкцій сучасних вітчизняних та зарубіжних сільськогосподарських, дорожньо-транспортних та комунальних машин показав, що гідропривод є однією з систем, які найбільше впли-

вають на надійність гідрофікованих машин. Типовим прикладом такого гідропривода є гідростатична трансмісія типу ГСТ90. Застосування гідростатичних трансмісій даного типу забезпечує широкий діапазон зміни числа обертів виконавчого гідродвигуна. Безступінчасте регулювання швидкості дає можливість найбільш ефективного використання потужності двигуна, що відповідає вимогам енергозбереження.

Гідростатична трансмісія в якості привода ходу дозволяє забезпечити плавний розгін і малу швидкість, необхідну для сільськогосподарських та інших мобільних машин, оскільки вихідна частота обертання робочого органу може бути нижчою одного оберту за хвилину [1].

Сучасні тенденції розвитку об'ємних гідроприводів, до яких відноситься гідростатична трансмісія типу ГСТ90, спрямовані на підвищення тисків в системі, швидкісних та питомих навантажень, що призводить до виникнення задач по підвищенню якості роботи даних приводів.

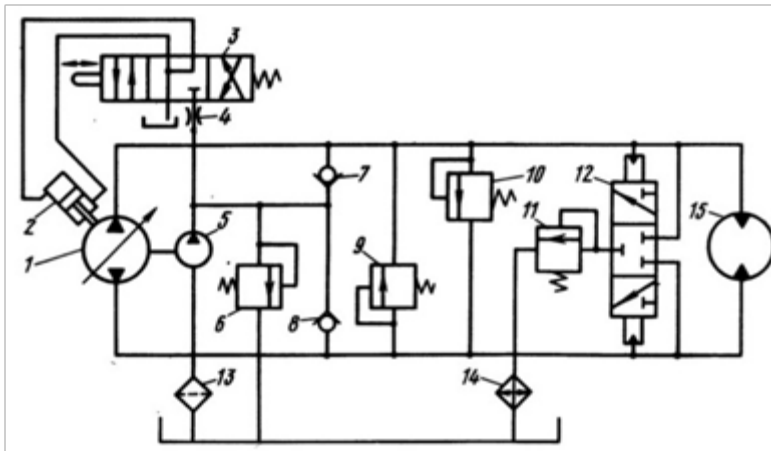


Рисунок 1 – Гідравлічна схема гідростатичної трансмісії: 1 – насос; 2 – гідроциліндр; 3 – розподільник; 4 – дросель; 5 – насос підживлення; 6, 9, 10 – запобіжні клапани; 7, 8 – зворотні клапани; 11 – переливний клапан; 12 – шунтуючий розподільник; 13 – фільтр; 14 – охолоджувач, 15 – гідромотор

Типова гідравлічна схема гідростатичної трансмісії (рисунок 1) включає регульований насос 1 з насосом підживлення 5 та зворотними клапанами 7,8 і нерегульований гідромотор 15, всмоктувальну і напірну гідролінії. При реверсі чи русі самохідної машини по інерції, або на спуску всмоктувальна лінія виконує функції напірної, а напірна – всмоктувальної. Для попередження перевантаження гідростатичної трансмісії в кожній гідролінії встановлені запобіжні клапани, які обмежують максимальний тиск у гідролінії під навантаженням.

Виробники гідростатичних трансмісій в даний час приділяють значну увагу конструкціям запобіжних клапанів, якість характеристик яких суттєво впливає на працездатність усього привода. У конструкції гідроприводів минулих років широко використовуються запобіжні клапани прямої дії. На сьогодні для гідростатичної трансмісії, що працює при піковому тиску 400–500 бар, використовувати клапан прямої дії нерационально, через те що він повинен містити пружину, розраховану на значну силу стиснення. Також недоліком клапанів такого типу є суттєве зростання тиску з ростом витрат рідини через клапан і нестійкість в роботі, особливо при високому тиску. Відсутність в конструкції цих клапанів елементів демпфірування робить їх дуже чутливими до коливань тиску.

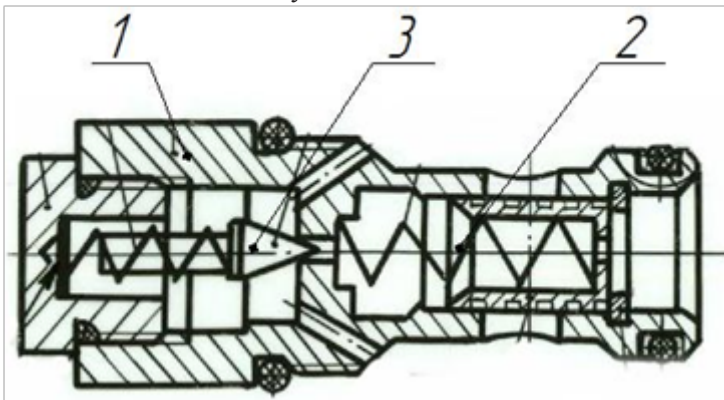


Рисунок 2 – Клапан непрямої дії 1 – корпус; 2 – головний клапан;
3 – допоміжний клапан

Для усунення значних недоліків застосовують клапани непрямої дії (рисунок 2), в яких для управління основним клапаном 2 використовують допоміжний голчастий клапан 3. В результаті демпфуючої дії отворів, розташованих в запірно–регулюючому елементі, відсутні коливання останнього і, отже, коливання тиску в напірній гідролінії.

У зв'язку з тим, що в даний час існує тенденція по розширенню діапазона зміни параметрів, які визначають роботу гідростатичної трансмісії, актуальності набуло дослідження та обґрунтування раціональних значень параметрів запобіжних клапанів, які забезпечують задану якість характеристик роботи гідростатичної системи – стійкість, неколивальний режим роботи запірно–регулюючого елемента, при зміні технологічного та інерційного навантажень на вихідних ланках даного гідроагрегата. Ефективне рішення даної задачі, звичайно, забезпечується шляхом математичного моделювання. Запропоновано математичну модель, яка описує роботу гідростатичної трансмісії із запобіжним клапаном непрямої дії і включає рівняння нерозривності потоків робочих рідин та рівняння діючих сил та моментів на робочих органах.

Система рівнянь нерозривності потоків на характерних ділянках гідростатичної трансмісії має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_n = Q_1 + Q_3 + Q_{\text{вит1}} + Q_{\text{пр1}} + Q_{\text{деф1}} + Q_{\text{тз1}}; \\ Q_{\text{гм}} = Q_{\text{пр2}} + Q_2 + Q_4 + Q_{\text{вит2}} + Q_{\text{деф2}} + Q_{\text{тз2}}; \\ Q_n = Q_{\text{к01}} + Q_{\text{к02}} + Q_{\text{к1}} + Q_{\text{витп}} + Q_{\text{дефп}}; \\ Q_{\text{пр}} = Q_{\text{пер}} + Q_{\text{впер}} + Q_{\text{вит.пер}} + Q_{\text{деф4}}; \quad Q_{\text{к2}} = Q_{\text{к04}} + Q_{\text{вит3}} + Q_{\text{деф3}}; \\ Q_{\text{к3}} = Q_{\text{к03}} + Q_{\text{вит3}} + Q_{\text{деф3}}; \quad Q_{\text{дрен}} = Q_{\text{пер}} + Q_{\text{к1}} + Q_{\text{деф5}} \end{array} \right. \quad (1)$$

де Q_n – подача насоса, $Q_1, Q_3, Q_{\text{вит1}}, Q_{\text{пр1}}, Q_{\text{деф1}}, Q_{\text{тз1}}$ – витрати в гідролінії високого тиску; $Q_{\text{гм}}$ – витрата робочої рідини, яку споживає гідромотор; $Q_{\text{пр2}}, Q_2, Q_4, Q_{\text{вит2}}, Q_{\text{деф2}}, Q_{\text{тз2}}$ – витрати в гідролінії низького тиску; Q_n – подача насоса підживлення; $Q_{\text{к01}}, Q_{\text{к02}}, Q_{\text{к1}}, Q_{\text{витп}}, Q_{\text{дефп}}$ – витрата в порожнинах насоса підживлення; $Q_{\text{пер}}, Q_{\text{впер}}, Q_{\text{вит.пер}}, Q_{\text{деф4}}$ – витрата рідини у порожнинах переливного клапана; $Q_{\text{к2}}, Q_{\text{к04}}, Q_{\text{вит3}}, Q_{\text{деф3}}$ – витрата рідини у порожнинах запобіжного клапана; $Q_{\text{дрен}}, Q_{\text{деф5}}$ – витрата робочої рідини у гідролінії дренажа.

Система рівнянь сил та моментів на механічних ланках гідростатичної трансмісії має наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{K1} = C_{K1} \times \Delta x_{K1} + m_{K1} (d^2x_{K1}/dt^2) + \beta_{K1} (dx_{K1}/dt); \quad F_{K2} = C_{K2} \times \Delta x_{K2} + m_{K2} (d^2x_{K2}/dt^2) + \beta_{K2} (dx_{K2}/dt); \\ F_{K3} = C_{K3} \times \Delta x_{K3} + m_{K3} (d^2x_{K3}/dt^2) + \beta_{K3} (dx_{K3}/dt); \quad F_{K4} = C_{K4} \times \Delta x_{K4} + m_{K4} (d^2x_{K4}/dt^2) + \beta_{K4} (dx_{K4}/dt); \\ F_{т.з.} = C_3 \times \Delta x_3 + m_3 (d^2x_3/dt^2) + \beta_3 (dx_3/dt); \quad M_{ГМ} = I \times (d^2\varphi/dt) + \beta_{ГМ} \times (d\varphi/dt) + M_{техн} \end{array} \right. (2)$$

де: F_{K1} , F_{K2} , F_{K3} , F_{K4} – сили гідростатичного тиску, які діють на запірно-регулюючі елементи запобіжних клапанів, C_{K1} , C_{K2} , C_{K3} , C_{K4} – жорсткості указаних клапанів, Δx_{K1} , Δx_{K2} , Δx_{K3} , Δx_{K4} – переміщення запірно-регулюючих елементів даних клапанів відповідно, m_{K1} , m_{K2} , m_{K3} , m_{K4} – маси рухомих запірно-регулюючих елементів даних клапанів, β_{K1} , β_{K2} , β_{K3} , β_{K4} – коефіцієнти в'язкого тертя, $F_{т.з.}$ – сила, яка діє на торці золотника шунтуючого розподільника, C_3 – жорсткість пружин, установлених під торцями золотника, m_3 – маса золотника, β_3 – коефіцієнт в'язкого тертя, яке має місце при русі золотника, $M_{ГМ}$ – крутний момент, який створюється перепадом тисків в його порожнинах, I – зведений момент інерції на валу гідромотора, $M_{техн}$ – момент технологічного навантаження на валу гідромотора.

У процесі моделювання проаналізовано вплив конструктивних параметрів запобіжного клапана непрямої дії на забезпечення стійкого режиму роботи гідростатичної трансмісії. Показано перспективність вирішення поставленої задачі шляхом оптимального вибору параметрів основного клапана та його пружини.

Список використаних джерел

1. Погорілець О.М. Гідропривод сільськогосподарської техніки // Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. – 368 с.

КОМПЛЕКС ТЕХНІЧНИХ ТА ПРОГРАМНИХ ЗАСОБІВ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ВИДАЛЕННЯ ВІДХОДІВ ЛІТАКА ЯК ЧАСТИНА КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ

Сучасну розробку авіаційної техніки неможливо уявити без широкого застосування інформаційних технологій, які мають суттєвий вплив на процес проектування техніки. Наразі у багатьох проектних організаціях здійснюється впровадження засобів автоматизації комп'ютерного проектування лише для вирішення тільки деяких особливо складних завдань. Проте, сучасні тенденції авіабудування, а саме зміни методів і підходів до проектування та підтримки виробів у експлуатації потребують реалізація комплексної автоматизації, що пронизує усі етапи життєвого циклу виробу.

Проектування будь-якої системи на борту літака є складним, багатофакторним завданням, що полягає в пошуку і знаходженні оптимального співвідношення параметрів роботи системи. Однією з таких систем є система видалення відходів, яка забезпечує потрібний комфорт людей. Одним з важливих завдань є розробка технічних та програмних засобів розрахунку системи видалення відходів, які дозволять вирішувати питання пов'язані з проектуванням системи та літака в цілому, що дозволить забезпечити скорочення часу для виконання етапів розробки системи, та покращить якість проектування.

Метою роботи є створення комплексу технічних і програмних засобів розрахунку системи видалення відходів літака які є складовою комп'ютерно-інтегрованої технології проектування системи видалення відходів. Даний комплекс в свою чергу повинен гармонізувати із загальним комплексом проектування літака і повинен взаємодіяти на різних рівнях і етапах розробки, включаючи зв'язок з проектними вимогами, вхідними даними, зонним розподілом, графіками робіт і т.д.

В процесі досліджень та проектування системи видалення відходів літака Ан-148 запропоновано комплекс технічних та програмних засобів розрахунку системи який дозволяє виконати попередні

розрахунки системи виходячи з первинних даних літака, та проводити послідовний розрахунок системи і при необхідності корегувати розрахунки при зміні карти даних літака чи вимог.

Розрахунковий комплекс, основою якого є розрахункові модулі для розрахунку складових частин системи (трубопроводи, баку відходів, розрахунку системи вакуумізації), розроблений на базі стандартних програмних засобів (таких як MathCAD, ANSYS, NX, NASTRAN).

В роботі викладено створений комплекс технічних та програмних засобів розрахунку, який ще з етапу попередньої розробки проекту літака може дати проектувальнику якісні характеристики для аналізу системи та створення технічних вимог і технічних завдань. Комплекс технічних та програмних засобів розрахунку охоплює весь необхідний перелік розрахунків системі видалення відходів а також визначає місце кожного розрахунку у ланцюзі створення системи.

Список використаних джерел

2. Егер, С.М. Проектирование самолетов: Учеб.для вузов[Текст]/ С.М. Егер, В.Ф. Мишин, Н. К. Лисейцев и др.; 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 616 с.

3. Братухин, А.Г. CALS (Continuous Acquisition and Lifecycle Support – непрерывная информационная поддержка жизненного цикла изделия) в авиастроении [Текст] /А.Г. Братухин, Ю.В. Давыдов, Ю.С. Елисеев, Ю.Б. Павлов, В.И. Суров; Под. ред. д-ра техн. наук, проф., засл. деятеля наук РФ А.Г. Братухина. – М.: МАИ, 2000. – 304 с.

4. Вермишев, Ю.Х. Методы автоматического поиска решений при проектировании сложных технических систем [Текст]/ Ю.Х. Вермишев. – М.: Радио и связь, 1982. – 152 с.

5. Розанов, Л.Н. Вакуумная техника: Учеб.для вузов по спец. «Вакуумная техника [Текст]/ Л.Н. Розанов; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1990. – 20 с.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ТА ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АДАПТИВНОГО МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДУ

У гідроприводах мобільних машин має місце використання декількох регуляторів. Вони працюють в умовах, що характеризуються зміною навантажень та швидкісних режимів в широких діапазонах. В таких гідроприводах на робочі органи та золотники регуляторів діють сили тертя, а робоча рідина та трубопроводи є податливими. Все це породжує проблему забезпечення стійкості мехатронних гідроприводів на стадії проектування [1].

Представлена схема мехатронногогідропривода (рисунок 1) на основі регульованого насоса 1. Гідропривод забезпечує одночасну роботу гідроциліндра 10 та гідромотора 9. Швидкості руху гідроциліндра та гідромотора регулюються в широких діапазонах. Контролер 11 забезпечує зміну швидкості гідроциліндра при зміні навантаження на гідромоторі. Такий режим роботи мехатронногогідропривода забезпечує адаптацію до зміни зовнішніх умов. Проведено дослідження стійкості роботигідропривода. Виявлено вплив на стійкість роботи параметрів, що характеризують умови та режими роботи гідроприводу. На стійкість роботи мехатронногогідропривода впливають момент інерції на валу гідромотора, маса робочого механізму, витрата робочої рідини, зусилля на гідроциліндрі, момент на гідромоторі. Підвищити стійкість роботи гідропривода можливо за рахунок вибору дроселів регулятора насоса, коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса, коефіцієнта підсилення клапана, демпфірування клапана, величини діаметра клапана.

Нова схема адаптивного механотронногогідропривода забезпечує узгоджену величину подачі інструмента з величиною частоти обертання гідромотора основного руху. Відмічено, що в цьому випадку в

адаптивному гідроприводі виникає перехресний зв'язок, який погіршує динамічні характеристики. Запропоновано спосіб корегування сигналу перехресного зв'язку, застосування якого покращує динамічні характеристики адаптивного мехатронного гідропривода. Визначено практичні рекомендації по вибору параметрів корегувальної складової сигналу перехресного зв'язку.

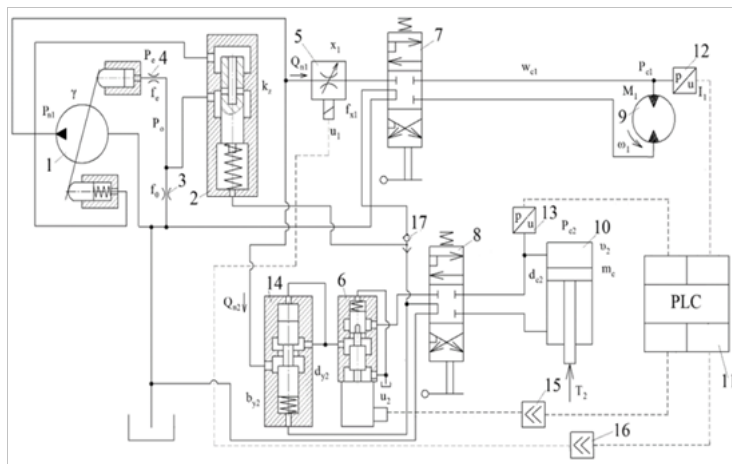


Рисунок 1 – Схема мехатронного гідропривода

Список використаних джерел

1. Козлов, Л.Г., Ю.А. Буренніков, В.Г. Пилявець, М.П. Коріненко, О.В. Лижов. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу // Вісник машинобудування та транспорту №1(9), 2019. – С. 66 – 76.
2. Kozlov L. Energysaving mechatronic drive of the manipulator // Buletinul institutului politehnic Din Iasi. – Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011, – P. 231 – 239. Включено в Index Copernicus, Ulrich's International Periodicals Directory.

ЗБІЛЬШЕННЯ НАДІЙНОСТІ БОРТОВОГО ГІДРОКОМПЛЕКСУ АН-148

Економічні чинники, необхідність підвищувати надійність і безпеку польотів, а також задовольняти постійно зростаючі екологічні вимоги багато у чому визначають напрямки розвитку авіації. Природно, що подальше вдосконалення авіаційної техніки вимагає великого обсягу науково-дослідних і конструкторських робіт та відповідно усе більших капіталовкладень. Це визначає два основних напрямки розвитку сучасного цивільного авіабудування:

– модернізація існуючих літаків при відносно невеликих фінансових витратах;

– створення нового літака, що відповідає сучасним вимогам.

Основну роль у цьому процесі відіграє стан бортових гідравлічних систем, який має найбільший відсоток відмов.

Ан-148 – найсучасніший серійний пасажирський літак українського виробництва. Розробка Ан-148 здійснювалася з урахуванням сучасних вимог до безпеки і надійності. Дотримані усі міжнародні стандарти, що зробило літак однієї з найуспішніших українських розробок.

Гідросистема літака складається з двох систем, що обслуговують загальні для цих систем виконавчі механізми (циліндри управління заднім вантажним люком, циліндри стійок і т.д.). Це допоможе тільки при відмові двигуна. При пошкодженні трубопроводу залишається вірогідність витікання рідини. Щоб робоча рідина не накопичувалася у баку однієї гідросистеми, не відбувалося спорожнення бака іншої гідросистеми, потрібен агрегат вирівнювання рівня рідини. Тому пропонується наступне конструктивне вирішення даних проблем, а також в якості додаткового джерела тиску: встановлення гідротрансформатора між 1 і 2 гідросистемами.

Мотор-насос призначений для створення тиску в гідросистемі у разі відмови основних насосів або при відмові двигуна через наявності тиску в сусідній гідросистемі. При цьому допомога надається без обміну робочою рідиною.

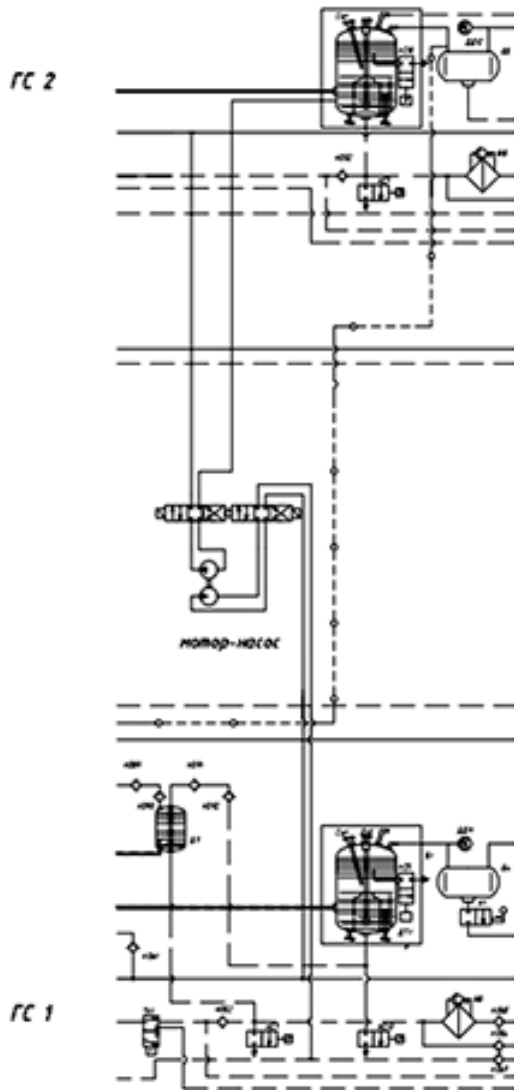


Рисунок 1 – Фрагмент принципової схеми гідравлічної системи АН-148

Агрегат є з'єднанням мотору та насоса, кожний з яких підключений до своєї системи, і їх рідинні порожнини між собою не з'єднуються. При роботі у справній гідросистемі агрегат працює у режимі гідромотора і обертає насос, який створює тиск рідини у гідросистемі, у випадку її відмови.

Подача рідини до мотора-насоса, підключеного до гідросистем, відбувається з витратних гідробаків цих систем. Порожнину високого тиску мотора-насоса підключено до напірної магістралі відповідної гідросистеми через клапан перепуску, два зворотних клапана і підпірний клапан. Підпірний клапан у вимкненому положенні закритий і не пропускає робочу рідину до мотора-насоса. У включеному положенні працює у режимі підпірного клапана, пропускаючи рідину до агрегата, якщо тиск у напірній магістралі своєї гідросистеми перевищує 160–170 кг/см², тобто включає мотор-насос в роботу на сусідню гідросистему і одночасно забезпечує перевагу по живленню споживачам своєї гідросистеми.

Таким чином, підпірний клапан забезпечує передачу в сусідню гідросистему тільки надлишкової наявної у системі потужності.

Для того, щоб мотор-насос не працював на систему, в якій стався виток робочої рідини, передбачено автоматичне відключення агрегата у випадку, якщо у гідробаку системи рівень рідини знизився до критичного.

Місце розташування мотора-насоса показано на рисунку 1.

Список використаних джерел

1. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Руководство по технической эксплуатации самолета Ан-124.
3. Руководство по технической эксплуатации самолета Ан-148–100А/В/Е.

СЕКЦИЯ 4 АРМАТУРОБУДУВАННЯ

В.А. Сидаш

Частное Акционерное Общество
«Киевское Центральное Конструкторское
Бюро Арматуростроения»

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ АРМАТУРЫ В ЧАО «КЦКБА»

Киевское Центральное Конструкторское Бюро Арматуростроения (КЦКБА) – инжинирингово-производственная машиностроительная компания, разрабатывающая и производящая трубопроводную арматуру различных видов и типов, с учетом их применения в различных отраслях промышленности, таких как общепром, химпром, авиация, космос, спецтехника. Также, изделия применяются в системах и оборудовании ТЭС, и АЭС.

Клапаны электромагнитные являются устройствами, в которых за счет преобразования электрической энергии в механическую производится перемещение запорного органа и связанных с ним элементов.

Для унификации разнообразия конструктивных решений в КЦКБА была принята своя классификация клапанов электромагнитных в общем виде:

- клапаны однопозиционные нормально-закрытого типа (НЗ) с электромагнитами втягивающими (ОВ), представлен на рисунке 1.
- клапаны однопозиционные нормально-открытого типа (НО) с электромагнитами толкающими (ОТ).
- клапаны двухпозиционные с электромагнитами двухпозиционными втягивающими (ДВ), представлен на рисунке 2.
- клапаны двухпозиционные с электромагнитами двухпозиционными толкающими (ДТ).
- клапаны двухпозиционные с электромагнитами двухпозиционными толкающе-втягивающими и с сигнализатором положения запорного органа (ДТВ).

- клапаны двухпозиционные с электромагнитами двухпозиционными толкающе-втягивающими и с сигнализатором положения запорного органа (ДТВС), представлен на рисунке 5.

В простейшем виде клапан электромагнитный (рисунок 1) состоит из:

- корпуса (трубки) электромагнита;
- обмотки (катушки);
- якоря (ползуна), на котором установлен уплотнитель;
- кожуха (магнитопровода);
- пружины;
- корпуса клапана.

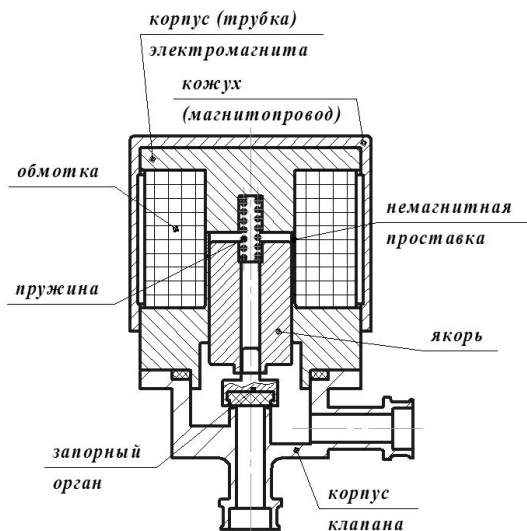


Рисунок 1 – Клапан однопозиционный с втягивающим электромагнитом

Основной сборочной единицей клапанов электромагнитных является электромагнит (далее ЭМП). В общем виде электромагниты можно разделить на следующие виды: нейтральные или поляризованные.

Нейтральными являются ЭМП, в которых перемещение якоря и его удержание происходит при подаче напряжения (независимо от направления тока), а при снятии напряжения – возвращение в исходное положение под действием возвратной пружины.

К нейтральным относятся однопозиционные электромагниты следующих типов:

- втягивающие – ОВ;
- толкающие – ОТ;
- толкающие–втягивающие – ОТВ.

ЭМП ОТ и ОТВ в отличие от ОВ имеют второй (нижний закладной стоп) магнитомягкий упор, т.е. якорь в данном случае имеет ход, ограниченный двумя упорами, что требуется учитывать при проектировании клапанов.

Дополнительно, стоит учесть, что в конструкции ОТВ может быть предусмотрено две или три катушки в отличие от конструкций ОТ и ОВ. Кроме широко известных нейтральных ЭМП постоянного и переменного тока, в КЦКБА были разработаны и внедрены поляризованные ЭМП (рисунок 2), существенно отличающиеся от нейтральных.

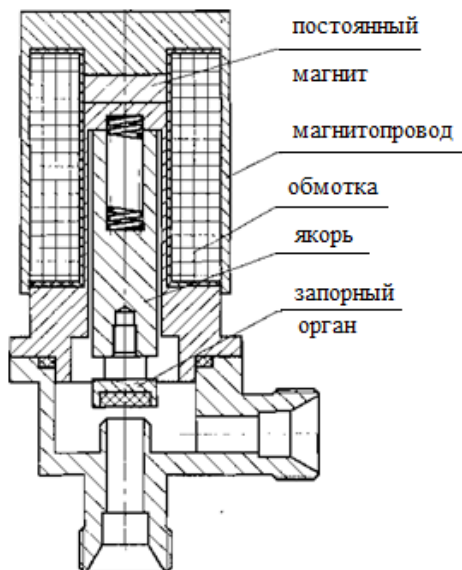


Рисунок 2 – Клапан с двухпозиционным втягивающим электромагнитом

Одной из задач поставленных перед конструкторским подразделением КЦКБА потребовала разработки электромагнитных клапанов с минимальным энергопотреблением.

Эта задача была связана с необходимостью эксплуатации электромагнитных клапанов в космических летательных аппаратах и их системах. Известно, что наименьшее электропотребление имеют клапаны импульсного управления, когда импульс тока действует лишь во время переключения клапана, а между переключениями ток не потребляется. В подавляющем случае, импульсные клапаны разрабатывались со всевозможными механическими и электро-механическими защелками. Вследствие этого клапаны имели небольшой ресурс и низкую надежность.

Известный факт залипания якорей (ползунов) электромагнитов вследствие действия остаточной намагниченности стали, был положен в основу разработки электромагнитов с фиксированием якоря у стопа.

Для усиления этого эффекта в магнитопровод был введен постоянный магнит небольшой длины, который обеспечивал сильное залипание якоря после срабатывания клапана и выключения тока.

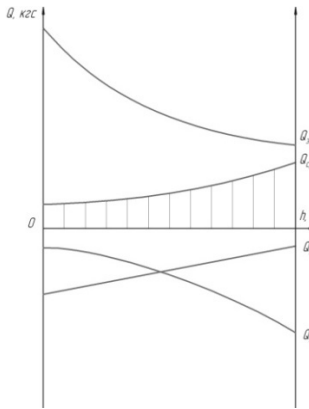
Таким образом, был создан электромагнит с единственным подвижным звеном – якорем, который имел надежность однопозиционного клапана, а управлялся импульсами.

К примеру, для срабатывания электромагнита подается импульс тока длительностью 0,3 секунды, а для отпускания – размагничивающий импульс тока такой же длительности, и пружина возвращает якорь в исходное состояние. По нашей внутренней классификации такой электромагнит называется двухпозиционным втягивающим. По такому же принципу разработаны электромагниты двухпозиционные толкающие. Сила удержания (фиксирования) достаточна для обеспечения неизменного положения якоря при действии ударных нагрузок до 100 g.

Проведенный анализ характеристик противодействующих сил привел к выводу, что возвратная пружина играет значительную отрицательную роль в общем балансе противодействующих сил. При срабатывании электромагнит тратит энергию на преодоление силы трения и силы действия от давления рабочей среды, протекающей через клапан, и в то же время вынужден тратить энергию на сжатие пружины рисунки 3 и 4.

Результаты анализа сил действующих в ЭМП различных конструкций, подтолкнули к разработке электромагнита двухпозиционного толкающего-втягивающего с сигнализатором положения запорного

органа (ДТВС) рисунок 5: с двумя катушками, одна из которых работала бы на закрытие, а другая на открытие клапана.



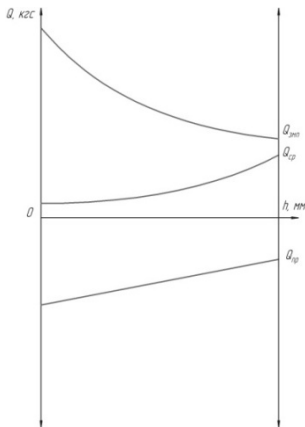
$$\Delta P \geq 0 - P_{\text{раб.тах}}$$

$$Q_{\text{п.р.}} \geq Q_{\text{у.п.л.}}$$

$$Q_{\text{Э.М.П.}} \geq (Q_{\text{с.р.тах}} + Q_{\text{у.п.л.}}) \cdot k$$

Рисунок 3 – Распределение сил в клапане электромагнитном с ЭМП по типу ОВ при подаче давления на золотник:

ΔP – диапазон давления на входе, $Q_{\text{п.р.}}$ – усилие возвратной пружины
 $Q_{\text{у.п.л.}}$ – усилие, необходимое для герметизации затвора,
 $Q_{\text{Э.М.П.}}$ – необходимое тяговое усилие ЭМП, k – коэффициент, учитывающий разброс допусков на напряжение питания, диапазон температур обмотки, вибрационные и линейные перегрузки.



$$\Delta P \geq 0 - P_{\text{раб.тах}}$$

$$Q_{\text{п.р.}} \geq Q_{\text{с.р.тах}} + Q_{\text{у.п.л.}}$$

$$Q_{\text{Э.М.П.}} \geq Q_{\text{п.р.}} \cdot k$$

Рисунок 4 – Распределение сил в клапане электромагнитном с ЭМП по типу ОВ при подаче давления под золотник

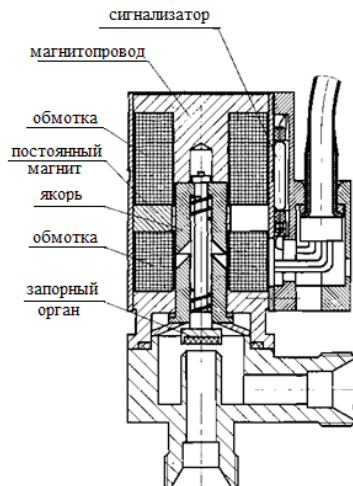


Рисунок 5 – Клапан с двухпозиционным толкающе–тягивающим электромагнитом с сигнализатором положения запорного органа.

Распределение противодействующих сил ЭМП по типу ДТВ и ДТВС представлены на рисунках 6 и 7.

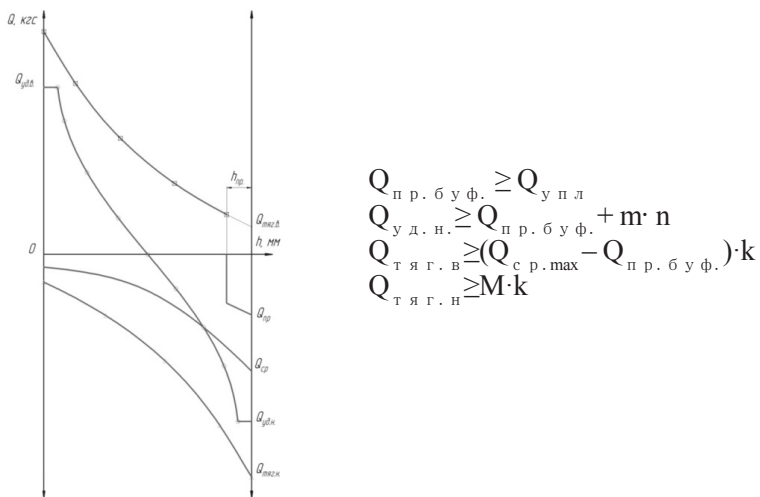
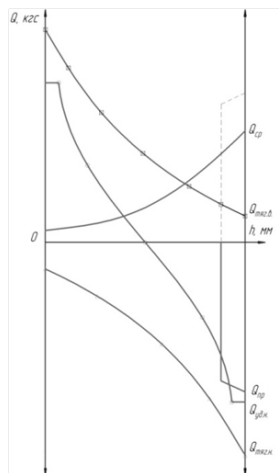


Рисунок 6 – Распределение сил в клапане электромагнитном с ЭМП по типу ДТВ(ДТВС) при подаче давления на золотник

где: $Q_{\text{пр.буф.}}$ – усилие буферной пружины; $Q_{\text{уд.н}}$ – необходимое усилие удержания у нижнего стопа; $Q_{\text{тяг.в}}$ – необходимое тяговое усилие ЭМП к верхнему стопу; $Q_{\text{тяг.н}}$ – необходимое тяговое усилие ЭМП к нижнему стопу; $m \cdot n$ – перегрузка; M – масса подвижных частей



$$\begin{aligned}
 Q_{\text{пр.буф.}} &\geq Q_{\text{сп.макс}} + Q_{\text{упл}} \\
 Q_{\text{уд.н}} &\geq Q_{\text{пр.буф.}} + m \cdot n \\
 Q_{\text{тяг.в}} &\geq (Q_{\text{сп.макс}} - Q_{\text{пр.буф.}}) \cdot k \\
 Q_{\text{тяг.н}} &\geq M \cdot k
 \end{aligned}$$

Рисунок 7 – Распределение сил в клапане электромагнитном с ЭМП по типу ОВ при подаче давления под золотник.

Фиксацию якоря с запорным органом обеспечивает постоянный магнит, размещенный между обмотками

Учитывая, что в электромагнитном клапане с электромагнитом ДТВ (ДТВС) силовая характеристика электромагнита хорошо согласуется с нагрузочной характеристикой действия среды, клапаны получились меньшей массы, чем клапаны с электромагнитами ДВ или ДТ, несмотря на то, что в электромагнитах ДТВС две катушки.

Управление электромагнита осуществляется импульсами тока длительностью до 0,3 секунды.

Наличие в электромагнитах ДТВС постоянного магнита и его магнитного потока, который перемещается вместе с якорем от одного стопа к другому, позволило использовать этот факт для создания сигнализатора положения запорного органа.

Для этого в определенном месте магнитопровода был установлен магниточувствительный элемент – магнитоуправляемый контакт (геркон), который реагирует на наличие магнитного поля.

Если якорь находится сверху, то магнитный поток находится у верхней катушки и магнитоуправляемый контакт, расположенный у верхней катушки будет замкнут, сигнализируя о том, что клапан открыт.

Таким образом электромагниты ДТВС имеют следующие преимущества :

- очень малое энергопотребление;
- высокая надежность;
- небольшие габариты и масса;
- высокая герметичность;
- наличие сигнализатора положения;
- отсутствие саморазогрева.

Клапаны с применением электромагнитов по типу ДТВС были широко внедрены в космических летательных аппаратах.

На данный момент, из-за косности нашей промышленности и экономики эти клапаны до сих пор не получили распространения в общепромышленных установках и аппаратах.

Другой способ относительного уменьшения габаритов и массы, уменьшения потребляемой энергии, с учетом требований проектантов и эксплуатационников были разработаны электромагниты, которые в момент срабатывания потребляют большой ток (длительность импульса потребления не более 0,3 с) и после срабатывания переключаются на малый ток удержания.

Для этой цели были разработаны и установлены в электромагниты формирователи управляющего тока (ФУТ) на полупроводниковой элементной базе. Одним из преимуществ клапанов с электромагнитами с ФУТом является простота управления: при подаче напряжения на электромагнитклапан открывается, при снятии напряжения – клапан закрывается.

Плата за простоту управления – около 8 Вт мощности, при длительном режиме работы клапана. За счет потребления значительного форсирующего тока удалось увеличить тяговое усилие электромагнита в десятки раз, что позволило применять их для клапанов больших проходов.

На ранних стадиях внедрения электромагнитных клапанов конструкторское подразделение КЦКБА столкнулись с рядом проблем и задач, как конструктивных, так и технологических. Приведем некоторые из них.

Ранее в большинстве случаев корпус (трубку) электромагнита изготавливали составными: стоп и часть трубки, охватывающей якорь в нижней части, изготавливаются из магнитно-мягкой стали, а в области рабочего зазора устанавливается проставка из немагнитной стали.

Эти части соединяются между собой при помощи пайки или сварки, что не всегда обеспечивает герметичность и качество. Для уменьшения количества брака и обеспечения более высокой герметичности трубки в КЦКБА был разработан техпроцесс заправки латуной немагнитной части трубки.

Для увеличения герметичности и надежности электромагнитов, встроенных в гидро- и пневмоклапаны, было предложено применение прочной герметичной трубки (корпуса электромагнита), в которой помещался якорь и которая отделяла бы полость клапана от катушки и окружающей среды.

Дальнейшее развитие совершенствование конструкции заключалось в разработке и теоретическом обосновании тонкостенной трубки (корпуса) из магнитомягкой стали. Необходимо обратить на особенности конструкции:

- толщина стенки трубки составляла 0,5 мм;
- упрочнение трубки осуществлялось обмоточным проводом. Нормы натяжения которого были рассчитаны и разработан технологический процесс намотки обмоточного провода непосредственно на трубку;
- тонкостенная упрочненная обмоточным медным проводом трубка выдерживает внутреннее давление до 60 МПа без изменения размеров и обеспечивает герметичность относительно внешней среды при контроле гелиевым течеискателем;
- в качестве электрического изолятора, между металлической трубкой и обмоточным проводом, была применена порошковая эпоксидная краска, наносимая в виде порошка в электростатическом поле и спеченная в термощкафу. Таким образом был обеспечен тесный контакт между трубкой и натянутым обмоточным проводом и, как следствие, прочность всей конструкции герметичной трубки;
- от растяжения трубки вдоль оси ее предохраняет кожух, который является магнитопроводом и принимает на себя осевые нагрузки от давления внутри трубки.

Для обеспечения работоспособности клапанов электромагнитных при высоких параметрах окружающей среды: температура, влажность,

давление были проведены дополнительные работы по герметизации обмоток электромагнитов.

Используются следующие способы:

- после сборки электромагнита все пустоты вокруг катушки под кожухом заполняются эпоксидной смолой или виксинтом;
- обмотки располагаются в заваренной герметичной полости.

Одним из основных узлов электромагнитного клапана является уплотнитель запорного органа. Традиционно применяется резина, завулканизированная в металлический золотник. Одним из недостатков резины является ее свойство прилипать при длительном контакте с седлом. Поэтому был разработан золотник с комбинированным уплотнителем, который состоит из резины, на уплотняющую поверхность которой наклеена фторопластовая пленка, не имеющая свойства прилипания.

С целью применения фторопласта в качестве уплотнителя, для устранения негативного свойства – текучести и придания ему эластичности был разработан техпроцесс термозапрессовки фторопласта.

В клапанах, работающих при высоких давлениях и температурах, применяются уплотнения металл по металлу. Перетекания по такому уплотнению составляют несколько см³ в минуту.

По результатам отработки, как конструкции, так и технологии изготовления изделий, величину утечек получилось снизить до десятых долей см³ в минуту, а в некоторых случаях и достичь герметичности затвора по классу А для жидкости.

Получение высокой надежности и большого ресурса клапана обусловлено хорошей парой трения между якорем и трубкой электромагнита. Магнитномягкая сталь, из которой изготавливаются якорь и трубка, не является парой трения.

Поэтому поверхности трения якоря и трубки покрываются химникелем и термообрабатываются до высокой твердости. Пара трения, образованная химникелевым покрытием, может обеспечивает ресурс, с учетом условий эксплуатации клапанов, порядка 1 миллиона циклов. Кроме того, химникелевое покрытие является защитой от коррозии низкоуглеродистой стали, из которой изготавливается магнитопровод и якорь.

Дополнительно рассматриваются и другие варианты упрочнения поверхностей трущихся деталей, например карбонитрация с оксидированием (упрочнение поверхности с повышением коррозионной стойкости).

Преимущества электромагнитных клапанов позволили внедрить и долгие годы эксплуатировать их в самых разнообразных системах. На сегодняшний день разработаны и поставлены электромагнитные клапаны, для:

- холодильных установок, работающих на аммиаке, как в жидкой, так и в паровой фазе при давлении до 2,5 МПа;
- пара с температурой до 140°C и давлении до 0,6 МПа;
- воды, водных растворов, воздуха при давлении до 0,3 МПа;
- газовой промышленности в системе подачи газа в камеру сгорания.

В системе заправки азростатов клапан DN20 на давление гелия 40 МПа. Приводы этих клапанов выполнены в взрывозащищенном исполнении категории «взрывонепроницаемая оболочка» – IExdIIIBT4. Мазута (DN6; 10; 20) в систему подачи топлива. Вакуумных систем DN50 и DN160.

Выпущено также очень много клапанов с электромагнитным приводом типа ДВ; ДТ; ДТВ и особенно ДТВС. Много и по количеству разновидностей клапанов, в связи с специфичностью требований в каждом отдельном случае, т.к. используются они в самых различных системах космических аппаратов: стабилизации и ориентации, жизнеобеспечения, электрохимического генератора и др. С приводом ДТВС освоен выпуск клапанов DN6 и 10 на давление природного газа 3,0; 8,0 ;25 и 40 МПа для АГНКС (г. Сумы).

Электромагниты типа ОТВ с дополнительными обмотками для обеспечения требуемой надежности, с термостойкими проводами и изоляцией, с тяговым усилием от 25 до 70 кГс, а также имеющие другие специальные требования для управления и защиты ИПУ разработки КЦКБА изготавливается как непосредственно в организации так и на Пензенском арматурном заводе. ИПУ работают на Ровенской, Хмельницкой, Балаковской и др. АЭС. Много самых различных типов электромагнитов используются в блочной арматуре организации.

В заключение можно добавить, что на основе магнитных систем с постоянными магнитами в организации разработано более 15 различных сигнализаторов и датчиков, которые эксплуатируются как самостоятельно, так и в составе изготовленных изделий на АЭС, самолетах и космических аппаратах.

Список использованных источников

1. Пат. 5870 Україна. Клапан електромагнітній двохпозиційний / Б.П. Вовк, О.К. Кіраковський, В.Л. Кисіль, В.С. Погребинський, Б.С. Шапіро (Україна); Заявл. 09.11.2001; Опубл. 15.04.2002; Бюл.№4.

2. Пат. 49087 Україна. Електромагніт / Б.П. Вовк, В.Л. Кисіль, В.С. Погребинський, Б.С. Шапіро (Україна); Заявл. 10.04.2000; Опубл. 16.09.2002; Бюл.№9.

3. Пат. 48323 Україна. Розподільник / Б.П. Вовк, О.К. Кіраковський, В.Л. Кисіль, В.С. Погребинський, Б.С. Шапіро (Україна); Заявл. 24.04.2000; Опубл. 15.08.2002; Бюл.№8.

4. Пат. 49075 Україна. Електромагнітний клапан / Б.П. Вовк, В.Л. Кисіль, В.С. Погребинський, Б.С. Шапіро (Україна); Заявл. 31.12.1999; Опубл. 16.09.2002; Бюл.№9.

5. Пат. 49075 Україна. Триходовий електромагнітний клапан / Б.П. Вовк, В.Л. Кисіль, В.С. Погребинський, Б.С. Шапіро (Україна); Заявл. 07.03.2000; Опубл. 15.01.2003.

С.О. Петров

Частное Акционерное Общество
«Киевское Центральное Конструкторское
Бюро Арматуростроения»

ВНЕДРЕНИЕ В ПРОИЗВОДСТВО КЛАПАНОВ ОБРАТНЫХ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ВЗАМЕН ЗАТВОРОВ ОБРАТНЫХ ПОВОРОТНЫХ

В докладе рассматриваются цели внедрения в производство ЧАО «КЦКБА» клапанов обратных осесимметричных. Клапаны обратные осесимметричные предназначены для автоматического

предотвращения обратного потока рабочей среды в технологических системах трубопроводов и оборудования АЭС.

Таблица 1 – Основные технические данные и характеристики

Наименование параметра	Значение параметра	
Номинальный диаметр, мм	DN 500	DN600
Расчетное давление, Р, МПа	2,5	
Расчетная температур, Т, °С	250	
Герметичность в затворе, см ³ /мин, не более	25	
Масса, кг, не более	750	1150
Рабочая среда	питательная вода, раствор борной кислоты с концентрацией 16 г/дм ³ , пар, конденсат, пароводяная среда и другие жидкие и газообразные среды	

Открытие запорного органа при перепаде давления на нем не более 0,03 МПа;

Конструкция клапана обеспечивает надежную герметичность в закрытом положении, удовлетворяющую требованиям нормативных документов.

Конусная контактная поверхность седла, установленного во внутренней полости корпуса, и сферическая форма внутренней полости корпуса определяют форму кольцевого канала между поверхностями наружного и внутреннего корпусов, образуя с входным патрубком проходное сечение клапана в форме трубы Вентури.

Преимущества обратных осесимметричных клапанов:

- Минимальное гидравлическое сопротивление без завихрений потока рабочей среды.

- Продолжительный срок эксплуатации вследствие того, что движущиеся детали не подвергаются ударным нагрузкам, которые возникают в традиционных конструкциях затворов обратных.

- Отсутствие вибрации запорного органа (и, как следствие, вибрации трубопровода), что сводит к минимуму износ элементов клапана, это достигается за счет того, что в открытом положении запорный орган клапана прижат потоком рабочей среды к обтекателю и все подвижные части клапана являются незадействованными.

Данное преимущество, в итоге, ведет к снижению затрат и трудоемкости на ремонт и обслуживание клапана.

- Наличие съемной крышки, благодаря чему не требуется вырезка клапана из трубопровода

- Ремонтопригодность осуществляется благодаря съемной крышке с приваренными к ней внутри корпусными детали извлекающиеся из корпуса вместе с крышкой и не требуется вырезка из трубопровода.

- Наличие указателя положения запорного органа.

Список использованной литературы

1. Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. –2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1981. –368 с.

П.М. Демиденко

Приватне Акціонерне Товариство
«Київське Центральне Конструкторське
Бюро Арматуробудування»

ДОСВІД РОЗРОБКИ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ.

Електромагніти широко використовуються в якості приводів запорної та запобіжної арматури, що виготовляється на ПрАТ «КЦКБА».

Для оптимізації та економії часу для розрахунків електромагнітів спеціалісти ПрАТ «КЦКБА» та УкрДУЗТ поєднуючи досвід розрахунків електромагнітів та досвід розробки програмного забез-

печення проводять роботи з розроблення програм для розрахунків електромагнітів.

Дане програмне забезпечення складається з наступних логічних блоків:

- вибір типу електромагніта;
- вибір матеріалів електромагніта;
- введення вихідних даних;
- корегування геометрії;
- перерахунок характеристик згідно внесеним змінам.

Виведення результату.

1. Вибір типу електромагніта:

- ОШ(ОВ) однопозиційні, що штовхають (втягують);
- наявність двох або більше повзунів;
- число обмоток;
- наявність тонкої стінки/зварний корпус.

2. Вибір матеріалів електромагніту.

У бібліотеці матеріалів містяться основні сталі що використовуються для виготовлення електромагнітів (20X13, 09X17H, 07X16H4B, 10895). Матеріали оператор вибирає з конструктивних особливостей кожного електромагніту.

3. Введення вихідних даних.

Оператор має можливість введення вихідних даних для розрахунку електромагніта: зусилля електромагніта, номінальна напруга, діаметр отвору під шток, робочий хід і т. д.

4. Корегування геометрії.

Оператор має можливість корегування вихідних даних за результати попереднього розрахунку.

5. Перерахунок характеристик згідно з внесеними змінами.

Після визначення необхідних параметрів програма вносить зміни в геометрію та тягову характеристику ЕМП.

Тягова характеристика виводиться у вигляді таблиці та графіку розрахункових характеристик на робочих зазорах від заданого до 0,05 із дискретністю 1 мм.

6. Виведення результату.

Результат розрахунку:

– ескіз електромагніта з вказаними габаритними розмірами та розмірами окремих елементів;

– діаметр обмотувального дроту, числа витків, опору котушки, щільності струму, споживаної потужності.

– тягова характеристика, яка виводиться у вигляді таблиці та графіку розрахункових характеристик на робочих зазорах від заданого до 0,05 мм із дискретністю 1 мм

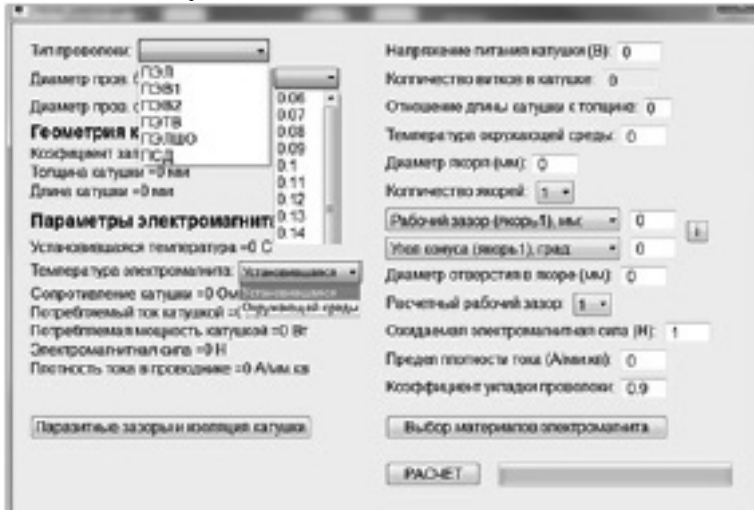


Рисунок 1 – Інтерфейс програмного забезпечення

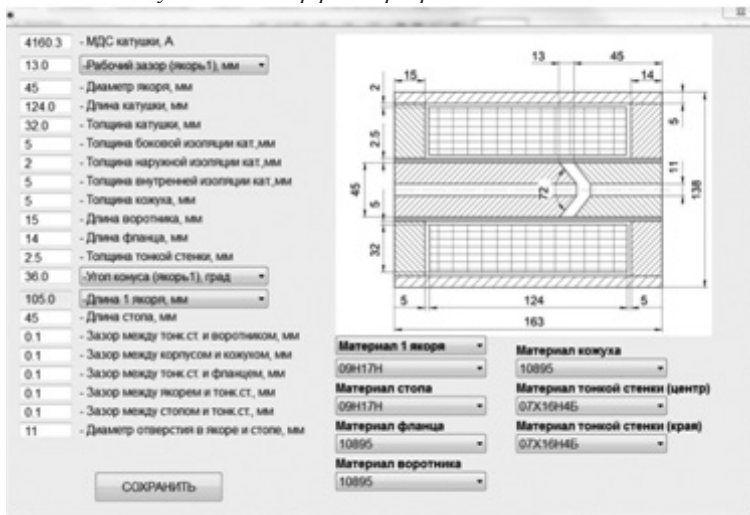


Рисунок 2 – Введення вихідних даних

Таблица 1 – Технические характеристики

Рабочая среда: продувочная вода парогенераторов, подпиточная вода	
Давление расчетное, МПа	8,6
Температура расчетная, °С	300
Давление рабочее, МПа	6,57
Температура рабочая, °С	278,5
Перепад давления, МПа	6,57
Номинальный диаметр, DN	80
Ход плунжера	40 мм
Расход в зависимости от режима работы, т/ч	10, 30, 40
Срок службы корпусных деталей, лет	30
Срок службы выемных деталей, лет	10
Ресурс назначенный, часов по наработке (циклов)	30 000 3 000
Межремонтный ресурс, лет	10
Характеристика пропускная	линейная
Уплотнение в затворе	мет алл по металлу
Уплотнение по штоку	сальник

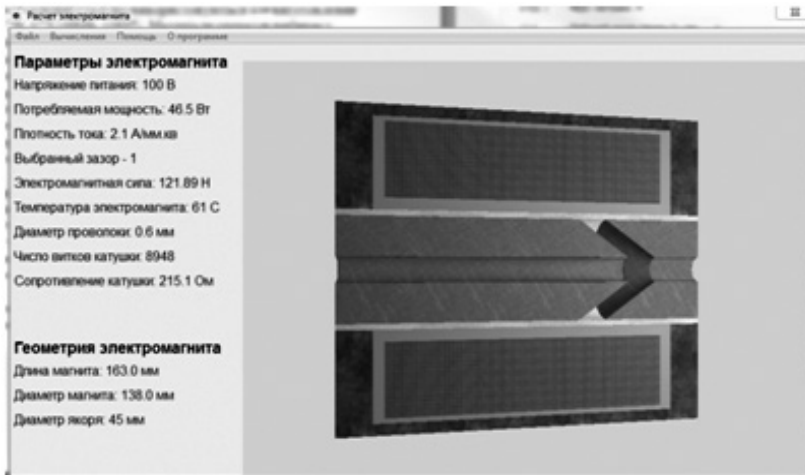


Рисунок 3 – Корегування геометрії

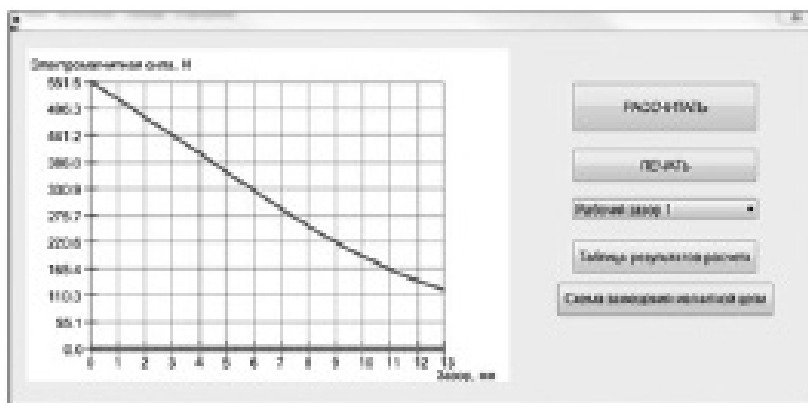


Рисунок 4 – Перерахунок характеристик згідно з внесеними змінами

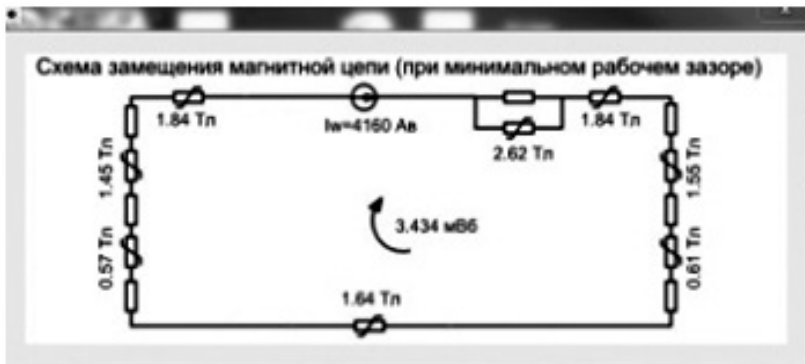


Рисунок 5 – Схема заміщення магнітного ланцюга

Рабочий зазор 1

Таблица результатов расчета

Величина зазора, мм	Электромагнитная сила, Н
0.05	551.4743424434
1	515.904812905
2	478.6920613041
3	441.487863756
4	404.0636866463
5	365.8268070283
6	327.304535496
7	289.7401168166
8	253.8868412843
9	220.636826924
10	190.6391174398
11	164.2188993898
12	141.3795218718
13	121.8864665584

Рисунок 6 – Виведення результату

УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ КОНСТРУКЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ПЛУНЖЕРА ЗАПОРНО- РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ СТОЙКОСТЬ К КАВИТАЦИОННЫМ ПРОЦЕССАМ В РЕЖИМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОТОКА

В докладе рассматривается пример усовершенствования клапана запорно-регулирующего для технологических систем АЭС, в частности ЗРК, предназначенный для установки в системе продувки парогенераторов.

Прототипом послужил клапан, разработанный ранее и эксплуатируемый на атомных станциях на данный момент. Опыт эксплуатации данных клапанов выявил ряд проблем, которые заключаются в разрушении плунжеров после 10 лет эксплуатации.

Одной из причин разрушения было предложено рассмотреть явление кавитации, возникающее в каналах запорно-дрессельного узла, где происходит существенное изменения скорости потока. Возникающие перепады давлений в разных точках по сечению (по траектории потока) приводит к вскипанию, а затем схлопыванию пузырьков в потоке жидкости. Это сопровождается шумом, гидравлическими ударами, разрушениями материала в зонах перепада давлений по продольному сечению плунжера. Возможной причиной разрушения центральной периферийной поверхности пояса между каналами может быть подсос рабочего тела за счет эффекта эжекции и, как следствие, уменьшение давления и возникновение кавитации.

В результате совместной работы специалистов ЧАО «КЦКБА» и НТУУ «КПИ» были проведены научно-исследовательские работы по математическому моделированию в части определения характера течения рабочего тела в каналах клапана, что позволило проработать форму и геометрические параметры золотника клапана, который удовлетворяет режимам бескавитационной работы.

Руководствуясь рекомендациями, выработанными в результате этих работ, коллективом ЧАО «КЦКБА» был спроектирован клапан с новыми геометрическими параметрами золотника и проточной части.

В дальнейшем был изготовлен опытный образец клапана с ручным управлением, на максимальный расход 30 т/ч. После прохождения испытаний в требуемом для опытного образца объеме клапан был поставлен на опытную эксплуатацию на один из объектов атомной энергетики Украины.

В период опытной эксплуатации (с февраля по ноябрь 2018 года) на Хмельницкой АЭС изделие, установленное в системе продувки и гидравлических испытаний парогенераторов подверглось испытаниям на подтверждение бесквитационного режима. Клапан эксплуатировался на режимах открытия 25 и 40 % (что соответствует 7,5–8,0 т/ч 15–16 т/ч). Количество циклов составило 259.

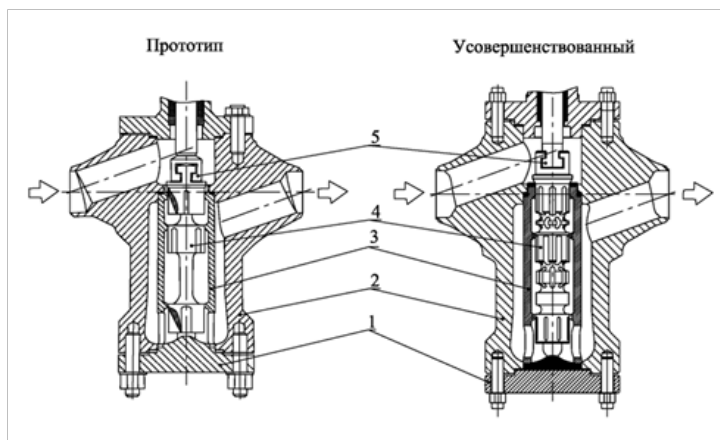


Рисунок 1 – Клапаны в разрезе

1 – рассекатель; 2 – корпус; 3 – седло; 4 – плунжер; 5 – шток

После разборки и дефектации видимых механических разрушений не выявлено, следов кавитационного и эрозийного износа не выявлено.

В процессе работы при рабочих параметрах посторонних шумов, повышенной вибрации не выявлено.

В таблице 1 представлены краткие технические характеристики запорно-регулирующего клапана и сравнительные упрощенные

ізображення. По результатам першого етапу опытної експлуатації клапана рішення продовжити опытну експлуатацію запорно-регулюючого клапана з ручним управлінням до заходів по планово-предупредительному ремонту 2020. Також передбачається поставка ще партії клапанів з електроприводом для установки в систему одного із енергоблоків АЕС.

Список использованных источников

1. Отчет о научно-исследовательской работе «Разработка рекомендаций для модернизации конструкции клапана, сопровождение изготовления и испытаний образцов клапанов №03/17НП. НТУУ КПИ». – Киев, 2015.

2. Документация, отчеты по испытаниям усовершенствованного клапана запорно-регулюючого.

А.П. Гвоздь

Приватне Акціонерне Товариство
«Київське Центральне Конструкторське
Бюро Арматуробудування»

ДОСВІД РОЗРОБКИ СИГНАЛІЗАТОРІВ ЗАПІРНИХ ОРГАНІВ ТРУБОПРОВІДНОЇ АРМАТУРИ В ПРАТ «КЦКБА»

Зростання вимог до умов експлуатації обладнання під оболонкою реакторів різних моделей.

Окремі специфічні вимоги до сигналізаторів положення на клапанах для АЕС.

Типові рішення систем сигналізації, що застосовуються.

Відпрацювання нюансів конструкції та методика випробування

Розвиток реакторів малої потужності, подовження терміну експлуатації українських АЕС, та досвід ліквідації аварії на АЕС «Фукусіма-1» – це основні причини переглянути технічні вимоги до обладнання як при нормальних режимах експлуатації так і при проектних аваріях.

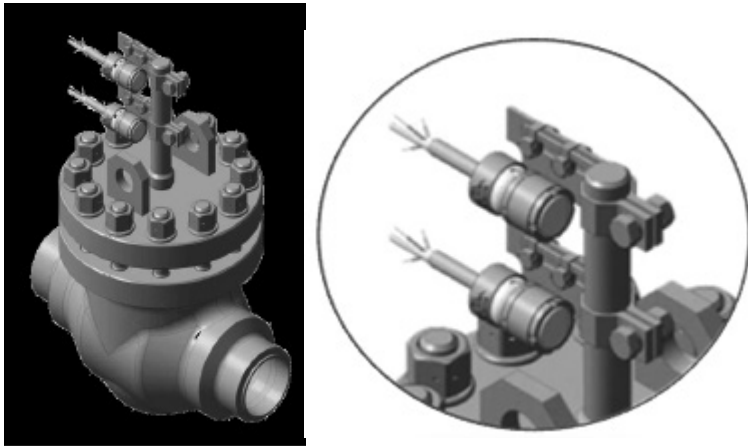
Для клапанів, що використовуються всередині гермозони реактора, і доступ до яких заборонений при експлуатації існують окремі специфічні вимоги щодо сигналізації положення робочих органів.

Поряд із типовою вимогою не втрачати роботоздатність при аварійному підвищенні температури до $+150^{\circ}\text{C}$ і тиску до 0,5 МПа під гермооболонкою на 24 години, з'являються вимоги, не типові для реакторів ВВЕР. До таких вимог належать:

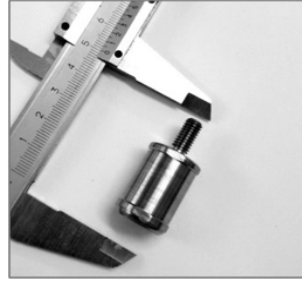
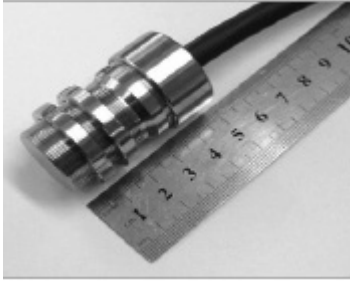
- занурення у воду на глибину до 14 метрів на термін до 1 року;
- витримка при короткочасному підвищенні температури до $+260^{\circ}\text{C}$;
- підвищення поглинутої дози радіації до 350 МРад.;
- підвищення вимог по прискоренню упродовж вібрації та сейсмічної активності до 10 g.

Для контролю крайніх положень у клапанах використовуються безконтактні датчики положення з так званим «сухим контактом».

Для передачі сигналу через стінку корпусу використовується магнітне поле. Таке рішення дає змогу позбутися сальфонних і сальникових ущільнень, які мають низький ресурс.

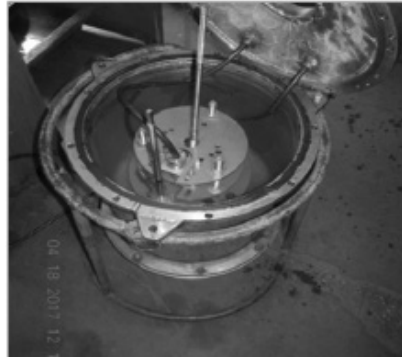


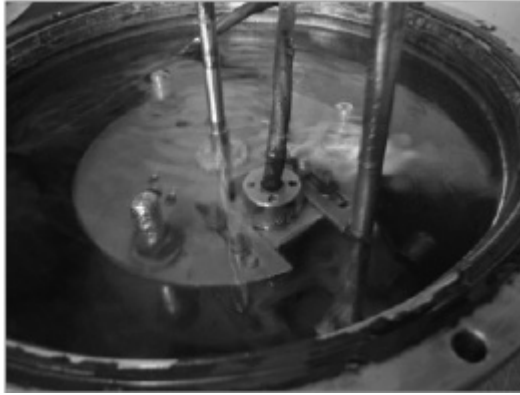
На даний момент найбільший розвиток отримали модульні датчики, що дозволяють застосовувати їх на різних типах арматури. Комплект із одного чи декількох пасивних сенсорних модулів, що не потребують додаткового електричного живлення, та постійного магніту, що установлений у герметичний корпус із нержавіючої сталі.



Не міняючи принципу дії в КЦКБА відпрацьовували конструкцію за такими вимогами:

- зменшення габаритних розмірів та маси комплекту. Модульна система кріплення до обладнання.
- забезпечення герметичності кабельного вводу сенсора при перепаді тиску до 0,6 МПа.
- підбір теплостійких матеріалів сенсорного модулю та вибір магніту, що здатен зберігати властивості у сильних електромагнітних полях і має стабільні характеристики у широкому діапазоні температур.
- підбір кабеля, стійкого до дезактивуючих розчинів, і здатного витримувати тривалий аварійний режим в атмосфері з насиченої пари температурою до 260°C.





Здійснюються подальші дослідження по удосконаленню технології виготовлення і здешевлення конструкцій при сталій якості. Для перевірки прийнятих до експлуатації рішень на підприємстві ЧАО КЦКБА виготовляється спеціальне устаткування.

СЕКЦІЯ 5
ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ
І ПНЕВМАТИКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ЕКОЛОГІЇ
ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК. 681.5(043.2)

С.В. Лозня канд. техн. наук,
К.М. Торхов
ООО “Котрис” Україна,
Е.П. Ясиніцький канд. техн. наук.
І.Е. Ясиніцька
Національний авіаційний університет

АВТОМАТИЧНА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ
ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТРУБОПРОВОДОВ

Основними характеристиками технічних пристроїв є ефективність, надійність та економічність. Сучасні трубопровідні системи це складний технічний комплекс, який забезпечує транспорт різнохарактерних продуктів. На основні показники трубопровідних систем впливають непередбачені витоки продукту, що транспортується. Витоки продукту як результат корозійного зносу або непередбачених зовнішніх пошкоджень є випадковими як по часу так і по місту прояви, тому системи контролю герметичності трубопроводів повинні задовольняти комплексу вимог. На даний час практично відсутні системи контролю витоків, які забезпечують автоматичне керування режимом роботи трубопроводу (ізоляція ділянки або зупинка перекачки) за великої кількості помилкових сигналів

Запропонована система використовує комплексний підхід до контролю витоків, який з’єднує два різні методи: від’ємної хвилі тиску та метод балансу мас або об’ємів. Комбінація цих методів дозволяє одержати добрі характеристики системи шляхом використання інформації та виміру параметрів у реальному часі. Автоматична система забезпечує:

- короткий час на розпізнання ситуації;
- точну локалізацію місця витoku;
- точний час появи ви току (супутникова синхронізація);

- оцінку об'єму витоку продукту;
- взаємну перевірку умов сигналізації;
- безперервний контроль параметрів;
- збереження значення параметрів у локальному сховище;
- збереження інформації у глобальній базі даних;
- інтеграцію з існуючими підсистемами;
- диспетчеризацію у реальному часі.

До особливостей сучасних автоматичних систем моніторингу стану трубопроводів слід віднести:

- контроль великого обсягу параметрів, які характеризують роботу трубопровідної системи;
- мале значення сталої часу аналізу та прийняття рішення при пошкодженнях трубопроводу.

Комп'ютерноорієнтований моніторинг герметичності трубопроводів будується на базі супервізорного комп'ютера з сітковим доступом до вимірювань та комірційних або спеціальних пакетів обробки даних. Моніторинг припускає GPS синхронізацію вимірювань при проведенні вимірів динамічного тиску транспортуемого продукту.

Автоматична система контролю герметичності трубопроводів використовує:

- швидкісні модулі введення та виведення сигналу;
- шасі з вбудованим пристроєм для установки модулів та цифрової обробки сигналів у реальному часі;
- контролер реального часу;
- засоби синхронізації по GPS;
- засоби обміну даними.

Для ефективного використання системи необхідно виявити найнебезпечніші ділянки трубопроводів з метою аналізу чутності та точності встановленого обладнання, мережі архітектури контролерів та можливостей доступу до даних у реальному часі.

Список використаних джерел

1. Руднік А.А. Методи підвищення ефективності транспортування газу / А.А. Руднік. – К.: Кий, 2005. – 96 с.
2. Ковалко М.П. Методи та засоби підвищення ефективності функціонування систем трубопровідного транспорту газу / М.П. Ковалко. – К.: «Українські енциклопедичні знання», 2001. – 288 с.

3. Розгонюк В.В. Експлуатація та оцінка технічного стану магістральних газопроводів / В.В. Розгонюк. – Видавництво «Київ». 2004. – 144 с.

4. Morgan Henrie, Philip Carpenter, R. Edward Nicolas. Pipeline leak detection handbook , Amsterdam: Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier . 2016. – 330 p.

5. Marcia Golmohamadi. Pipeline leak detection. / <http://scolarsmine.mst.edu/master-theses/7397>. 2015. – 52 p.

УДК 621.928.9

Н.М. Параняк, канд. техн. наук,

А.С. Романів, канд. техн. наук,

С.І. Качан, канд. техн. наук,

С.М. Мохняк, канд. техн. наук

Національний університет «Львівська політехніка»

ПЕРСПЕКТИВИ ЗНИЖЕННЯ ПИЛОВИХ ВИКИДІВ

Забруднення повітряного басейну промисловими викидами є однією з найсерйозніших проблем сьогодення, яка не визнає міждержавних меж. Перспективним виходом з існуючої екологічної кризи є зміна виробничої діяльності людини, її способу життя та свідомості. Створення високоефективного пиловловлюючого обладнання, що призведе до зменшення викидів від стаціонарних джерел забруднення, є основним напрямком діяльності суспільства, що спрямоване на стабілізацію повітряного басейну в Україні.

Підприємства, діяльність яких пов'язана з викидами забруднюючих речовин в атмосферу, зобов'язані та повинні здійснювати постійний контроль за кількістю та вмістом забруднюючих речовин, які викидаються у повітря.

Технологічні цикли в безвідхідних виробництвах організовані таким чином, що всі повітряні, газові або водяні потоки, що містять забруднення, ізольовані від навколишнього середовища, перебувають у замкнутих контурах і при виході з них обов'язково проходять через спеціальні очисні пристрої.

В основному послідовність вибору того чи іншого пилоочисного обладнання передусім залежить від характеристик промислових викидів (температури, вологості, виду домішок, концентрації, дисперсності) [1].

У роботі взято до уваги цементну промисловість та проведено ряд досліджень, згідно яких використовували в якості пиловловлюючих апаратів циклон ЦН-11, який одержав широке застосування на цих підприємствах і прийнятий як еталон.

Перспективним напрямом модернізації конструкції пиловловлювача був розроблений принципово новий тип пиловловлювача, який суміщає в одному корпусі два ступеня очищення: перший – циклонний – на половині оберту потоку після входу в апарат під дією відцентрової сили та другий – інерційний – при проходженні потоку через щілини між жалюзі відокремлювача, який встановлений коаксіально корпусу.

У результаті проведення комп'ютерного моделювання руху пилоповітряних потоків у пиловловлювачі та експериментальних досліджень апарата одержано наступні основні результати: побудована тривимірна модель циклонного апарата з жалюзійним відокремлювачем аналіз якої, на основі методів скінчених об'ємів та рівнянь Нав'є–Стокса, дав змогу розкрити фізичну суть руху повітряних потоків у новій конструкції пиловловлювача та значно знизити кількість експериментальних досліджень і провести їх більш цілеспрямовано; підтверджено доцільність застосування програмного пакету FlowVision для моделювання руху повітряних, потоків у пиловловлювачі нового типу [2].

Подальшу роботу в цьому напрямку необхідно вести по шляху вдосконалення конструкції жалюзійного відокремлювача, як другого ступеню очищення, корпусу апарата в плані оптимізації габаритних розмірів і вдосконалення процесів розділення з метою подальшого підвищення ефективності пиловловлення, створення нових енергозберігаючих технологій і охорони навколишнього середовища. Перспектива впровадження таких пиловловлюючих конструкцій в підприємства дасть змогу знизити викиди дрібнодисперсного пилу в довкілля, що призведе до покращення екологічної ситуації в районах розміщення даних виробництв.

Список використаних джерел

1. Грицюк Ю.І. Проблеми вловлювання цементного пилу на промислових об'єктах / Ю.І. Грицюк, І.О. Савіцька // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х. : НТУ «ХПІ». – № 21.7. – 2011. – С. 10–11.

2. Полутренко М.С. Підвищення ефективності систем пилоочищення з використанням розроблених модифікованих апаратів / М.С. Полутренко, Н.М. Параняк // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». – Луцьк, 2015. – Випуск №52.

УДК. 621.924.93

А.П. Багач,

О.П. Ящук

Національний авіаційний університет

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ГІДРОАБРАЗИВНОГО РІЗАННЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Постійний розвиток авіації вимагає нових технічних рішень. Для сучасної авіаційної техніки одним з головних завдань розвитку є зниження маси конструкції, що виступає як інструмент підвищення економічної ефективності літальних апаратів. Це завдання повною мірою вирішують композиційні матеріали, які перевершують за багатьма параметрами традиційні метали.

Однак переваги композиційних матеріалів (висока питома міцність, жорсткість, зносостійкість, втомна міцність) створюють труднощі у роботі з цими матеріалами. У першу чергу це стосується їх різання. Складність різання композиту полягає у необхідності зберегти його вихідну структуру: волокнисту, шарувату, зміцнену окремими частинками.

Потреба в якісній обробці композитних матеріалів надзвичайно висока. Для таких нестандартних матеріалів традиційне обладнання відійшло на другий план. Пов'язано це з тим, що різка на такому обладнанні призводить до розшарування композитів і деформації через їх

нагрівання та порушується структура композиту: з'являються розриви ниток, матеріал розшаровується, кромки залишаються шорсткими, на поверхні з'являються відколи, через що дороговартісна деталь виявляється бракованою. Крім того, ці методи дозволяють проводити розкрій тільки на малих швидкостях і по прямолінійних траєкторіях. Ще одним мінусом є невисока точність різання і зміна точності по мірі затуплення ріжучого інструменту. Альтернативним методом є гідроабразивне різання композитних матеріалів.

Процес струменевої обробки полягає в направленні струменя суспензії, що складається з води і частинок абразивних матеріалів, на оброблювану поверхню заготовки. Цей струмінь піддається впливу потоку стисненого повітря, яке збільшує швидкість витікання суспензії із сопла. Принцип дії цього методу полягає в тому, що потік води, проходячи через отвір діаметром 0,2–0,4 мм, розганяється до швидкості 900 м/с і направляється на поверхню. У момент зіткнення із заготовкою кінетична енергія струменя перетворюється в механічну енергію мікроруйнування оброблюваного матеріалу.

Компактність струменя суспензії визначає площу перетину струменя при зустрічі з оброблюваною поверхнею і при інших рівних умовах є головним фактором, що забезпечує найбільший питомий тиск струменя суспензії на заготовку. Рух струменя супроводжується бомбардуванням оброблюваної поверхні абразивними частинками. Кількість ударів абразивних частинок коливається у залежності від умов обробки від $2 \cdot 10^6$ до $25 \cdot 10^6$ в секунду.

Струменева гідроабразивна обробка не створює спрямованої шорсткості, чим вона і відрізняється від класичних процесів різання, після яких на обробленій поверхні залишаються мікротріщини. При струменевій гідроабразивній обробці відсутня зона термічного впливу, це холодний метод обробки. Завдяки цьому не виникає термічних деформацій в оброблюваних заготовках.

Мікронагрів, що спричиняється відділенням стружки абразивною часткою, усувається потоком суспензії, яка супроводжує цю частку. Із застосуванням технології гідроабразивного різання стає можливим розкрій багатошарових матеріалів. У процесі обробки композити не розшаровуються. Різка виробляється з великою точністю (близько $\pm 0,1$ мм) і з мінімальними втратами матеріалу, що актуально при зростаючих

цінах на сировину. Кромка готової деталі виходить гладкою і рівною, без задирок, не вимагає додаткової обробки.

Таким чином, гідроабразивне різання пропонує низку переваг для обробки композитних матеріалів. Різка не створює зон термічного впливу (ЗТВ) і не залишає гострих кутів-задирок, які вимагають вторинної обробки з використанням інших верстатів для композитів. Крім того, при використанні гідроабразивної технології утворюється дуже мало відходів, що зберігає інвестиції в матеріал, а швидкість технологічного процесу відповідає високим технологічним вимогам.

Список використаних джерел

1. Саленко О.Ф., Струтинський В.Б., Загірняк М.В. Ефективне гідрорізання: Монографія. – Кременчук: КДПУ, 2005. – 488 с.
2. Тихомиров Р.А., Гуенко В.С. Гидрорезание неметаллических материалов. – К.: Техніка, 1984. – 150 с.
3. Тихомиров Р.А. Гидрорезание судостроительных материалов – Л. Судостроение. – 1987. – 164 с.
4. Бочаров В.П., Струтинский В.Б., Бадах В.П., Таможний П.П. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники. – К.: Техника, 1987. – 128 с.

Р.В. Радутний,
Д.В. Бібік, канд. техн. наук,
В.П. Нетреба,
С.А. Сосновський,
О.Г. Кириченко

Національний авіаційний університет,
Є.Ю. Коваленко, канд. техн. наук
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

КОМПАКТНИЙ УНІВЕРСАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКОПЛИННИХ ПРОЦЕСІВ В УМОВАХ ВИСОКОГО ТИСКУ АБО ВАКУУМУ

Для дослідження швидкоплинних фізичних та хімічних процесів у речовині актуальна проблематика зміни перебігу цих процесів під впливом зовнішнього тиску, випромінювання, вакууму тощо [1]. Для цього використовується різноманітне обладнання, зокрема посудини високого тиску [2], оснащені вимірювальними приладами та іншими засобами фіксації перебігу процесів.

З метою дослідження швидкоплинних фізико-хімічних процесів у речовині в умовах високого тиску або вакууму групою українських інженерів та науковців спроектовано та виготовлено компактний універсальний пневмогідравлічний стенд, здатний створювати широкий спектр фізичних умов та дозволяючий застосовувати різноманітні методи вимірювань. Масогабаритні характеристики та модульна конструкція забезпечують мобільність обладнання та можливість адаптації під різноманітні застосування. Діапазон створення фізичних умов – від космічного розрідження до екстремально високого тиску, від криогенних до високих температур (фізичні параметри наведено далі по тексту).

Аналоги [3] створеного обладнання використовуються в галузі авіа- та ракетобудування, а також в енергетиці.

Стенд складається з:

- надміцної герметичної посудини з роз'ємами,

- спеціалізованих шлангів,
- балону високого тиску
- вакуумного насосу,
- аналогових та цифрових вимірювальних датчиків,
- приладів реєстрації.

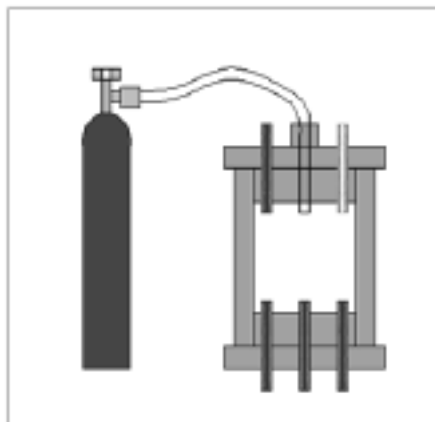


Рисунок 1 – Спрощена схема стенду. Посудина з арматурою високого тиску, розташування штуцера, датчика та кабельних вводів

Посудина є герметичною камерою циліндричної форми з товстостінної сталеві труби та має різьбові торцеві кришки. У конструкції сосуду використовується сталь 35 та сталь 45. Посудину оснащено 7 різьбовими роз'ємами для під'єднання пневмогідравлічної арматури, електричних вводів-виводів та оптичного каналу безпосереднього спостереження за внутрішнім об'ємом. Оптичний канал придатний також для введення лазерного випромінювання з метою додаткового термічного впливу на досліджувану речовину. Для герметизації з'єднань використовуються гумові або фторпластові ущільнювачі, фумстрічка та рідкі поліуретановими герметики у залежності від умов використання.

Фізико-технічні характеристики.

- Робочий об'єм – 1,3 л.
- Тиск робочий – 500 кг/кв.см.
- Тиск максимальний – 800 кг/кв.см.

• Робочий діапазон температур $-100 + 200^{\circ}$ Цельсія (з можливістю локального короткострокового підвищення температури у робочій камері).

Стенд може застосовуватися зокрема для досліджень динамічних процесів у енергоакуюлюючих речовинах, перетворень у хімічних з'єднаннях упродовж вакуумування, випробувань окремих компонентів аерокосмічної техніки та ін.

На даний час обладнання апробоване у експериментах під тиском до 150 кг/см^2 та протестовано під тиском до 500 кг/см^2 .

У подальшому планується відпрацювання стенда в усіх запланованих режимах застосування та в усьому діапазоні можливих умов, у межах виконання різних наукових експериментів.

Розробники запрошують колег долучатися до програми досліджень.

Список використаних джерел

1. Фортов В.Е. Экстремальные состояния вещества на земле и в космосе // Успехи физических наук. – 2009. – Т.179. – №6. – С. 653.

2. Бахман Н.Н., Беляев А.Ф. Горение гетерогенных конденсированных систем. – М. Наука, 1967.

3. М. Баррер, А. Жомотт, Б.Ф. Вебек и др. Ракетные двигатели. – М.: Гос. издат. оборон. пром., 1962.

УДК 629.067:629.113

**М.Г. Стадніченко, канд. техн. наук,
Р.М. Джус, канд. техн. наук,
С.А. Плешкунов**
Харківський національний університет
Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

ПРИСКОРЕНА ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ ВТОМЛЕНОЇ ПОШКОДЖУВАНОСТІ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Останнім часом у зв'язку з виникненням нових конструкційних матеріалів та зносостійких покриттів, намітилася тенденція до суттєвого збільшення ресурсних показників агрегатів гідравлічних та паливних систем повітряних суден. В зв'язку з цим виникла проблема

оцінки показників втомної міцності таких матеріалів. Традиційні методи оцінки для них несуть великі витрати часу та матеріальних ресурсів.

Згідно структурно-енергетичної теорії міцності, пошкоджуваність матеріалів має дві складові: спочатку властиву u і ту, яка накопичується з часом u^* . Основною проблемою теорій руйнування, які оперують подібними параметрами пошкоджуваності, є те, що вони за своєю природою є такими, що «неспостерігаються» [1]. Для експериментальної перевірки і обґрунтування даних критеріїв необхідно, щоб параметр u мав фізичний зміст конкретної властивості матеріалу і його можна було б об'єктивно виміряти в процесі його пошкоджуваності. Для вирішення задачі розроблено методику оцінки показників втомлювальної міцності матеріалів з використанням методу акустичної емісії (АЕ) [2,3].

Методика реалізується на машині тертя 2070 СМТ-1 при випробуваннях за схемою «диск–диск» при коченні з 20% проковзуванням. Проведено порівняльні випробування зразків зі сталі 20Х3МВФ. Для порівняння контактуючі поверхні зразків були зміцнені: цементацією за традиційною технологією та азотуванням за технологією АТ «ФЕД» «AVINIT». На початковому етапі випробувань трибосистема піддавалася імпульсному навантаженню до верхньої межі несучої здатності матеріалів, яка обумовлюється задироздатністю.

Метод акустичної емісії довів високу ефективність реєстрації моменту переходу трибосистем від нормального зносу до початкового втомного руйнування (рисунок 1).

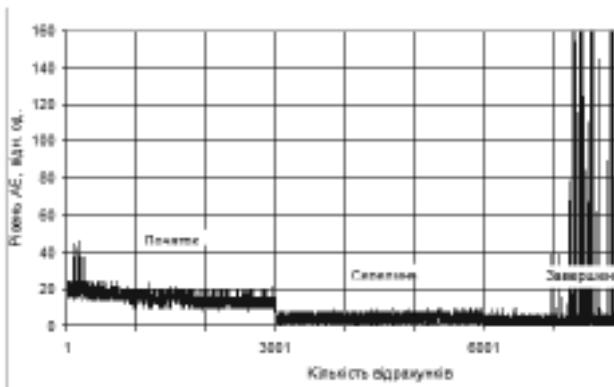


Рисунок 1 – Характер зміни діаграми спектральної потужності АЕ при випробуваннях на багаточисловому втому

Таким чином, запропонована методика прискореної оцінки показників втомної пошкоджуваності конструкційних матеріалів істотним чином зменшує час експертної оцінки. Вона може бути використана при розробці нових конструкційних матеріалів та способів їх зміцнення.

Список використаних джерел

1. Ибатуллин И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: монография / И.Д. Ибатуллин. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2008. – 387 с.
2. Запорожец В.В. Идентификация наноизносных режимов трения с использованием метода акустической эмиссии / Запорожец В.В., Стадниченко В.Н. // Технологические системы, – 2012. – № 4. – С. 42–56.

О.П. Ящук

Національний авіаційний університет

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ СОПЛОВОГО НАСАДКУ З МЕТОЮ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ

Однією з ключових технологій, що дозволяє модернізувати виробничі процеси є обробка гідроабразивним струменем, що формується у ріжучій голівці технологічної системи (ТС). Вже згадана технологія має у своєму розпорядженні широкі функціонально-технологічними можливості і застосовується в різних галузях виробництва.

На сьогоднішній день, в рамках вдосконалення даної технології виконані роботи, спрямовані на дослідження фізичних явищ, що відбуваються в зоні різання і визначення раціональних параметрів проточної частини гідроабразивного агрегата, при яких досягається ефективно перетворення гідравлічної потужності. Низкою авторів запропоновано математичні моделі, що встановлюють взаємозв'язок енергетичних параметрів гідро-абразивного струменя з вихідними технологічними показниками процесу обробки.

Разом з тим, у даний час в рекомендаціях з проектування технологічного процесу (ТП) гідроабразивної обробки не враховується

погіршення ріжучих властивостей гідроабразивного струменя, а як наслідок, зниження продуктивності процесу обробки через знос соплового насадка (СН) (елемент, в якому відбувається остаточне формування гідроабразивного струменя з заданими енергетичними характеристиками).

Для забезпечення заданої продуктивності важливо визначити момент, коли СН вже не може виконувати свого функціонального призначення, і необхідна його заміна. На сьогоднішній день відсутні розрахункові методи, що встановлюють зв'язок режимів і матеріалу СН із зносом останнього, і дозволяють, не вдаючись до експериментів, визначити період стійкості СН.

Відповідно до цього, вирішення питань, пов'язаних з оптимізацією процесу гідроабразивної обробки стає неможливим без урахування закономірностей зносу СН.

Багато в чому це залежить від того, що на сьогоднішній день немає систематизованих даних з механіки руху гідроабразивного струменя у каналі СН і особливості його руйнування, що дозволяють сформувати фізичну картину формування хвилеподібного профілю зносу СН.

У зв'язку з цим, є актуальною, має важливе наукове і практичне значення робота, спрямована на розробку методики оцінки періоду стійкості СН з метою забезпечення заданої продуктивності.

Основні труднощі при вирішенні даного завдання – це відсутність методик експериментального і теоретичного дослідження процесу течії багатокомпонентного потоку (гідроабразивного струменя) у каналі міліметрового діапазону, відповідно до цього, поставлене завдання раціонально вирішувати у першу чергу математичним моделюванням.

Рішення даної проблеми дозволило б оцінювати стійкість СН, тим самим визначаючи момент його своєчасної заміни, а також формувати вигляд комплексу СН, що забезпечує задані параметри продуктивності та якості технологічного процесу.

При виконанні роботи використовувались фундаментальні і прикладні положення технології машинобудування, механіки суцільного середовища і чисельних методів з використанням спеціалізованих засобів 3D-моделювання.

Список використаних джерел

1. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники / Бочаров В.П., Струтинский В.Б., Бадах В.П., Таможний П.П. К.: Техника, 1987. – 128 с.
2. Тихомиров Р.А. Гидрорезание судостроительных материалов – Л.: Судостроение. – 1987. – 164 с.
3. Саленко О.Ф., Струтинський В.Б. Техніка та технологія гідроструменевої обробки: – Київ: ІЗМН ВПОЛ, 1998. – 252 с.
4. Саленко О.Ф., Струтинський В.Б. Загірняк М.В. Ефективне гідрорізання. – Кременчук КДПУ. – 2005. – 488 с.
5. Тищенко Л.А. Износ соплового насадка в технологических системах гидроабразивной обработки материалов // Наука и Образование: Электронное научно-техническое издание 2013. №11.(0,8 п.л.)URL.

УДК 665.662.9

С. А. Халіль, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ І ТЕХНОЛОГІЧНОСТІ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ВОДНО-ОЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ У КВАЗІПОСТІЙНОМУ ЕЛЕКТРИЧНОМУ ПОЛІ

Сучасні світові стандарти із захисту навколишнього середовища і постійне підвищення вартості нафтопродуктів накладають високі вимоги до ефективності використання нафтопродуктів та спеціальних рідин, що широко застосовуються у рідинних системах авіаційної, ракетної і наземної техніки.

Підвищення надійності і ресурсу вузлів та агрегатів гідроприводів авіаційної техніки, станків і машин значною мірою залежить від чистоти робочої рідини, що в них застосовуються. На сьогоднішній день залишається актуальною проблема видалення малоконцентрованих водних емульсій із робочих рідин багатьох типів рідинних систем. У першу чергу, ця проблема актуальна для авіаційних рідинних систем,

зважаючи на широкий температурний діапазон роботи, а також на жорсткі норми надійності і безпеки авіаційної техніки. Як відомо, при зниженні температури робочої рідини (у відповідності до висоти роботи системи) розчинена у робочій рідині вода переходить у вільний стан, тобто збільшує концентрацію дисперсної водної фази робочої рідини, і при замерзанні спроможна блокувати роботу відповідної рідинної системи.

Чим вища в'язкість робочої рідини, тим складніше видалити з неї дисперсну водну фазу, тобто використання гравітаційного відстоювання, фільтрів-сепараторів та механічних фільтрів не ефективне. В останній час найбільш прогресивним методом очищення діелектричних рідин є обезводнення силами квазіпостійного електричного поля з конструктивною реалізацією у вигляді електродегідратора (ЕДГ), міжелектродний простір якого виконаний у вигляді матричної системи «середовище, що очищується – поляризаційний наповнювач».

В існуючих схемах ЕДГ мають місце чимало недоліків, які потрібно вирішити для підвищення технологічності та ефективності процесу руйнування воднооливних емульсій. В роботі на основі аналізу динаміки процесу коагуляції дисперсної фази емульсій запропоновано шлях вирішення проблеми варіювання масштабним фактором конструкції ЕДГ для можливості його включення до складу відповідної рідинної системи, а також визначено план додаткових експериментальних досліджень.

Список використаних джерел

1. Халиль С.А. Высокоэффективное восстановление эксплуатационных свойств рабочих жидкостей авиационных гидромасляных систем в квазипостоянном электрическом поле: Дисс.. канд. техн. наук. – К. – 2001. – 186 с.
2. Панчекнов Г.М., Цабек Л.К. Поведение эмульсий во внешнем электрическом поле. – М.: Химия, 1969. – С. 190.
3. Кирш А.А. Влияние внешнего электрического поля на осаждение частиц в волокнистом фильтре. Теоретические основы химической технологии. – 1971. – №5. – С.760–763.

MECHANICAL PROPERTIES OF SPARK PLASMA SINTERED B4C

Boron carbide (B4C) is an important ceramic material, which plays a significant role in many industrial and military applications, such as abrasives, materials for nuclear plants or protective materials for ballistic impact. The use of B4C in numerous applications is determined by its unique properties, such as low density, high hardness and elastic modulus, high neutron capture cross section and others [1].

The proposed research work is on the assembly of the mechanical behavior of boron carbide ceramics prepared by Spark Plasma Sintering as well as its characterization of thermal and electrical behavior. After sintering of almost dense B4C, its crystal structure and vibrational properties were characterized by XRD and micro-Raman spectroscopy. Such properties as Young's and shear moduli, flexure and biaxial strength, fracture toughness, hardness, along with thermal expansion and electrical conductivity were measured. Impulse Excitation technique, Resonant Ultrasound spectroscopy, 4 point bending, ring-on-ring testing [2], Single Edge V Notch Beam bending, Vickers hardness and nanoindentation were used for study of mechanical behavior of B4C.

A high temperature dilatometry was used to measure thermal expansion and 4 point probe technique was used to measure the electrical conductivity. In addition, the Finite Elements Analysis (Fig. 1) using the functions of the Simulia Abaqus® 6.14 (Dassault Systems, Vélizy-Villacoublay, France) has been used to demonstrate the stresses appeared during biaxial ring-on-ring loading along the surface of the B4C samples. The performed research contributes to the collection of the properties of B4C ceramics, an important material in many industrial and military applications.

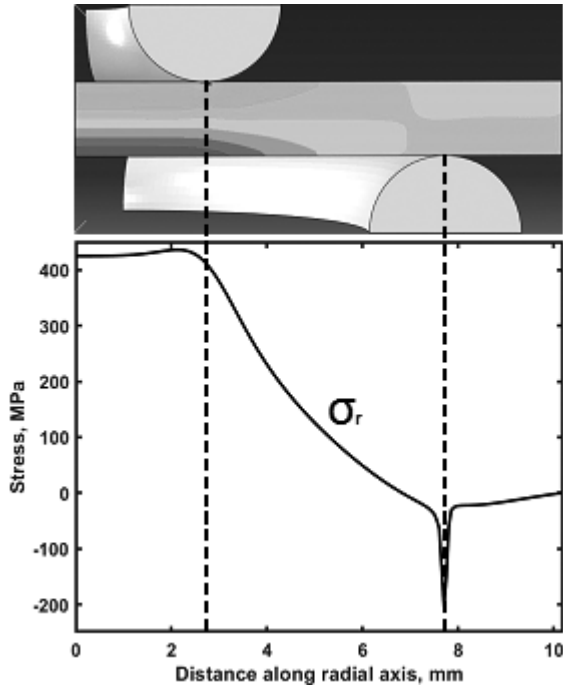


Fig. 1 – Biaxial strength Finite Elements Analysis

References

1. H. Lee and R. Speyer, Hardness and Fracture Toughness of Pressureless Sintered Boron Carbide (B₄C), *Journal of the American Ceramic Society*, vol. 85, no. 5, pp. 1291–1293, 2002.
2. Carrasco-Pena, R. Jordan, J. Dieguez, A. Coronado-Rodriguez, V. Ozdemir, K. Kwok, N. Orlovskaya, D. Vazquez-Molina, F. Uribe-Romo, A. Bolon, M. Radovic, S. Grasso and M. Reece, Design and development of ring-on-ring jig for biaxial strength testing of brittle ceramic composite materials: ZrB₂-30wt-%SiB₆, *Advances in Applied Ceramics*, vol. 118, no. 4, pp. 159–168, 2019.

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ ПОЖЕЖІ НА ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТАХ

Практика експлуатації літаків і вертольотів показує, що значна частина льотних пригод, включаючи катастрофи, виникає в результаті пожеж та вибухів на борту літальних апаратів (ЛА). При пожежах та вибухах травмуються і гинуть люди, руйнується техніка. Для виникнення пожежі необхідно мати горючу речовину, окислювач та джерело загоряння. В паливних баках сучасних ЛА знаходиться горюча речовина – паливо для живлення двигунів, в кількості від 5–10 тон до 100–200 тон і більше. Більш того, джерелами горючих речовин можуть бути системи силової установки, гідравлічні системи, а також інші системи, що використовують горючі рідини в якості робочого тіла.

Окислювачем в процесі горіння є кисень, котрий знаходиться у повітрі, і котрий безперешкодно подається в зону горіння у польоті за рахунок набігаю чого потоку повітря. Також слід зазначити, що у паливних баках знаходиться збагачене киснем повітря, це обумовлено тим, що розчинність кисню в паливі у 1.8 більше розчинності азоту, і в результаті набору висоти ЛА, надлишковий кисень виділяється з палива і збагачує надпаливний простір в баках, утворюючи разом із парами палива легкозаймисту суміш.

Як показує практика, дана суміш має пропорцію 1 частини палива на 15 частин повітря, що створює найкращі умови для загоряння суміші і підтримання пожежі та виникнення вибуху.

В якості джерела загоряння можуть виступити:

- паливні і мастильні матеріали, котрі потрапляють на гарячі поверхні двигунів та деталі силової установки, що може призвести до їх самозаймання;
- попадання блискавки в ЛА;
- розряди статичної електрики в баках, а також упродовж заправки баків паливом;

- порушення правил експлуатації і правил пожежної безпеки льотним і технічним складом;
- руйнування двигунів і, як результат, елементів паливної системи;
- бойове руйнування (військові ЛА);
- аварії ЛА.

Пожежна безпека різних рідин залежить від їх хімічного складу та умов, в яких вони знаходяться. Так, керосин самозаймається при температурі на 110°C нижче, ніж бензин. Ще більш легкозаймистими є гідравлічні рідини та мастильні матеріали. Самозаймання при відповідних температурах відбувається без джерела загоряння. Саме так виникає пожежа при потраплянні горючих речовин на гарячі деталі двигуна в результаті втраги герметичності паливної чи інших систем.

Самозаймання авіаційних палив відбуваються при температурах 230–240°C, і при енергії активації 0,2–0,3 мДж.

При збільшенні висоти польоту температура і енергія займання збільшується, тому ризик займання і пожежі на борту ЛА більший на менших висотах польоту а також під час зльоту і посадки.

Якщо розглядати гідравлічні системи (ГС), то у випадку централізованих ГС, на пожежонебезпечність впливають такі фактори, як:

- протяжність трубопроводів та кількість з'єднань;
- кількість підсистем гідравлічної системи;
- кількість гідравлічної рідини на борту;
- герметичність з'єднань.

На даний момент спостерігається тенденція щодо розробки більш електричного літака, і одним із напрямків цієї тенденції є пошук альтернатив централізованим гідросистемам, або гідросистемам ЛА загалом, що спонукає не тільки підвищити енергоефективність, економічні та екологічні показники літальних апаратів, але й надійність та пожежобезпечність ЛА [1].

Проте питання пожежобезпечності ЛА із більшим ступенем електрифікації становитиметься все більш актуальним.

ДЕЩО ДО ПРОБЛЕМ ТЕХНІЧНОГО ПЕРЕОЗБРОЕННЯ

Будь-яка галузь промисловості, пов'язана тим чи іншим чином з машинобудуванням, з обробкою матеріалів та відповідним обладнанням стикається з нагальною потребою технічного переозброєння підприємства. В силу інерції мислення шлях, що приходить на думку в першу чергу, – це модернізація існуючого чи покупка нового обладнання. Доцільність вибору конкретного шляху зовсім не так очевидна, як це здається на перший погляд. І якщо мова йде про новий верстат, то апетити обмежуються лише наявними коштами. Як ми, знову таки традиційно, обираємо верстат? До наших послуг проспекти й каталоги фірм, чия продукція наявна на ринку України, міжнародні виставки (як мінімум, в Україні), інтернет-ресурси. І ось куплено найсучасніший верстатний модуль, а невдовзі виявляється, що завантажити його з максимальною ефективністю не вдається. Що ми не врахували? Комплексність технічних рішень та інформатизацію технічної підготовки виробництва.

Всі ми знаємо, що напрямом розвитку сучасного машинобудування є автоматизація виробництва з широким використанням інформаційних технологій і роботів та, впровадження гнучких технологій, що дозволяють швидко й ефективно адаптувати технологічні процеси до індивідуалізації виробів.

Забезпечення виробництва з потрібними властивостями традиційними методами, орієнтованими на матеріальні перебудови існуючого виробництва, стає неможливим, низька серійність та часта зміна виробів, при тому, що час життєвого циклу проектів може бути досить малим, зумовлює неможливість здійснювати фізичну перебудову існуючого виробництва для їхньої реалізації.

Індивідуалізація замовлень зумовлює зростання трудоемності технологічної підготовки й відносне зменшення трудоемності самого виробництва, при тому, що вимоги до продуктивності зростають,

особливо в дрібносерійному і середньосерійному виробництві;

Тож як обрати потрібне обладнання, щоб задовільнити вимоги сучасного виробництва і при тому забезпечити постійну завантаженість цього обладнання при високій ефективності? Реновація верстатного парку визначає основні напрямки оновлення підприємства і саме вона є найбільш ресурсо- і наукоємною задачею. План технічного переозброєння охоплює не лише суто виробничі процеси, а й інші види діяльності підприємства. Перш ніж приймати рішення щодо оновлення верстатного парку, треба подбати про правильну організацію інфраструктури і керування підприємством, перш ніж обирати верстати та інше обладнання, треба зайнятися технологією виробництва. На ряд питань може відповісти виробничий аудит та інженерна експертиза з імітаційним моделюванням логістичних потоків. Зрозуміло, що модернізація підприємств повинна бути плановою, системною, інноваційною з використанням послуг експертно-інжинірингових компаній, які вже з'явилися на ринку України, але наявний дефіцит досвідчених інженерних кадрів, зокрема, експертів-технологів, які здатні розроблювати проекти технологічного реінжинірингу.

УДК 616.55–002. 089.12

В.В. Скиба, д-р мед. наук,

О.В. Іванько, канд. мед. наук,

Дар Ясін Ахмед

ПВНЗ «Київський медичний університет»

В.Ф. Рибальченко, д-р мед. наук

Національна медична академія післядипломної освіти імені П.Л. Шупика,

В.М. Бадах, канд. техн. наук,

В.П. Бочаров, д-р техн. наук

Національний авіаційний університет

ГІДРОСТРУМЕНЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ У ХІРУРГІЧНОМУ ЛІКУВАННІ ІНФІЛЬТРАТИВНИХ УТВОРЕНЬ ЧЕРЕВНОЇ ПОРОЖНИНИ

Вступ. На сьогодні гострі та хронічні хірургічні захворювання черевної порожнини, що проявляються запальними процесами – інфільтраціями та абсцесами, є актуальною проблемою абдомінальної

хірургії. За даними літератури ускладнені форми гострого апендициту з проявами інфільтратів чи абсцедуючих інфільтратів становлять до 75% випадків ургентних оперативних втручань у хворих хірургічних відділень. Деструктивні форми гострого апендициту складають до 76% випадків, з яких близько 43% є перфорацією апендикулярного паростка, що призводить до розвитку обмежених інфільтратів чи абсцесів черевної порожнини. За даними літератури, при такому перебігу недуги апендикулярний інфільтрат як ускладнення діагностується у пацієнтів від 0,2% до 14,6% клінічних спостережень, а супутній контактний гнійний оментит діагностується від 30% до 70%. Незважаючи на застосування новітніх методів діагностики та хірургічного лікування з використанням сучасних антибактеріальних препаратів, і до сьогодні при ускладненому перебігу деструктивного апендициту з формуванням інфільтрату та абсцесу спостерігаються стабільні показники летальності, які становлять від 0,2% до 0,4%, а при апендикулярному перитоніті з органною та поліорганною недостатністю вони збільшуються та складають до 23%.

Мета дослідження – вивчити ефективність використання струменевого гідроскальпеля при хірургічному лікуванні абсцедуючих інфільтратів черевної порожнини.

Клінічний матеріал і методи дослідження. В клініці кафедри хірургічних хвороб №1, ПВНЗ «Київський медичний університет», на базі хірургічних відділень Київської міської клінічної лікарні №1 з 2006 р. по 2019 р. знаходилися на лікуванні 218 пацієнтів з інфільтративними та рідинними утворами черевної порожнини та ранового каналу. Вік пацієнтів складав від 20 до 70 років. Пацієнтів чоловічої статі 84 (38,53%), жіночої 134 (61,47%).

При госпіталізації проводилося загальноклінічне обстеження крові та сечі в усіх хворих. Рентгенологічне дослідження – оглядова рентгенографія органів черевної порожнини у вертикальному та поліпозиційному положенні – проводилося 169 (77.52%) хворим, компютерна томографія (КТ) 49 (22.48%). Ультразвукове дослідження (УЗД) органів черевної порожнини проведено усім хворим, а дослідження стану кровотоку утворення – кольорове дуплексне картування – 101 (46,33%) хворим.

Результати дослідження. Оперативне лікування проведено 32 (14.68%) хворим з використанням гідроструменевого скальпеля. За локалізацією інфільтративні утворення мали наступну локалізацію: права здухвинна ділянка у 9 (28.12%), порожнина тазу у 10 (31.25%), підпечінкове розташування у 8 (25.0%) та медіальне у 5 (15.63%). За даними ревізії черевної порожнини, встановлено, що великий чепець брав участь в усіх інфільтративних утвореннях, а у 19 (59.37%) хворих пасма чепця окрім інфільтрату були фіксовані у порожнині малого тазу – місце накопичення гнійного вмісту. Стінками інфільтративних утворень були: великий чепець (сальник), петлі тонкого та товстого кишечника. За допомогою струменевого гідроскальпеля вдалося відділити всі складові інфільтративно-запального процесу, а саме відділити весь великий чепець. В усіх хворих встановлено інфільтративно-запальні зміни у великому сальнику після його відділення. З причини гнійно-запального процесу в самому сальнику (наявність мікроабсцесів) проведена його резекція: обмежена – у 24 (75.0%), субтотальна (правої лопасті) – у 8 (25.0%) пацієнтів. Дренування черевної порожнини проведено двопросвітним дренажем в усіх оперованих пацієнтів. В подальшому всі хворі отримували інфузійну та антибактеріальну терапію, а дренажі змінювали та видаляли за відсутності виділень з черевної порожнини за індивідуальними показаннями.

Висновки. На сьогоднішній день використання методу дисекції інфільтративно-запальних тканин струменевим гідроскальпелем дозволяє прецизійне відділення органних структур кишечника від великого сальника та паренхіматозних органів без пошкодження анатомічних структур.

Дослідженнями встановлено, що потік фізіологічного розчину струменевого гідроскальпеля дозволяє відчистити очеревину від наслідків інфільтративно-запальних змін, а за рахунок цього вдається мінімізувати пошкодження анатомічних структур, скоротити час операції та отримати добрі результати, а як наслідок покращити якість життя пацієнтів.

В.В. Скиба, д-р мед. наук,

О.В. Іванько, канд. мед. наук,

В.В. Лисиця

ПВНЗ «Київський медичний університет»,

В.Ф. Рибальченко, д-р мед. наук

Національна медична академія післядипломної
освіти імені П.Л. Шупика,

В.М. Бадах, канд. техн. наук,

В.П. Бочаров, д-р техн. наук

Національний авіаційний університет

ГІДРОСТРУМЕНЕВІ ТЕХНОЛОГІЇ У ХІРУРГІЧНОМУ ЛІКУВАННІ СПАЙКОВОЇ НЕПРОХІДНОСТІ КИШЕЧНИКА

Вступ. Непрохідність кишечника (НК) є однією з актуальних проблем сучасної наукової та практичної медицини, оскільки вона належить до найбільш складної для діагностики, вирізняється важким клінічним перебігом та складає до 25–30% хворих хірургічних відділень, що надають ургентну допомогу. За даними літератури, відомо, що найчастіше спайки утворюються після операції, що становить до 15% пацієнтів, причому доведено, що важкі і великі за обсягом хірургічні втручання (резекції кишечника на тлі перитоніту) набагато частіше стають причинами формування зрощень між органами черевної порожнини. На сьогодні в науковій та практичній хірургії відсутні дослідження стосовно хірургічного лікування спайкової непрохідності з використанням струменевого гідроскальпеля. За даними літератури, використання струменевого гідроскальпеля має лише описовий характер при пухлинах паренхіматозних органів та нервової системи

Мета дослідження – покращення результату хірургічного лікування непрохідності кишечника за рахунок використанням струменевого гідроскальпеля при розділенні злукового процесу.

Клінічний матеріал і методи дослідження. В клінічних хірургічних відділеннях кафедри хірургічних хвороб №1, ПВНЗ «Київський медичний університет» з 2006 р. по 2019 р. знаходилися на лікуванні

314 пацієнтів, що страждали спайковою хворобою та непрохідністю кишечника. Вік пацієнтів складав від 18 до 70 років. Пацієнтів чоловічої статі 115 (36.63%), жіночої 199 (63.37%). Всі хворі госпіталізовані за ургентними показаннями. При госпіталізації проводилося загальноклінічне у 100%, рентгенологічне дослідження 100.0% хворим, пасаж контрастної суміші у 127 (40.45%), комп'ютерна томографія (КТ) у 163 (51.91%), ультразвукове дослідження (УЗД) органів черевної порожнини проведено у 98 (31.21%) хворим.

Результати дослідження. Аналіз анамнезу перебігу первинної недуги показав анатомічні складові перенесених абдомінальних операцій з причини: запалення апедикулярного паростка та дивертикула Меккеля у 72 (22.92%), перфоративних виразок шлунка та 12-палої кишки у 53 (16,88%), проникаючих та закритих травматичних пошкоджень органів черевної порожнини (печінки, селезінки, кишечника та підшлункової залози) у 27 (8.6%), інших інтраабдомінальних операцій (планових реконструктивно-відновних операцій на кишечнику, гриж у тому числі і защемлених, а також з лапароскопічним супроводом, судинних та гінекологічних операцій) у 162 (51.6%).

В групу дослідження включено 36 (11.46%) пацієнтів, оперативне лікування яким проводилося з використанням струменевого гідроскальпеля. Встановлено наступні спайки: множинні площинні в усіх 19 (52.77%) хворих, із яких на тлі площинних мали місце і шнуроподібні – у 13 (36.11%) хворих, а панцерне тотальне покриття із заворотом встановлено у 4 (11.12%) хворих. Використання з метою розділення спайок струменевого гідроскальпеля дозволило запобігти значній кількості недоліків стандартного розділення спайок. Ускладнень при розділенні спайок не виявлено.

Таким чином, метод хірургічного лікування з використанням для розділення спайкового процесу струменевого гідроскальпеля має щадну нетравматичну дію на судини та стінку кишки при розділенні спайок, що в подальшому сприяє більш адекватному відновленню перистальтики у ранній та віддалений періоди після хірургічного лікування.

Висновки. Використання методу дисекції спайкових утворень струменевим гідроскальпелем у хірургічному лікуванні спайкового процесу черевної порожнини та спайкової непрохідності дозволяє

прецизійне відділення органних структур від спайок та паренхіматозних органів. При цьому вдається мінімізувати крововтрати, попередити пошкодження анатомічних структур та скоротити час операції.

УДК 532.528:536.423

В.О. Коноваленко

Національний авіаційний університет

КАВІТАЦІЯ У ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСАХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ЗА ПЕРЕХІДНИХ УМОВ

Коли об'ємний насос рухається з високою швидкістю при недостатньому тиску, кавітація може виникнути через вакуум, що створюється в процесі впускного ходу. Більше того, коли раптово збільшується потреба в потоці, інерція рідини на впускній магістралі може знизити тиск на вході в насос нижче критичного значення і спричинити кавітацію. Кавітація у насосі – це серйозна проблема, яка часто призводить до зниження ефективності, вібрації та ерозії, а з часом і до низької надійності. Насоси, які використовуються у літальних апаратах, такі як насоси з двигуном, мають більшу ймовірність кавітації, ніж інше інженерне обладнання, оскільки вони працюють на надзвичайно високій швидкості. Розділення між резервуаром і насосом вимагає наявності витягнутої труби. Тому система подачі на вході повинна бути під тиском, щоб уникнути кавітації насоса упродовж усього часу роботи, в тому числі за перехідних умов (від нульового до повного потоку за дуже короткий період).

На практиці існують деякі рішення для вирішення проблеми кавітації, такі як тиск на резервуар та включення інтегрального робочого колеса (рисунок 1). В даний час резервуари для завантажувального і газового типу широко використовуються у цивільних та військових літальних апаратах. Однак явище кавітації все ще має місце, якщо наддув баку є єдиним засобом застосування, оскільки втрати тиску в лінії всмоктування значно обмежують ефект наддуву, особливо у перехідні періоди. Вбудований механізм підсилення у насосі ефективний для запобігання кавітації. Він також може розчиняти частину повітря, яка може потрапити до системи. Якщо конструкція

підсилювача відповідно розроблена, критичний впускний тиск комбінації насоса може бути знижено до 34,5–69 кПа (абсолютний тиск). Однак динаміку всмоктування у перехідних умовах необхідно проаналізувати при прийнятті такої конфігурації підсилення.

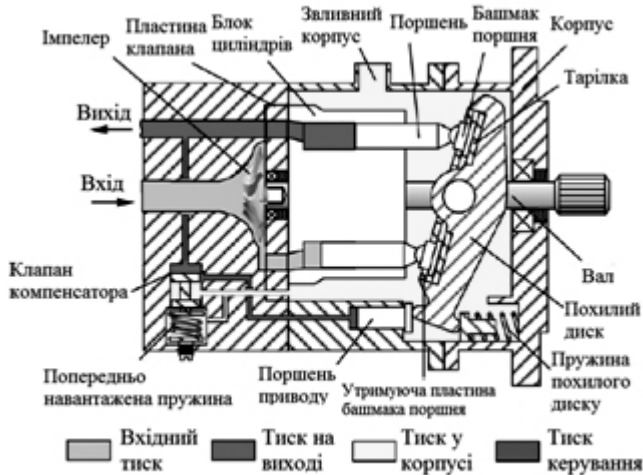


Рисунок 1– Видяк поперечного перерізу типового циркуляційного насоса для літальних апаратів

Згідно з проведеною пошуковою роботою, ще не проводилось досліджень на динаміку всмоктування поршневого насоса літака протягом перехідного періоду. Тому актуальною є задача для чисельного моделювання за допомогою сучасних CFD-комплексів. Необхідно розробити динамічну модель насоса та модель вхідного перехідного потоку для прогнозування тиску на вході. Проведене моделювання має показати динаміку характеру хвилі тиску, що поширюється у вхідній магістралі. По отриманню результатів можна надати рекомендації щодо проектування вхідних установок, таких як резервуари під тиском, впускні лінії та робочі колеса.

**А.М. Удод,
О.І. Скоков,
В.С. Євчик,
Т.В. Богдан**

Державне підприємство
«Український науково-дослідний
конструкторсько-технологічний інститут
еластомерних матеріалів і виробів»

СТВОРЕННЯ НОВИХ ГУМ ДЛЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

Гумотехнічні вироби (ГТВ) відіграють важливу роль у розвитку машинобудування, і втому числі, енергетичного обладнання, авіації і ракетобудуванні. Якість, надійність і тривалість функціонування складних наукоємних комплексів обладнання, машин і механізмів часто залежить виключно від якості ГТВ, в свою чергу, якість ГТВ залежить від каучуків, на основі яких виготовленні гумові суміші, а також від вулканізуючих агентів, наповнювачів, стабілізаторів, пластифікаторів і модифікуючих домішок.

Якість сировини може значно різнитися у окремих постачальників. Останніми роками нашому підприємству доводиться пристосовуватись до різних постачальників хімікатів – від Заходу до крайнього Сходу.

Так, особливого значення набула сьогодні робота по імпортозаміщенню сировини з РФ.

Основними постачальниками каучуків на сьогоднішній день є:

- фторкаучуків і фтор-силоксанових каучуків – Китай і Італія,
- бутадієн-нітрильних каучуків та хлоропренових каучуків – Німеччина, бутадієн-нітрильних каучуків марки KER-18, KER -29, KER-33 – Польща,
- бутадієн-стирольних та бутадієнових – Польща,
- силоксанових каучуків – Південна Корея і Китай.

Нашим підприємством разом з ДП «КБ «Південне» розроблено технічні умови ТУ У 22.1-00152135-124:2017 «Гумові суміші для гумотехнічних виробів спеціального призначення для ракетної та

ракетно-космічної техніки» замість російських технічних умов ТУ 38.005 924-84 «Смеси резиновые специальные».

У процесі створення ТУ У 22.1-00152135-124:2017 проведена значна робота із заміни бутадієн-нітрильних, бутадієнових, бутадієн-стирольних, ізопренових, хлоропренових, силоксанових та фторкаучуків на їх імпорتنі аналоги виробництва провідних підприємств Німеччини, Польщі, Словаччини, Південної Кореї, Китаю тощо.

В розроблених нашим підприємством технічних умовах нараховується 52 гумові суміші, які виготовляються на основі бутадієн-нітрильних каучуків, комбінації бутадієн-нітрильних каучуків з ізопреновими і бутадієн-метилстирольними каучуками, комбінації бутадієн-метилстирольних з хлоропреновими, ізопреновими і бутадієн-нітрильними каучуками, показники якості вулканізацій яких повністю відповідають показникам позначеним у ТУ 38.005 924-84. ГТВ, виготовлені із гумових сумішей за ТУ У 22.1-00152135-124:2017, можуть експлуатуватись в маслах, паливі, кислотах і лугах, воді, а також у кисні і озоні різної концентрації при температурі від мінус 60 до 250 °С.

Також у рамках імпортозаміщення створено ТУ У 22.1-00152135-129:2017 «Суміші гумові для гумотехнічних виробів авіаційної техніки» замість ТУ 38 0051166-98. ГТВ з гум за ТУ У 22.1-00152135-129:2017 на сьогодні знаходять широке застосування в агрегатах і вузлах авіаційної техніки при її відновленні на авіаційних агрегатних заводах ДК «Укроборонпром».

Проводяться роботи зі створення нових гум на основі неросійських каучуків для заміни гум, наведених в ТУ У 6 00152135.015-94 «Вироби гумотехнічні для атомної техніки» з метою відпрацювання ГТВ з них в устаткуванні атомної електростанції.

**ХІХ МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП**

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Відповідальний редактор
Т. Трубнікова
Технічний редактор
А. Величук

Оригінал макет розробленою
ТОВ «Глобус-Прес»,

21050, Вінниця, вул. Оводова, 35/3
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
ДК № 1077, від 21.04.2002 р.
e-mail: globustam@rambler.ru
тел. +38 050 519 27 28

Здано до набору 12.09.2019
Підписано до друку 21.09.2019
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура TIMES. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 9,7. Замовл. 34-19.
Наклад за замовленням

Віддруковано з оригіналів замовника.
ТОВ «Нілан-ЛТД»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 4299
від 11.04.2012 р.
21027, а/с 8825, м. Вінниця, вул. 600-річчя, 21.
Тел.: (0432) 69-67-69, 603-000.