

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**Асоціація спеціалістів промислової
гідравліки і пневматики**

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

**ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА
І ПНЕВМАТИКА**

Матеріали конференції

м. КИЇВ

30 листопада — 2 грудня 2020 року

**XXI Міжнародна науково-технічна конференція
АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика».
Київ, 30 листопада — 1 грудня 2020 р. : м-ли конф.
«ГЛОБУС-ПРЕС», 2020. — 112 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», «Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження, екології та машинобудування».

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

ISBN 547-966-8300-18-3

**Рекомендовано до друку
Організаційним комітетом конференції**

**Адреса Організаційного комітету конференції:
03680, Україна, м. Київ, проспект Любомира Гузара, 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 ПГП»,
голова наглядової ради ПрАТ
«КЦКБА» (м. Київ) |

ЗАСТУПНИК ГОЛОВИ ОРГКОМІТЕТУ

- | | |
|------------|---|
| Бадах В.М. | канд. техн. наук, с.н.с.
завідувач кафедри
гідрогазових систем
АКФ НАУ (м. Київ) |
|------------|---|

ВІДПОВІДАЛЬНИЙ СЕКРЕТАР

- | | |
|----------------|---------------------------------------|
| Тарасенко Т.В. | канд. техн. наук,
доцент (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) |
| Волошина А.А. | д-р техн. наук, професор
(м. Мелітополь) |
| 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, професор
(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)
Мачуга О.С.	д-р техн. наук, доцент (м. Львів)
Мочалін Є.В.	д-р техн. наук, професор (м. Ханчжоу)
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 каф. ГГС НАУ (м. Київ)
Ніколайчук Т.М.	корпоративний секретар ПрАТ «КЦКБА» (м. Київ)

З М І С Т

ВІТАЄМО З ЮВІЛЕЄМ!	9
ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ	
Ю.М. Дебринюк, О.С. Мачуга ДІЯЛЬНІСТЬ ЛІСІВНИЧОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ	11
О.Ф. Луговський, А.В. Шульга, І.А. Гришко, О.С. Галецький, А.І. Зілінський, О.П. Завалій РОЗРАХУНОК УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЙНОЇ КАМЕРИ ФІЛЬТРА З ЕФЕКТОМ РЕГЕНЕРАЦІЇ	13
В.Б. Струтинський ЗАСТОСУВАННЯ ОСОБЛИВИХ РОЗВ'ЯЗКІВ ЗАДАЧ ГІДРОДИНАМІКИ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПРИСТРОЇВ ГІДРОАВТОМАТИКИ	15
А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.А. Волошин ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОЗТАШУВАННЯ ВІКОН РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА	17
СЕКЦІЯ 1 «ТЕХНІЧНА ГІДРОГАЗОМЕХАНІКА»	
Р.V. Lukianov THE TURBULENCE CLOSER PROBLEM AND ONE OF THE WAYS TO SOLVE IT	19
А.В. Балалаєв, К.В. Дорошенко ЕФЕКТ СТІЛОВИДНОСТІ ЛОПАТОК В ДОЗВУКОВИХ КОМПРЕСОРАХ І ВЕНТИЛЯТОРАХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ	21
А.К. Черноброва, О.М. Молошний, М.І. Сотник ЗАЛЕЖНІСТЬ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ РІДИНИ У СПІРАЛЬНОМУ ВІДВОДІ НАСОСА ВІД МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ	23
В.Г. Пилявець, Л.Г. Козлов, О.В. Піонткевич ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗПОДІЛЬНИКА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ	25
В.О. Кочін, В.В. Мороз, В.М. Турик РЕАКЦІЯ МІКРО- ТА МАКРОСТРУКТУРИ ВИХІДНОГО ПОТОКУ ВИХРОВОЇ КАМЕРИ НА СТАТИЧНІ КЕРУВАЛЬНІ ДІЇ	27
В.О. Коноваленко КАВІТАЦІЯ В ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКАХ АІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ	29

І.В. Ночніченко, О.Ф. Луговський, Д.В. Костюк ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАТЕРІАЛІВ ДРОСЕЛЬНОГО ЕЛЕМЕНТУ НА ПРОЦЕС ГІДРОДИНАМІЧНОЇ КАВІТАЦІЇ, ЩО СУПРОВОДЖУЄТЬСЯ ЛЮМІНЕСЦЕНЦІЄЮ	31
М.В. Хижняк ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ МОДЕЛІ ПОТОКА У СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА ОК-75	34
О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко ВОПРОСЫ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ	39
Ю.О. Литвин, Т.В. Тарасенко ЗАСТОСУВАННЯ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ КРИТЕРІАЛЬНОГО АНАЛІЗУ УМОВ ВИНИКНЕННЯ КАВІТАЦІЇ НА ДРОСЕЛЬНОМУ ПРИСТРОЇ	41
СЕКЦІЯ 2 «ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ»	
К.І. Капітанчук ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК СУЧАСНИХ АГНКС З НАДЗВУКОВИМИ ГАЗОВИМИ ЕЖЕКТОРАМИ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТИСКУ НА ВХОДІ	44
А.І. Панченко, А. А. Волошина, І.А. Панченко ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИГОТОВЛЕННЯ РОТОРІВ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОРБИТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА	46
Є.Ю. Сахно, С.В. Коваленко РЕГУЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ ВАЛА ПО ВСІЙ ПЛОЩІНІ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА	48
В.Ю. Кондусь, Р.В. Пузік, Т.П. Котенко УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ТИПУ СВН З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИХРОВОГО РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ	50
В.Ю. Кондусь, О.Г. Гусак, ТЕХНОЛОГІЯ ПРОЕКТУВАННЯ ВИСОКОНАПІРНИХ НАСОСІВ	52
Р.В. Городиський, Ю.А. Борисенко, В.С. Бутько, Т. І. Сивашенко ПОБУДОВА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА З СЕРВОДІЄЮ	54
В.М. Бадах, В.В. Скиба, В.Ф. Рибальченко, О.В. Іванько, В.В. Лисиця, Дар Ясін Ахмед ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД З ВИКОРИСТАННЯМ СТРУМЕНЕВОГО ГІДРОСКАЛЬПЕЛЯ В АБДОМІНАЛЬНІЙ ХІРУРГІЇ	56

О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко, О.В. Башта КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ З ПОДІБНИМИ КАЧАЮЧИМИ ВУЗЛАМИ	60
А.П. Багач, О.П. Ящук РЕКУПЕРАЦІЯ АБРАЗИВУ ЯК СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ	62
СЕКЦІЯ 3 «СИСТЕМИ ПРИВОДІВ, ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ. ТЕХНОЛОГІЯ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДІВНОГО ВИРОБНИЦТВА»	
П.В. Лук'янов, В.М. Бадах, М.С. Іванов, Т.В. Тарасенко МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРИБИРАННЯ ТА ВИПУСКУ ШАСІ ЛІТАКА	66
Ю.С. Головка, О.О. Довгань ПРИСТРІЙ КОНТРОЛЮ ЗА СИНХРОННІСТЮ ЗАКРИЛКІВ КРИЛА ЛІТАКА	68
Ю.С. Головка, В.М. Гаман ВИКОРИСТАННЯ L1-АДАПТИВНОГО КОНТРОЛЕРА У ЦИФРОВОМУ РЕГУЛЯТОРІ ТИСКУ ПОВІТРЯ В ГЕРМОКАБНІ	69
А.В. Жулай, Т.В. Тарасенко, ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДА	71
Р.О. Макаренко, В.К. Родюк УДОСКОНАЛЕННЯ КЛАПАНА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЕРЕТІКАННЯ РІДИНИ У ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОМУ АМОРТИЗАТОРІ ШАСІ ЛІТАКА	75
Т.В. Тарасенко ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ НА КАВІТАЦІЙНУ СТІЙКІСТЬ	78
С.В. Струтинський, Р.В. Семенчук РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ МАНІПУЛЯТОРА НАЗЕМНОГО РОБОТИЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ	80
М.І. Іванов, Р.О. Гречко АНАЛІЗ РОБОТИ ШУНТУВАЛЬНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ-90	82

СЕКЦІЯ 4 «ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ЕКОЛОГІЇ ТА МАШИНОБУДУВАННЯ»

М.П. Андрішин, К.І. Капітанчук ОСОБЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ РУХУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ГАЗОПРОВОДІ ПРИ МАЛИХ ЗНАЧЕННЯХ ТИСКУ	86
А.М. Медвідь, В.О. Панченко, ВИЗНАЧЕННЯ ТРАСКТОРІЇ РУХУ ТА РОЗМІРІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО ТІЛА УПРОВОДЖ ОБІГУ ЙОГО ПОТОКОМ ПОВІТРЯ З НИЗЬКИМИ ШВИДКОСТЯМИ	88
П.М. Андренко, А.С. Роговий АЛГОРИТМ ВИБОРУ ТИПУ ПРИВОДА МАШИНИ	90
С.В. Воронін, Н.М. Аношкіна, О.С. Харківський ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ІНДУСТРІАЛЬНИХ ОЛИВ ПРИ ДОДАВАННІ ПРИСАДОК РІДКОКРИСТАЛІЧНОГО ТИПУ	92
Є.О. Римаренко ВИКОРИСТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ АКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОГЛИНАЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ	93
І.І. Верба ПРО ФОРМАЛІЗАЦІЮ КОНСТРУЮВАННЯ	95
С.В. Лозня, Е.П. Ясіницький, І.Е. Ясіницька ВИКОРИСТАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГАЗОТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОЦІНКИ ЙОГО ТЕХНІЧНОГО СТАНУ	97
А. П. Багач, О.П. Ящук ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ГІДРОБРАЗИВНОГО РІЗАННЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ	100
В.М. Браженко, Ли Шу Хен (李恒) ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ФІЛЬТРАЦІЇ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН ТА ФРАКЦІОНУВАННЯ СУСПЕНЗІЙ	104
Р.О. Єременко, В.М. Бадах ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА ДЛЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЛІТАКА	106
<i>IN MEMORIUM</i>	
ЛУР'Є ЗІНОВІЙ ЯКОВИЧ (16.09.1927 — 31.05.2020)	108
ФІНКЕЛЬШТЕЙН ЗЕЛЬМАН ЛАЗАРЕВИЧ (23.03.1934 — 29.10.2020)	110

ВІТАЄМО З ЮВІЛЕЄМ!

КАФЕДРИ ЛІСОВИХ МАШИН НАЦІОНАЛЬНОГО ЛІСОТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ УКРАЇНИ – 75 РОКІВ



Кафедра лісових машин Національного лісо-технічного університету України бере початок від кафедри сухопутного і водного транспорту лісу, яку утворено одночасно із заснуванням Львівського лісотехнічного інституту в 1945 році. У той період у лісовому господарстві України гостро відчувалась проблема із фаховими кадрами, зокрема – у царині заготівлі та вивезенні стовбурної деревини.

Одразу після заснування, на кафедрі велася наукова робота з удосконалення процесу транспортування деревини. Зокрема досліджувались особливості експлуатації переносних лісовозних залізниць, безтрелювальне та безперевантажувальне вивезення деревини, процеси влаштування переносних дерев'яних щитових доріг для автомобільної тяги, організація технологічного процесу електрифікованих лісорозробок, інерційні лісовозні дороги, динаміка лісовозного рухомого складу та багато іншого.

У подальшому науково-дослідна робота розвивалась у таких напрямках: розроблення нових та пристосування наявних машин і механізмів для первинного транспортування лісу із заболочених лісосік, впровадження у виробництво канатних підвісних установок, проектування лісовозних доріг, розроблення методології імітаційного моделювання та розрахунку характеристик процесу руху колісних лісотранспортних засобів. Виконані у той час експериментальні дослідження характеристик стовбурної деревини на спеціально створеному стенді були унікальними на теренах Радянського Союзу. Отримані результати використовувались і в суміжних галузях, зокрема упродовж проектування штангових обприскувачів та автобусів ЛАЗ.

Починаючи з 1994 року, кафедра під керівництвом професора Н.І. Библюка розгорнула широку пошукові досліджування з екологічних проблем лісотранспорту в Карпатах, розроблення підходів до створення екологічно безпечних технологій і технологічного забезпечення. Цей новий для кафедри напрямок та попередньо напрацьовані результати

УДК 630*

**Ю.М. Дебринюк, д-р с.-г. наук,
О.С. Мачуга, д-р техн. наук**

Національний лісотехнічний університет України

ДІЯЛЬНІСТЬ ЛІСІВНИЧОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ

На нинішньому етапі розвитку суспільства лісові насадження, як і довкілля загалом, потребують захисту. За масштабами впливу на природу виробнича діяльність людини наближається до сили дії геологічних чинників. Процеси негативної трансформації довкілля, у тому числі і лісових насаджень набули небезпечного характеру та досягають критичних обсягів.

З метою глибокого усвідомлення суспільством можливих негативних наслідків непродуманої експлуатації лісових ресурсів, необхідності раціонального і планомірного їх використання, активізування процесу відновлення лісових насаджень та пропагування ідеї їх збереження, передова частина представників української лісівничої думки об'єдналась у громадську організацію — Лісівничу академію наук України (ЛАН України).

Установчу конференцію зі створення Лісівничої академії наук України було проведено 30 листопада 1993 року в м. Львові. У роботі Установчої конференції взяли участь відомі вчені, доктори та кандидати наук, професори та провідні науковці, практики галузі. Президентом ЛАН України було обрано ректора Українського державного лісотехнічного університету, доктора економічних наук, професора Ю.Ю. Туницю. На Установчій конференції було відзначено, що на той час лісова наука в Україні розрізнена територіально, поділена між різними Міністерствами й відомствами. Тому створення Академії було необхідне як методичного, програмного та організаційного центру наукового забезпечення лісової галузі. Конференцією було затверджено герб та установчі документи ЛАН України.

На цей час ЛАН України є науково-творчим, методичним та координаційним громадським центром у галузі лісівництва, захисту лісів, лісоексплуатації, технології заготівлі та оброблення деревини, економіки лісового комплексу. ЛАН України здійснює свою діяльність на принципах демократичного самоврядування, колегіальності

стали міцним підґрунтям довготривалої успішної співпраці кафедри лісових машин із вітчизняними та іноземними спорідненими науково-навчальними закладами. Підсумки такої співпраці презентуються на міжнародних наукових конференціях «Лісова інженерія: техніка, технологія і довкілля», які неодноразово (1998, 2004, 2020 р.р.) проводяться кафедрою лісових машин.

Починаючи із 2007 року кафедра лісових машин тісно співпрацює з Асоціацією спеціалістів промислової гідравліки і пневматики. Зокрема на базі кафедри завдяки активності членів АС ПГП Н.І. Библюка та О.С. Мачуги успішно проводились X (2009 р.) та XIX (2018 р.) міжнародні наукові конференції «Промислова гідравліка і пневматика». За вагомий внесок у розвиток співпраці між АС ПГП та кафедрою лісових машин, завідувача кафедри – професора Н.І. Библюка нагороджено медаллю Трифона Максимовича Башти.

Кафедра лісових машин є випусковою. За роки роботи кафедрою підготувала тисячі висококваліфікованих фахівців в галузі лісового господарства – інженерів, спеціалістів, бакалаврів та магістрів; викладаються й загальнотехнічні дисципліни для студентів інших спеціальностей. Студентам створено усі умови для навчання та дозвілля – аудиторії, спеціалізовані лабораторії, гуртожитки, студентське містечко із стадіоном та спортзалом, курси водіння та багато іншого.

**ХАЙ ВАМ ЩАСТИТЬ У ПОДАЛЬШОМУ!
ПРОФЕСІЙНИХ УСПІХІВ ТА ОСОБИСТОГО ЩАСТЯ, ЗМІЦНЕННЯ
НАУКОВИХ, ТВОРЧИХ І ОСОБИСТИХ КОНТАКТІВ!**

керівництва, гласності, активності її членів. Діяльність Академії поширюється на всю територію України.

Основними завданнями ЛАН України є сприяння проведенню фундаментальних досліджень з проблем теорії лісівництва та агролісомеліорації, лісокористування та економіки лісового комплексу; організація ведення лісового господарства на принципах наближеного до природи лісівництва; сприяння розробленню та впровадженню програм поліпшення екологічної ситуації, охорони природи через формування національних природних заповідників, національних природних парків та лісопарків; вирішення проблем в області лісовідновлення та лісорозведення, пошук ефективних шляхів збільшення лісистості держави; наукове, екологічне, соціальне обґрунтування необхідності залишення лісів у державній власності; розробка концепції переходу на невиснажливе користування лісом, запровадження плантаційних насаджень, «енергетичних» плантацій для продукування значних обсягів деревної фітомаси за відносно короткі терміни; сприяння організації розробки прогресивних методів виробництва та застосування у лісовому господарстві і лісовій промисловості нових методів досліджень.

У Лісівничій академії наук України зосереджений науковий та практичний потенціал лісівничої думки в Україні. За теперішнього часу склад ЛАН України нараховує 62 академіки (дійсні члени) та 93 члени-кореспонденти з усіх регіонів України, а також 9 колективних, 24 почесних та 9 іноземних членів. У структурі ЛАН України три територіальних відділення — Західне, Центральне та Східне. ЛАН України має 14 філій у різних областях України та в м. Києві.

На загальних зборах Академії та засіданнях її Президії за участю представників виробництва активно обговорюються і приймаються рішення, рекомендації та пропозиції щодо вирішення невідкладних проблем лісового господарства, лісоексплуатації та лісозаготівлі, захисту природоохоронних об'єктів.

Науковим виданням ЛАН України є збірник «Наукові праці Лісівничої академії наук України», який віднесено до категорії «Б» за такими спеціальностями: 051 — Економіка, 091 — Біологія, 187 — Деревообробні та меблеві технології, 205 — Лісове господарство, 206 — Садово-паркове господарство.

**О.Ф. Луговський, д-р техн. наук,
А.В. Шульга, канд. техн. наук,
І.А. Гришко, канд. техн. наук,
О.С. Галецький, канд. техн. наук,
А.І. Зілінський, О.П. Завалій**

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

РОЗРАХУНОК УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЙНОЇ КАМЕРИ ФІЛЬТРА З ЕФЕКТОМ РЕГЕНЕРАЦІЇ

Кавітаційна камера фільтра є доволі складною резонансною системою, яка дозволяє створити всередині її ємності розвинене кавітаційне середовище. Для ефективної роботи камери необхідно узгодити резонансні коливання, синхронно працюючих, п'єзоелектричних приводів-випромінювачів поздовжніх коливань.

У випадку збудження радіальної моди коливань за рахунок внутрішньої циліндричної поверхні камери відбувається фокусування ультразвукових коливань здовж осі камери. Це призводить до суттєвого підвищення інтенсивності ультразвукових коливань здовж осі камери [1]. Таке ультразвукове поле з інтенсивністю більше 100 Вт/см² здатне ефективно інактивувати шкідливі для здоров'я людини мікроорганізми, але на внутрішній поверхні камери інтенсивність буде незначною, недостатньою для збудження ультразвукової кавітації поблизу внутрішньої поверхні.

У разі збудження радіально-згинальних коливань циліндричної поверхні камери в об'ємі камери утворюється ультразвукове поле середньої інтенсивності з великою кількістю вузлів та пучностей. Якщо ця інтенсивність перевищуватиме поріг виникнення кавітації при даних умовах, то кавітаційна область розповсюдиться по всьому об'єму камери (рисунок 3) [1].

Для побудови ультразвукового фільтра з ефектом регенерації необхідно всередині циліндричної резонансної камери розмістити циліндричний фільтрувальний елемент, а кавітаційну область організувати між внутрішньою поверхнею камери та зовнішньою

поверхнею фільтрувального елемента. Тому, буде доречним використати збудження поверхні кавітаційної камери на моді радіально-згинальних коливань. У попередніх дослідженнях було опубліковано методику розрахунку циліндричних камер ультразвукового кавітаційного фільтра з ефектом саморегенерації[2]. Для перевірки коректності обмежень та припущень, використаних у методиці, було проведено моделювання роботи акустичної системи, що розглядається, у програмному середовищі AbaqusStudentEdition 2018 (рисунок 1).

Багаторазова практична перевірка представленої методики розрахунку резонансних акустичних систем підтвердила її достатню точність за умови застосованих припущень. Це дозволило створити ефективне ультразвукове кавітаційне технологічне обладнання, яке знайшло впровадження у кавітаційних технологіях у машинобудуванні, сільському господарстві, харчовій промисловості та медицині.

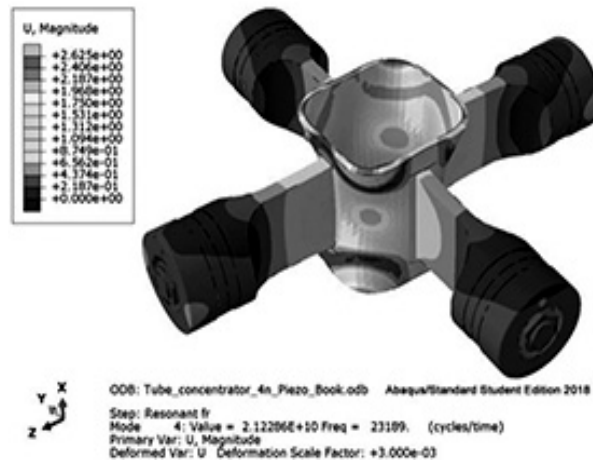


Рисунок 1 — Моделювання роботи ультразвукової кавітаційної секції з трубчастим вібратором

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Луговской А. Ф. Ультразвуковая кавитация в современных технологиях / А. Ф. Луговской, Н. В. Чухраев. — Киев : 2007. — 244 с.
2. Зілінський А. Performance increase of ultrasound liquid sprayers / А. Зілінський, А. Мовчанюк, О. Луговський, А. Лавриненков // Mechanics and Advanced Technologies. — 2017. — Vol. 2.

ЗАСТОСУВАННЯ ОСОБЛИВИХ РОЗВ'ЯЗКІВ ЗАДАЧ ГІДРОДИНАМІКИ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПРИСТРОЇВ ГІДРОАВТОМАТИКИ

Удосконалення пристроїв гідроавтоматики потребує всебічного дослідження робочих процесів. Дані роботи є актуальними з точки зору підвищення ефективності пристроїв гідроавтоматики.

Робочі процеси в пристроях гідроавтоматики досліджуються теоретичними та експериментальними методами. Експериментальні методи є більш надійними, але вони потребують складних установок для експериментальних вимірів та високоякісної апаратури. Тому застосування експериментальних методів є обмеженим із тенденцією зниження частки експериментальних досліджень в загальному обсязі та розширення частки теоретичних досліджень із використанням обчислювальної техніки.

Останнім часом теоретичні методи досліджень течії набули значного поширення завдяки наявності програмних засобів для числового інтегрування рівнянь гідродинаміки. Числові методи розрахунку параметрів течії в пристроях гідроавтоматики ускладнені низкою факторів. Це, зокрема, наявність стратифікованих ділянок течії із значними градієнтами параметрів, складність визначення реальних крайових умов, та складність інтерпретації одержаних розрахунком параметрів просторової течії в малорозмірній проточній частині пристроїв гідроавтоматики. Наведені фактори не є принциповими, але суттєво утруднюють реалізацію числових методів дослідження робочих процесів.

Головним недоліком наявних методів теоретичних досліджень є неможливість врахування основоположних фізичних явищ, які визначають робочі процеси в пристроях гідроавтоматики, зокрема облітерації та кавітації. Практично неможливо врахувати особливості граничних шарів на стінках проточної частини. Дані проблеми

застосування теоретичних методів вирішуються застосуванням особливих розв'язків задач гідродинаміки.

Такі розв'язки мають місце в особливих (сингулярних) областях течії, де рівняння гідродинаміки вироджуються внаслідок виконання деяких умов. Однією із умов є суттєве зниження швидкості руху частинок рідини в граничному випадку до нульового значення. Швидкість, як векторна величина, має незалежні компоненти, які мають різкий характер і закон зменшення компоненти до нульового значення. Тому особливий розв'язок визначається тензорною величиною, що об'єднує частинні похідні компонент вектора швидкості по просторовим координатам. Дана тензорна характеристика пов'язана із тензором напружень та тензором швидкостей деформацій в рухомій рідині. Для ламінарного руху суцільної рідини зв'язок тензорів є однозначним. Тензорна характеристика має різні співвідношення складових і описує рух рідини в локальних областях, в тому числі при порушенні суцільності рідини (кавітація) та наявності в рідині твердих частинок. Тензорна характеристика течії визначає області із нескінченно великими значеннями похідних швидкостей. Відповідно описуються закономірності утворення та розповсюдження граничних шарів, ізольованих вихорів, вихроджерел і вихростоків. Визначаються закономірності відривних явищ, зокрема в'язкого відриву потоку та інерційного відриву потоку. Дані ефекти і їх аналітичний опис спрощеними моделями широко використовуються при описі характеристик пристроїв гідроавтоматики.

На основі проведених досліджень встановлено, що побудова особливих розв'язків задач гідродинаміки дає можливість описати низку важливих робочих процесів пристроїв в гідроавтоматиці, які пов'язані із струменевими течіями та із гвинтовим рухом рідини. Тому даний підхід є ефективним при теоретичному дослідженні робочих процесів пристроїв гідроавтоматики. Він є суттєвим доповненням традиційних числових методів дослідження робочих процесів і рекомендується до застосування.

**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»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОЗТАШУВАННЯ ВІКОН РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Для мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки використовуються різні типи гідравлічних машин, але особлива увага приділяється орбітальним і планетарним гідромашин [1, 2]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного редуктора. Від орбітальних гідромоторів вони відрізняються особливостями конструктивного виконання, а саме наявністю розподільної системи, необхідної для створення обертового гідравлічного поля, яке виконує функцію водія планетарного редуктора.

У результаті проведених досліджень розроблено розрахункові схеми, математичний апарат і алгоритм розрахунку, що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Обґрунтовано кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника розподільної системи планетарного гідромотора. Розроблено методику зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, що дозволяє знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора [3].

На підставі розробленої методики запропоновані можливі варіанти використання додаткових вікон рухомого розподільника при зміні площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми (рисунок 1). У результаті виконаних досліджень визначено вплив геометричних параметрів розподільної системи на

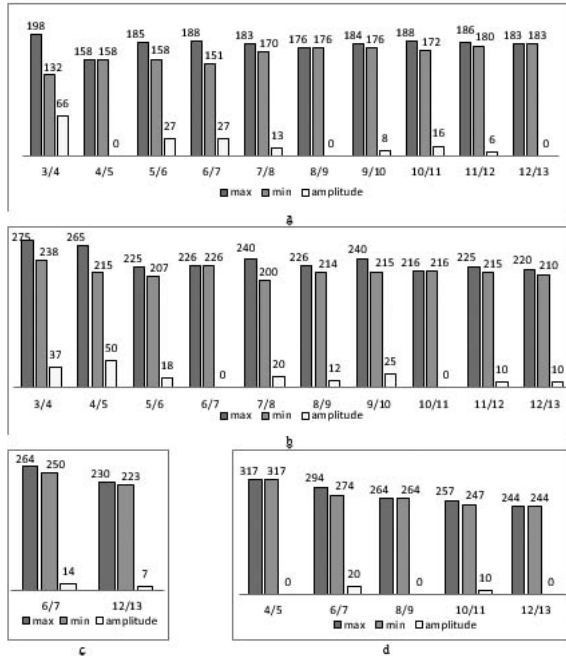


Рисунок 1. Залежність площі проходу від кінематичної схеми: а — без використання додаткових (розвантажувальних) вікон (без зміщення вікна); б — із застосуванням двох; с — три; d — чотири додаткові (розвантажувальні) вікна (після зміщення вікон)

вихідні характеристики планетарного гідромотора. Обґрунтовано найбільш раціональні кінематичні схеми, що забезпечують стабільність пропускну здатності розподільних систем, і як наслідок, вихідних характеристик планетарного гідромотора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Панченко А.І. Гідромашини для привода активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. Техніка АПК, 2006. С. 11—13.
2. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. Вісник НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С. 88—95.
3. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O. and Zasiadko A. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines, 2019. 708 (1). 012038.

THE TURBULENCE CLOSER PROBLEM AND ONE OF THE WAYS TO SOLVE IT

The primary mathematical problem of turbulence theory is the closure of a system of Reynolds equations. Recall that turbulent motion is described by three, in the case of a homogeneous fluid, equations of conservation of momentum and the equation of continuity [1].

$$\rho \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial t} + \rho \bar{V}_j \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{V}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\rho \overline{V_i' V_j'} \right) \quad (1)-(3)$$

$$\frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_j} = 0. \quad (4)$$

The system of equations (1) — (4) contains ten unknown functions

$$\bar{V}_x, \bar{V}_y, \bar{V}_z, \bar{p}, \left(-\rho \overline{V_i' V_j'} \right).$$

There is a lack of six more equations. The Nature always operates optimally [2], and it means a functional extremum for certain functional.

Functional (5) contains nine unknown functions — three velocity components and six stress tensor components. The extremum condition results into nine Euler equations.

$$J(\bar{V}_i, \tau_{ij}) = \iiint_D F \left(\bar{V}_i, \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j}, \frac{\partial^2 \bar{V}_i}{\partial x_i \partial x_j}, \tau_{ij}, \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \right) dv \quad \tau_{ij} = -\rho \overline{V_i' V_j'} \quad (5)$$

$$F_{\varphi_k} - \frac{\partial}{\partial x_i} F_{(\varphi_k)_{x_i}} + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} F_{(\varphi_k)_{x_i x_j}} = 0 \quad (6)$$

relatively unknown $\varphi_k = V_i, \tau_{ij}$.

Equations (1) — (3) are used as constraints

$$\bar{V}_i = \bar{V}_i \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j}, \frac{\partial^2 \bar{V}_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}, \tau_{ij}, \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

The system of nine equations (6), in which the constraint equations (7) are used, together with equation (4), a closed system of ten (10) equations and ten (10) unknowns. Recall that another unknown (tenth) function is pressure \bar{p} .

Since turbulence is directly related to the thermodynamic state of the liquid, it is appropriate to use the S-theorem on the minimum entropy [3]. Consequently, in the general case, entropy can be used as functional (5). When this, one should remember that the nonlinear open system can have multiple steady states, each of which corresponds to a local minimum, and therefore the extremum, of entropy. However, there are a number of flows where the desired criterion is obvious and not explicitly related to entropy.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. — 7-е изд. испр. — М.: Дрофа, 2003. — 840 с.
2. Lukianov P.V. Optimal liquid flow in a flat channel in the presence of easy-permeable roughness / P.V. Lukianov// Промислова гідроліка і пневматика — 2019. — №1, с. 25—34.
3. Klimontovich Yu. L. Relative ordering criteria in open system// Yu. L. Klimontovich/ Physics -Uspekhi — 1996. — V. 166, N 11, p. 1231 — 1243.

ЭФЕКТ СТРЕЛОВИДНОСТИ ЛОПАТОК У ДОЗВУКОВИХ КОМПРЕСОРАХ І ВЕНТИЛЯТОРАХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Ефективність та коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних вентиляторів і компресорів авіаційних двигунів значно зросла за рахунок новітніх впроваджень з аеродинаміки. Однак вдосконалення внутрішньої аеродинаміки вентилятора та компресора залишається актуальною. Особливістю вентиляторів авіаційних двигунів 5 та 6 поколінь є відмова від вхідного напрямного апарату. Це викликано необхідністю зменшення масово-габаритних розмірів силової установки літаків. Необхідно відмітити, що при такій конструкції ступеня вентилятора двоконтурного турбореактивного двигуна, вентилятори суттєво реагують до зміни кутів атаки, це викликано зміною режимів роботи (частоти обертання) і вхідною нерівномірністю потоку. Передня кромка є дуже високонавантаженою, що призводить до збільшення втрат у втулки і на периферії (кінцевому) перерізі. Зростання втрат веде до зменшення ККД компресора. Крім того, високонавантажена передня кромка є фактором, який впливає на появу флатера лопаток. Одним з варіантів розв'язання цих проблем є використання стріловидних лопаток. Лопатка вважається стріловидною, якщо лінії вхідної або вихідної кромки не перпендикулярні вхідному потоку. Ефект стріловидності полягає в наступному. Можна вважати, що градієнт тисків спрямований перпендикулярно кільцевим поверхням повинен дорівнювати нулю, тобто в даному випадку не може бути прискорення потоку в напрямі перпендикулярному стінці. Навантаження лопатки у втулочному перерізі буде зменшуватися біля вхідної кромки, де навантаження швидко перетворюється в нуль. Відповідно навантаження втулочної поверхні буде мати тенденцію до зростання біля кромки до тих пір доки тут буде мати місце хоч найменша різниця тисків по відношенню до більш навантажених перерізів. Протилежний ефект має місце біля периферійної кінцевої

поверхні (рис. 1) [1]. Ефект впровадження стріловидності показано в рїботі [2]. Автори представили результати чисельного моделювання в високонапірному робочому колесі. Застосування стріловидних лопаток дозволило підвищити ККД.



Рисунок 1. Вплив стріловидності на навантаження лопатки

З точки зору вдосконалення аеродинамічних характеристик можуть бути використані дворядні лопаткові вінці. У роботі [3] було попередньо проаналізовано ефективність застосування дворядних лопаткових вінців у елементах вентиляторів і компресорів, проведено порівняльний аналіз отриманих даних з результатами фізичного експерименту. У подальшому планується дослідити застосування ефекту стріловидності для дворядних лопаткових вінців.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Терещенко Ю.М., Мітрахович М.М. Авіаційні газотурбінні двигуни. — Київ: КВШЦ, 2001. — 312 с.
2. Бойко, Л.Г. Влияние изменения геометрических параметров высоконапорного рабочего колеса осевого компрессора на его газодинамические характеристики / Л.Г. Бойко, А.Е. Демин, Ю.П. Максимов, Н.В. Пижанкова, Ю.Ф. Басов // Вестник двигателестроения. — 2011 — №2. — С. 197—202.
3. Balalaiev A.V. Flow simulation in an elementary tandem vane row of compressor / A.V. Balalaiev // Annali d'Italia. — 2020. — №10. — P. 51—54.

УДК:621.671

А.К. Черноброва,
О.М. Молошний, канд. техн. наук,
М.І. Согник, д-р техн. наук
Сумський державний університет

ЗАЛЕЖНІСТЬ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ РІДИНИ У СПІРАЛЬНОМУ ВІДВОДІ НАСОСА ВІД МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ

Для відведення рідини від робочого колеса насоса до вихідного патрубку та перетворення кінетичної енергії в напір застосовують відвідні пристрої різної конструкції. Для насосів двостороннього входу застосовуються спіральні відводи.

Роботу присвячено аналізу структури течії у спіральних відводах, що побудовані за методом збереження кутового моменту швидкості потоку та методом збереження постійної швидкості рідини. Мета роботи — визначення найбільш ефективної конструкції спірального відводу для відцентрового насоса двостороннього входу.

Окрім методів побудови спіралей, також існують рекомендації науковців стосовно параметрів вибору ширини спірального відводу b_3 , діаметру окружності спірального відводу D_3 та площі поперечного перетину спірального відводу. Науковці надають різні рекомендації щодо їх визначення. У роботі розглядаються рекомендації побудови спіралі А. Степанова, К. Пфлейдерера та А. Ломакіна.

Згідно наведених вище методик було побудовано три конструкції спіральних відводів для відцентрового насоса двостороннього входу Д2000-100-2, що їх порівнювали з базовим варіантом спіралі насоса.

Розрахунок робочого процесу насоса проведено в ANSYS CFX. Побудована розрахункова модель насоса складається з вхідного трубопровода, спірального підводу, робочого колеса, спірального відводу та вихідного трубопровода.

Було проаналізовано зміну розподілу тиску, швидкості та нерівномірність розподілу швидкості F_{ia} (рисунок 1) у поперечних перетинах спірального відводу.

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗПОДІЛЬНИКА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

У Вінницькому національному технічному університеті проводяться роботи по створенню адаптивних гідросистем з пропорційним електрогідравлічним керуванням для сучасних мобільних робочих машин [1, 2].

Такі гідросистеми побудовані на базі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів. Розроблено нові схеми, конструкції гідроапаратури та створено нелінійні математичні моделі, що описують роботу гідросистеми у статичних та динамічних режимах роботи. Розроблені конструкції розподільників з електрогідравлічним керуванням виконують цілу низку функцій по спрямовленню та регулюванню потоків робочої рідини, а також працюють у гідросистемах, дозволяють контролювати рух виконавчих механізмів при знакозмінному навантаженні. У таких розподільниках застосовані регульовані дроселі, клапани перепаду тиску та гальмівні клапани. Корпусні деталі таких розподільників мають складну форму. Моделювання течії рідини по каналам розподільників та через клапани, що входять до його складу, суттєво утруднене. Авторами запропоновано для визначення витратних характеристик розподільника застосувати програмний пакет CFD-AutodeskSimulation.

Для проведення досліджень використано 3D-модель розподільника. Змодельовано течію робочої рідини по ділянці розподільника, яка має розподільний золотник. Для цієї ділянки на основі розрахунку значень тиску по шляху течії робочої рідини при зміні величин потоків та відомих початкових значень знайдено апроксимуючі залежності потоку від значень тиску на вході та виході ділянки. На рисунку 1 показано зміну величини тиску на ділянці, що включає розподільний золотник.

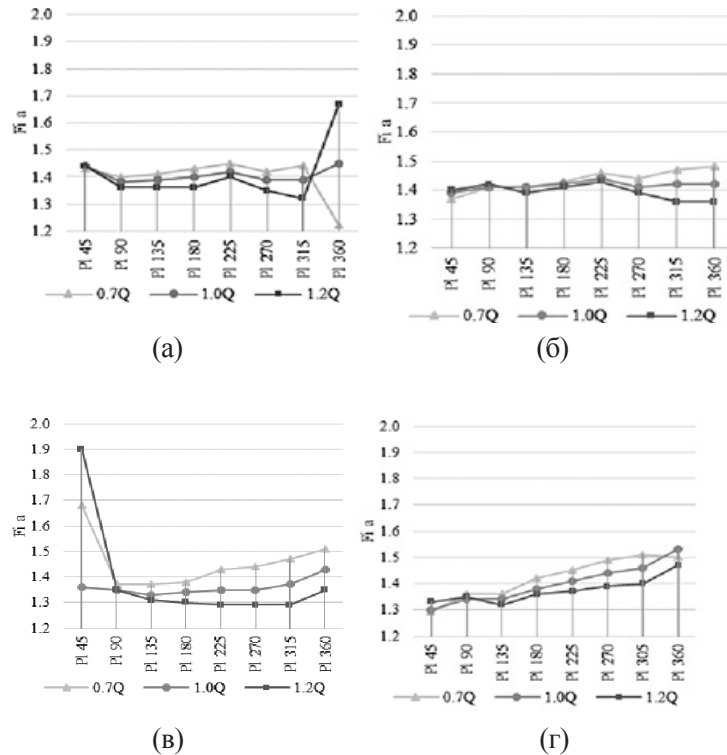


Рисунок 1 — Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкості в поперечних перетинах спіралі: (а) базова спіраль; (б) спіраль А. Степанова; (в) спіраль К. Пфлейдерера; (г) спіраль А. Ломакіна

За результатами дослідження визначено, що з розглянутих вище варіантів побудови спіралі найменшу нерівномірність розподілу швидкості має спіраль побудована методом збереження сталої швидкості за рекомендаціями А. Степанова, де максимальне значення зміни розподілу швидкості коливається у межах 5%.

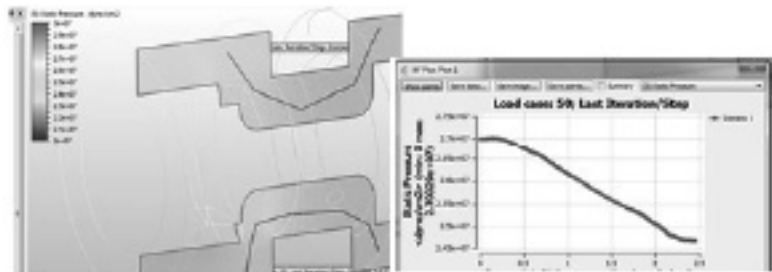


Рисунок 1 — Залежність потоку від тиску на вході та виході розподільного золотника

Для даної ділянки знайдена залежність (1) потоку від тиску на вході та тиску на виході розподільного золотника.

$$Q_x = a_2 + b_2/p_v + c_2/(p_v^2) + d_2/p_m + e_2/(p_m^2), \quad (1)$$

де $7 \cdot 10^{-4}$; $-6,58 \cdot 10^5$; $9,09 \cdot 10^{11}$; $6,37 \cdot 10^{-5}$; $-8,4 \cdot 10^{11}$.

Отримані в результаті моделювання та апроксимації залежності величин потоків через ділянки розподільника від величин тиску та переміщення регулюючих елементів дозволили отримати нелінійну математичну модель адаптивної гідросистеми.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пилявець В.Г. Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком / В.Г. Пилявець, Л.Г. Козлов, Ю.А. Буренніков, В.А. Ковальчук // Проблеми тертя та зношування, Національний авіаційний університет. — 2019. — № 4(85) — с. 76—82.
2. Leonid Polishchuk, Leonid Kozlov, Yuri Burennikov, VasilStrutinkiy, ValeriiKravchuk. Application of hydraulic automation equipment for the efficiency enhancement of the operation elements of the mobile machinery., Informatics Control Measurement in Economy and Environment Protection., n 2 (2019), p. 72 -78, DOI : 10.5604101.3001.0013.2453.

В.О. Кочін, канд. техн. наук,
В.В. Мороз, канд. техн. наук
 Інститут гідромеханіки НАН України,
В.М. Турик, канд. техн. наук
 Національний технічний університет України
 «Київський політехнічний інститут
 імені Ігоря Сікорського»

РЕАКЦІЯ МІКРО- ТА МАКРОСТРУКТУРИ ВИХІДНОГО ПОТОКУ ВИХРОВОЇ КАМЕРИ НА СТАТИЧНІ КЕРУВАЛЬНІ ДІЇ

В процесах переносу маси, імпульсу, теплоти, кінетичної енергії пульсацій, рейнольдсових напружень у турбулентних потоках важливу роль відіграють великомасштабні когерентні вихрові структури (КВС) з кінетичною енергією порядку енергії місцевого усередненого руху [1]. Вони разом з вихорами інерційного масштабу частково задіяні у схемі прямого «каскадного процесу», але мають властивість коагулювати у більш крупні вихори. Дослідження закручених потоків у вихрових камерах (ВК) [2, 3] свідчать, що найбільш енергоємні вихрові утворення акумулюють у собі також вихори детермінованої природи з пристінних зон течії в процесі взаємодії з ними — це модифіковані вихори Гьортлера–Людвіга у присопловій зоні вихрової камери, квазітейлорівські вихори та інші. Рівень адекватності результатів математичного моделювання складних вихрових процесів у вихрових камерах вимагає продовження експериментальних пошуків ефективних способів статичного і динамічного керування КВС.

У даній роботі пропонуються результати одного з методів впливу на параметри і структуру потоку на виході вихрової камери з видовженою тупиковою частиною шляхом статичного керування характеристиками вхідного потоку, оскільки як великомасштабна турбулентність, так і енергоємні КВС в камері перш за все визначаються геометричними особливостями вузла підведення газу. Керувальні впливи здійснювались варіюванням осьового кута орієнтації більшої сторони отвору сопла розмірами $0,041 \times 0,025 \text{ м}^2$ (з галтелями радіусом $0,005 \text{ м}$ у кутових зонах) у діапазоні $-20^0 \leq \alpha \leq 20^0$. Кут тангенціальності уведення потоку до

камери складав $\gamma=88^\circ$. Дослідження проведене на аеродинамічному стенді, робочою частиною якого є вихрова камера з глибиною L розташування глухого торця ($L/d_o = 4,4$; $d_o = 0,102$ — діаметр камери). Діапазон чисел Рейнольдса, обчислених за еквівалентним діаметром впускного сопла та середньою швидкістю вхідного потоку, складав $Re_c = 55000 \div 86500$. Здійснено вимірювання профілів усередненої трансверсальної швидкості, інтенсивності відповідних пульсацій швидкості та амплітудно-частотних спектрів у вихідному перерізі ВК, розташованому на відстані 0,418 м від центра вхідного сопла. Проаналізовано їх реакцію на керувальні впливи в наведених вище діапазонах зміни параметрів дослідження. До прикладу, якщо прийняти за базові середні за перерізом значення трансверсальної швидкості U та інтенсивності відповідних пульсацій швидкості ε_u при $Re_c = 86500$ і $\alpha = 0^\circ$, то відносна зміна цих параметрів при керувальних діях зміною осьового кута α є істотною: при $\alpha = +20^\circ$ $\delta \varepsilon_u = +15\%$, але $\delta U = -7\%$; при $\alpha = -20^\circ$ $\delta \varepsilon_u = +16\%$, але $\delta U = -17\%$.

В роботі також аналізується склад енергоємних смуг в амплітудно-частотних спектрах пульсацій швидкості як реакція на керувальні дії.

Результати дослідження можуть допомогти раціональній організації робочих процесів вихрових апаратів різноманітного призначення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. — 7-е изд., испр. — М.: Дрофа, 2003. — 840 с.
2. Makarenko R. A. Kinematics of Flow in a Dead End Part of a Vortex Chamber / R. A. Makarenko, V. N. Turick // International Journal of Fluid Mechanics Research. — 2004. — Vol. 31, No. 3. — P. 299—306.
3. Бабенко В. В. Макет вихревых структур при течении потока в вихревой камере / В. В. Бабенко, В. Н. Турик // Прикладна гідромеханіка. — 2008. — Т. 10 (82), № 3. — С. 3—19.

КАВИТАЦІЯ У ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКАХ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

Робота гідророзподільників з вібраційною лінеаризацією супроводжується великими перепадами тиску на дроселюючих щілинах їх золотників. У результаті в їх проточних частинах збільшуються швидкості руху робочої рідини, що призводить до зниження статичного тиску, зміни ліній струму, вихреутворенню, і за певних умов, розриву суцільності середовища. Це спричиняє кавітацію, що спостерігається у гідророзподільниках.

Цікавою технічною задачею є чисельне моделювання кавітації в авіаційних гідророзподільниках. Моделювання кавітаційних потоків є складною проблемою як з точки зору моделювання термодинаміки протягом фазового переходу, так і складної взаємодії з турбулентністю.

Для чисельного моделювання процесу кавітації був обраний найпростіший випадок для однокаскадного зворотнього клапана, конструктивна схема якого показано на рисунку 1.



Рисунок 1. Схема зворотнього однокаскадного клапана

Розглядалась осесиметрична постановка задачі по поперечному перерізу клапана з ходом 1 мм від площини отвору штуцера при різних перепадах тиску (\bar{p}). Для моделювання турбулентності використовувалась стандартна $k-\varepsilon$ модель з посиленними пристіночними функціями. В якості фаз виступали вода і водяний

пар, тиск на вході в клапан рівний тиску в авіаційних гідросистемах (210 кгс/см²).

Результати дослідження при різному відносному тиску показано на рисунку 2.

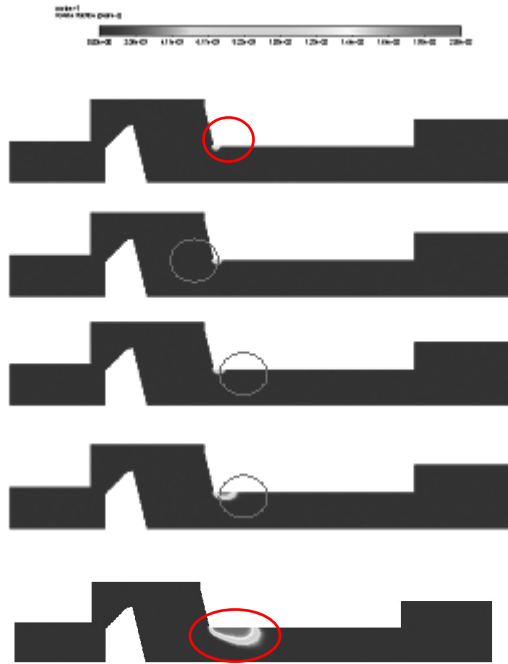


Рисунок 2. Осередки кавітації при $\bar{p} = 0,25; 0,2; 0,15; 0,1; 0,05$ відповідно

За результатами чисельного моделювання можна спостерігати, що в даній постановці технічної задачі, масоперенос фаз починається при відносному тиску \bar{p} близькому до 0,25, при значеннях від 0,25 до 0,1 набирає інтенсивності і при значенні нижче 0,05 утворює обширну кавітаційну зону.

**І.В. Ночніченко, канд. техн. наук,
О.Ф. Луговський, д-р техн. наук,
Д.В. Костюк, канд. техн. наук**
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАТЕРІАЛІВ ДРОСЕЛЬНОГО ЕЛЕМЕНТУ НА ПРОЦЕС ГІДРОДИНАМІЧНОЇ КАВІТАЦІЇ, ЩО СУПРОВОДЖУЄТЬСЯ ЛЮМІНЕСЦЕНЦІЮ

Кавітація в гідравлічних машинах та апаратах переважно є негативним явищем, проте, в деяких випадках знаходять застосування пристрої, що працюють на основі явища гідродинамічної кавітації. Наприклад, обладнання для активізації масообміну, змішування рідин, теплові генератори та ін. У роботах з дослідження кавітації як метод реєстрації кавітації зустрічається явище гідролюмінесценції — випромінювання світла у місці виникнення кавітації [1-5].

Для дослідження закономірностей виникнення кавітації в гідравлічному обладнанні розроблено декілька варіантів дроселюючих елементів, які можна розглядати як складові гідравлічного обладнання. Для можливості проведення візуального контролю потоку та реєстрації появи кавітації моделі виготовленні з прозорого матеріалу. Розроблено методику проведення дослідження та стенд (рисунок 1), що дасть змогу реєструвати параметри потоку в гідросистемі та зафіксувати умови появи кавітації і люмінесценції [6].

Розроблено макет дроселюючого елемента (НДС на рисунку 1) з органічного скла та гвинтів з різних матеріалів, для зміни поперечного перерізу каналу. Дослідження проведено на робочій рідині типу HLP при температурі 30°C, перепад тиску на дроселі — 5 МПа, витрата — 1 л/хв.

У результаті досліджень було виявлено появу люмінесценції у каналі за каверною та вплив матеріалу гвинта на її інтенсивність (рисунок 2). Помічено певний зв'язок між інтенсивністю люмінесценції та місцем матеріалу в трибоелектричному ряду [7]. Так, найбільша

інтенсивність люменесценції спостерігалася при використанні гвинтів з алюмінію (+6 нКл/Дж), міді (0), та орг. скла (+10), найменша — для гвинтів з фторопласту (-190), ебоніту (-13) та текстоліту (-32).

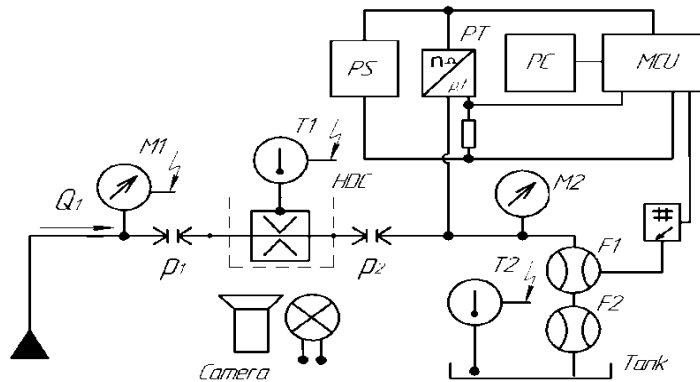


Рисунок 1 — Схема стенду для дослідження гідродинамічної кавітації та люменесценції



Рисунок 2 — Результати досліджень впливу матеріалу гвинта на інтенсивність люменесценції, що виникає в каналі дроселюючого елемента: а, б — алюміній, в, г — фторопласт.

Проведені дослідження дозволили здійснити візуалізацію люменесценції, що виникає в дроселюючому каналі, виявити діапазон її виникнення та чинники, що впливають на перебіг процесу. Виявлено вплив типу матеріалу на інтенсивність люменесценції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Nochnichenko, I. V., Luhovskyi, A. F., Jakhno, O. M., Kostiuk, D. V., Komada, P., & Kozbakova, A.: Experimental research of hydroluminescence in the cavitating flow of mineral oil. Paper presented at the Proceedings of SPIE — the International Society for Optical Engineering (2019).
2. Margulis, MA, Pil'gunov, VN.: The Mechanism of the Appearance of Luminescence and Electrification in Liquid Flows through Narrow Channels. Russian Journal of Physical Chemistry A 83 (10) pp. 1789 — 1793 (2009).
3. Biryukov, DA, Gerasimov, DN.: Spectroscopic diagnostics of hydrodynamic luminescence. Journal of Molecule Liquids 266 pp. 75 — 81 (2018).
4. Farhat M., Chakravarty A., Field J. E.: Luminescence from hydrodynamic cavitation 467 Proc. R. Soc. A (2018).
5. Nochnichenko I.V., Luhovskyi O.F., Kostiuk D.V.: Study of hydrodynamic luminescence in a cavitation liquid medium. Naukovo-tekhnichnyzhurnal «Problemy tertia ta znoshuvannia» # 3(84). — .57-62 (2019).
6. O. Luhovskyi, I. Nochnichenko, O. Jakhno, D. Kostiuk: Temperature influence on cavitation mass transfer in the channel of laval nozzle type. Journal of the Technical University of Gabrovo, #57 (I), 12 - 15 (2018).
7. AlphaLab.Inc The TriboElectric Series, <https://www.alphalabinc.com/triboelectric-series/>, доступ 24.09.2020

ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ МОДЕЛІ ПОТОКА В СТУПЕНІ КОМПРЕСОРА ОК-75

З 1970 року в масове користування всіх вчених планети надходить надзвичайне програмне забезпечення, що несе в собі можливість розрахунку та дослідження використовуючи 3D-моделювання. Однією із передових компаній того часу являється Ansys, яка дала змогу авіації розвиватись ще швидше, саме вони спільно із NASA дали можливість вченим побачити результат своєї роботи не чисельно, а саме візуально.

На сьогодні налічується більше 50 різних компаній, які надають послуги та індивідуально розробляють програмне забезпечення для математичного моделювання досліджень задля економії часу та ресурсів.

Раніше для створення двигуна, від задумки до прототипу, потрібно було задіяти близько сотні вчених-інженерів та кілька років. Зараз це можуть зробити близько 10 вчених за кілька місяців. Та чи все так просто, як здається на перший погляд?

Звісно, ми виграли в часі і ресурсах, але програма, написана людиною, не може бути ідеальною, саме тому проводять випробування за реальних умов, щоб мінімізувати похибку результатів, отриманих упродовж математичного моделювання, та використати це у процесі наступних етапів досліджень. Тому в даній роботі ставиться за мету оцінити адекватність моделі потоку в ступені компресора ОК-75.

Об'єкт дослідження — осьовий компресор, що складається з спрямних апаратів та робочого колеса (рисунок 1).

Кінцевий діаметр робочого колеса складає 600 мм, діаметр втулки 300 мм, кількість лопаток СА1-38, кількість лопаток РК-49, кількість лопаток СА2-54.

Аеродинамічна навантаженість оцінювалась за допомогою ступеня підвищення тиску за формулою (1) [1]:

$$\pi = p_2 / p_1, \quad (1)$$

де p_1 — повний тиск на вході у вентилятор, p_2 — повний тиск на виході з вентилятора.

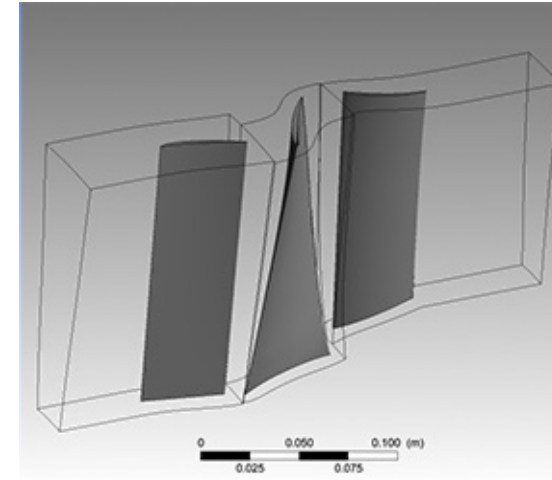
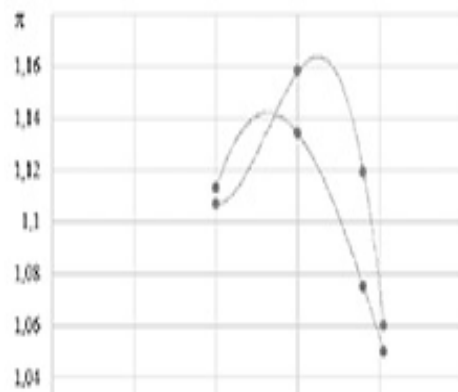


Рисунок 1. Твердотільна 3D-модель осьового компресора

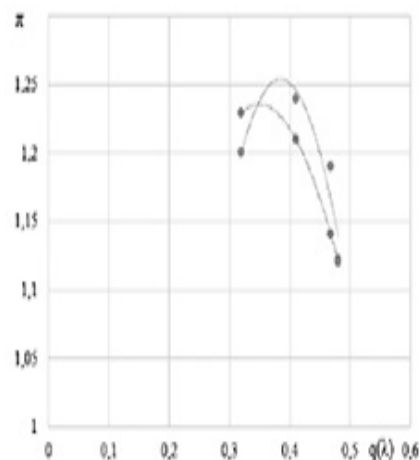
Моделювання течії у вентиляторі проводилося при значенні газодинамічної функції на вході $q(\lambda) = 0,2—0,55$ при температурі на вході 288 К, робоче тіло — повітря, умова періодичності — використовувалась. Розрахункову сітку побудовано з адаптацією прилежового шару.

На рисунку 2 показано залежність ступеня підвищення тиску від газодинамічної функції на вході $q(\lambda)$.

Ступінь компресора, що досліджувався, при частоті обертання $n = 6904,78$ об/хв (63,8%) має ступінь підвищення тиску від 1,113 до 1,05 при $q(\lambda) = 0,2—0,405$ відповідно. При збільшенні частоти обертання до $n = 8733,79$ об/хв (80,7%) ступінь підвищення тиску зростає до 1,229—1,1217 при $q(\lambda) = 0,319—0,48$. Режим роботи при частоті обертання $n = 9848,511$ об/хв (91%) дозволяє отримати ступінь підвищення тиску до 1,3—1,14 при $q(\lambda) = 0,36—0,55$. Отримані результати порівняно із реальними дослідженнями, наведено на рисунках 2 а, б та 3. Ступінь компресора, що досліджувався, при частоті обертання $n = 6904,78$ об/хв (63,8%) має ступінь підвищення тиску від 1,113 до 1,05 при $q(\lambda) = 0,2—0,405$ відповідно. При збільшенні частоти обертання до $n = 8733,79$ об/хв (80,7%) ступінь підвищення тиску зростає до 1,229—1,1217 при $q(\lambda) = 0,319—0,48$.



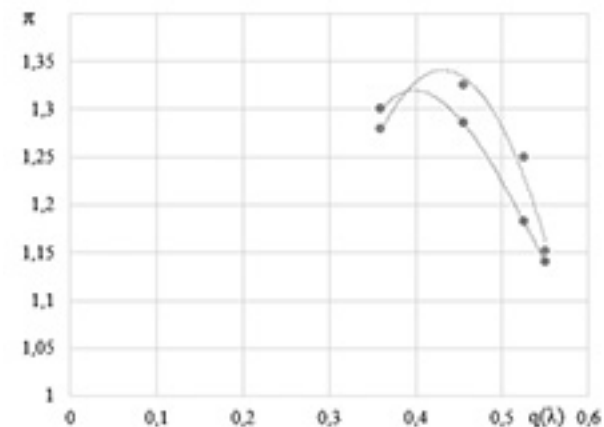
a)



• math 80.7% • real 80.7%

б)

Рисунок 2. Залежність ступеня підвищення тиску від газодинамічної функції на вході $q(\lambda)$ при частоті обертання вала а) 6904,78 об/хв, б) 8733,79 об/хв



• math 91% • real 91%

Рисунок 3. Залежність ступеня підвищення тиску від газодинамічної функції на вході $q(\lambda)$ при частоті обертання вала 9848,511 об/хв.

Режим роботи при частоті обертання $n = 9848,511$ об/хв (91%) дозволяє отримати ступінь підвищення тиску до 1,3—1,14 при $q(\lambda) = 0,36—0,55$. Отримані результати порівняно із реальними дослідженнями показано на рисунках 2 а, б та 3.

В роботі проведено дослідження оцінки адекватності моделі потоку ступення компресора ОК-75 на трьох режимах роботи із частотою обертання вала 6904,78 об/хв, 8733,79 об/хв та 9848,511 об/хв.

Порівнюючи результати, похибка розрахунків склала для першого режиму роботи 2%, для другого 2,6% та для третього 3,325%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія теплових двигунів: Підручник / Ю.М.Терещенко, Л.Г.Бойко, С.О.Дмитрієв та ін.; За ред. Ю.М.Терещенка. — К.: Вища шк., 2001. — 382 с.: іл.
2. Essentials of Turbo Machinery in CFD: Edited and Adapted by: IdeenSadrehaghi., 2018. — 313 p.
3. ANSYS Fluent Tutorial Guide: <http://users.abo.fi/rzevenho/ansys%20fluent%2018%20tutorial%20guide.pdf>

О.Т. Башта, канд. техн. наук,
О.В. Джурик,
В.Г. Романенко, канд. техн. наук
Национальный авиационный университет

ВОПРОСЫ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Согласно литературным данным, распространены следующие теории, объясняющие природу кавитационной эрозии материала стенок каналов, омываемых кавитирующей жидкостью, которые можно применить и для объяснения процесса деструкции молекул полимера и частичек загрязнителя.

1. Гидродинамическая теория, из которой следует, что эрозия материала происходит за счет гидравлических микроударов жидкости о поверхность тела, омываемого кавитационным потоком.

2. Химическая теория объясняет эрозию материала как следование химического воздействия агрессивных реагентов, активизирующихся в кавитационном потоке. Механическое воздействие сводится лишь к созданию повышенной температуры и других благоприятных условий для протекания химических процессов.

3. Электрическая теория, согласно которой эрозия материала происходит вследствие электрических разрядов (баллометрический эффект), возникающих при разрушении парогазовых пузырьков.

4. Термоэлектрическая теория, по которой эрозия материала происходит вследствие термического и электрического воздействий.

Существуют также и другие теории. Однако преобладающее большинство исследователей придерживаются гидромеханической теории [1], [2]. Однако имеющихся опытных и теоретических данных недостаточно для полного обоснования теории симметричного схлопывания пузырька и разрушения материала деталей в результате взаимодействия с их поверхностью ударных гидравлических волн, расходящихся от центра схлопывания.

В связи с этим в последние годы появился новый взгляд на механизм кавитационной эрозии, в котором рассматривается несимметричное схлопывание пузырька. Предполагают, что в том случае, когда пузырек схлопывается под действием волны давления, образуется струя в направлении движения этой волны, которая «прошивает» пузырек с очень большой скоростью. Предполагается,

что такие струйки будут разрушать поверхность, если схлопывание происходит достаточно близко к ней. В [3] приведены исследования несферического захлопывания пузырька с образованием микроструек, полученных с помощью высокоскоростного фотографирования. Установлено, что максимальная скорость микроструи достигает 500 м/с и ударное давление, приблизительно 500 мПа.

Эти выводы, так же как и предыдущие, были получены по результатам опытов с системами с неподвижной жидкостью, поэтому длительное время не было оснований для распространения механизма кумулятивного эффекта схлопывания каверн на кавитационные процессы, происходящие в движущейся жидкости. Однако Хэммиту и др. [4] удалось установить по результатам экспериментальных исследований кавитационной эрозии, возникающей в трубе Вентури, что разрушение твердой поверхности при гидродинамической кавитации происходит в результате удара микроструи, движущихся к поверхности твердого тела с большой скоростью.

На рисунке 1 показаны модели схлопывания пузырьков с образованием микроструек [4]. Эти модели построены на основании наблюдений схлопывания, полученных с помощью фотографирования.

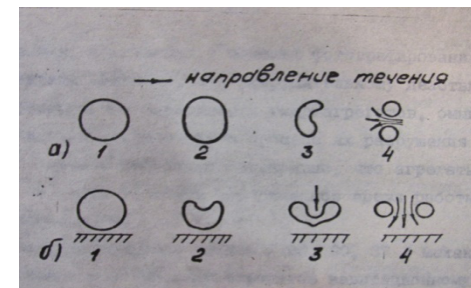


Рисунок 1. Модели схлопывания пузырьков с образованием микроструек:

а) движение пузырька при наличии положительного градиента/диффузор трубки Вентури: 1 — исходный сферический пузырек; 2 — сплющивание со стороны высокого давления; 3 — проникновение сплющивания со стороны высокого давления; 4 — образование струйки, направленной против течения;

б) пузырек, схлопывающийся возле стенки: 1 — исходный сферический пузырек; 2 — возмущение со стороны противоположной стенки; 3 — проникновение жидкости в пузырек со сплющенной стороны; 4 — образование струйки

Согласно литературным данным [5, 6] механизм сопротивления материалов деталей гидроагрегатов кавитационному воздействию связан с механическими напряжениями. Схлопывание каверны вызывает, независимо от того, обусловлен ли механизм разрушения образованием ударной волны или действием микроструйки, на поверхности материала нормальные напряжения. Сдвиговые напряжения в материале, возникающие в следствие неравномерного распределения давления, могут привести к пластической деформации или появлению кристаллических дислокаций. Механические напряжения могут вызывать также усталостное разрушение, которое может стать причиной кавитационного разрушения в случае малых пластических деформаций. Хрупкие материалы могут растрескиваться вследствие неравномерности нагружения при кавитации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Башта Е.Т. Влияние кавитации на дисперсный состав примесей АМГ-10. // Сб. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции по вопросам химмотологии. — Киев: КИИГА, 2007. — С. 28—32.
2. Башта О.Т., Романенко В.Г., Джурик О.В. Влияние кавитации на смазывающие свойства минеральных и синтетических рабочих жидкостей гидросистем, содержащих механические примеси. Промислова гідраліка і пневматика: Всеукраїнський науково-технічний журнал № 3 (29), Вінницький державний аграрний університет.
3. Brunton I.H. The deformation of solids by cavitation and drop impingement— В книге: Труды международного симпозиума 22–26 июня 2001года. — М.: Наука, 2003.
4. Кнепп Р., Дейли Дж., Хеммит Ф. Кавитация.— М.: Мир, 2004. — 687 стр.
5. Stiles Y.F. Cavitation in control valves. Instruments and Control Systems, 2011, №11.
6. Башта О.Т., Джурик О.В., Романенко В.Г. Влияние свойств материалов и параметров испытаний на процесс кавитационного измельчения загрязнителя в рабочей жидкости. XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідраліка і пневматика», 25—28 вересня 2018 р. — ГЛОБУС-ПРЕС, 2018. — С. 27—29.

Ю.О. Литвин,
Т.В. Тарасенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ЗАСТОСУВАННЯ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ КРИТЕРІАЛЬНОГО АНАЛІЗУ УМОВ ВИНИКНЕННЯ КАВІТАЦІЇ НА ДРОСЕЛЬНОМУ ПРИСТРОЇ

Важливим фактором, що впливає на стабільність та надійність дросельних розподільних пристроїв, є гарантоване безкавітаційний перебіг робочої рідини через дросельні щілини на усіх режимах роботи. Методики оцінки кавітаційних характеристик дросельних пристроїв, що базуються на критеріальному аналізі, мають явні обмеження, які не дозволяють застосовувати їх для розрахунку складних геометрій [1]. Пропонується застосування чисельного моделювання перебігу рідини через робочі канали золотникового розподільника за допомогою солвера Fluent пакету ANSYS 19.2 для визначення локального перепаду тисків на дросельній щілині і подальшого використання критерію безрозмірного перепаду тисків для виявлення можливих умов розвитку кавітації.

Аналіз умов виникнення кавітації виконується у декілька етапів. Перший етап полягає у підготовці розрахунку і завданні вихідних умов. Обрано оптимальну для розрахунку внутрішнього перебігу модель турбулентності — k-ε. Розрахунок проводиться для найгірших умов перебігу, коли тиск підводного каналу дорівнює номінальному тиску магістралі зливу. Геометрію розрахункової ділянки розподільника адаптовано до використання при чисельних гідродинамічних розрахунках та створено варіанти для чотирьох різних значень відкриття дросельної щілини: $x = [0.5, 1.0, 1.5, 2.0]$ мм.

На другому етапі проведено чисельний розрахунок і виконано аналіз результатів на основі графіків розподілу повного тиску по перерізу розрахункової ділянки (рисунк 1). Для кожного із чотирьох випадків побудовано адаптивну розрахункову сітку з характерним розміром 0,25 мм, отримаємо приблизно 731000 елементів та 216000 вузлів (для різних розрахункових випадків значення незначно відрізняються).

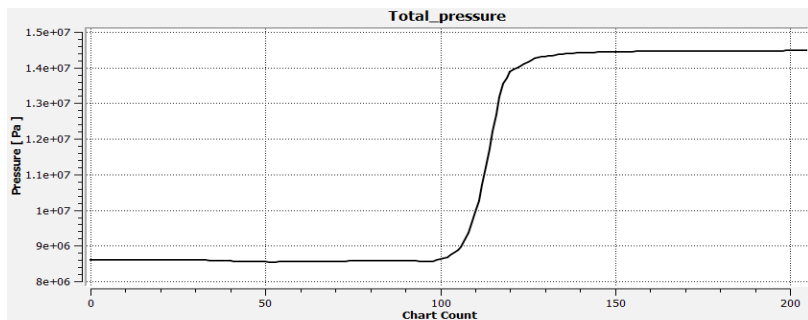


Рисунок 1 — Графік розподілу повного тиску по ділянці в околі центрального перерізу дросельної щілини

На графіку рисунку 1 дані по осі X нормовані по кількості відділків на довжину ділянки в околі центрального перерізу, перпендикулярної до перерізу.

На рисунку 2 показано діаграму розподілу повного тиску по площині перетину XZ. Можна бачити, що значення тиску в порожнині поршня розподільника знижується до значення 14,5 МПа у порівнянні із підводним кільцевим каналом, що формується гільзою розподільника і блоком, де значення тиску близьке до завданого.

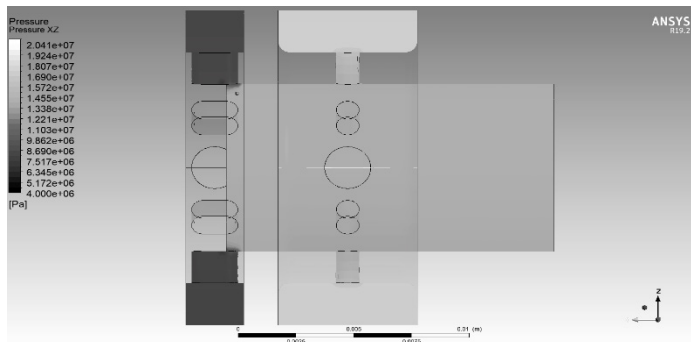


Рисунок 2 — Найгірший розрахунковий випадок при $\overline{\Delta p_{0,5}} = 0.406$: розподіл тисків по площині перетину XZ

Отримані локальні значення тисків в околі стисненого перерізу призведено до значень безрозмірного перепаду тиску [2]:

$$\overline{\Delta p_{0,5}} = 0.406 \quad \overline{\Delta p_{1,0}} = 0.169 \quad \overline{\Delta p_{1,5}} = 0.103 \quad \overline{\Delta p_{2,0}} = 0.094.$$

Можемо зробити висновок, що за критерієм безрозмірного перепаду тиску виникнення кавітації на даному розподільнику не відбувається.

Якщо значення безрозмірного перепаду тиску $\overline{\Delta p} > \overline{\Delta p_{\phi}} \approx 0.5$, то переходять до наступного етапу — розрахунку перебігу з урахуванням кавітації за моделлю Шнерра і Зауера з мультифазним робочим тілом. До моделювання з урахуванням кавітаційного перебігу рідини звертаються також у тому випадку, коли при заданих параметрах спостерігається розходження у рішенні.

Дані проведеного дослідження свідчать про можливість застосування чисельного моделювання для більш точного визначення безрозмірного перепаду тисків в околі стиснутого перерізу при критеріальному аналізі кавітаційних характеристик дросельних гідророзподільників.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Глазков М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов. Учебное пособие / М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. — Киев: КИИГА, 1987. — 64 с.
2. Зайончковский Г.Й. Дроссельные кавитационные генераторы и их применение в технике / Г.Й. Зайончковский, Т.В. Тарасенко, В.Г. Ланецкий, А.С. Пузик // Авиационно-космическая техника и технология. — 2012. — №5 (92).
3. Wang S. Commercial Aircraft Hydraulic Systems: Shanghai Jiao Tong University Press Aerospace Series / Shaoping Wang, Mileta Tomovic, Hong Liu. — 1 edition. — Massachusetts : Academic Press, October 29, 2015. — 276 p.
4. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
5. Корнеев В.М. Самолёт АН-124 «Руслан». Особенности конструкции и лётной эксплуатации

ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ

УДК 621.694.2:629.3.082.3(043.3)

К.І. Капітанчук, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК СУЧАСНИХ АГНКС З НАДЗВУКОВИМИ ГАЗОВИМИ ЕЖЕКТОРАМИ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТИСКУ НА ВХОДІ

Сучасні АГНКС спроможні виконувати заправку автомобілів природним газом в межах встановленого діапазону тиску — від моменту їх вмикання p_{max} в роботу до моменту мінімального тиску в газовій мережі p_{min} .

З метою збільшення діапазону роботи АГНКС в умовах низького тиску в газових мережах та зменшення часу на заправку автомобілів в цих умовах запропоновано використовувати дотискувальний струминний компресор на вході до блоку компресорних установок [1, 2].

Проведено розрахунки характеристик наповнення акумуляторів за рахунок використання надзвучових газових ежекторів за методикою [3, 4] для сучасних АГНКС, а саме:

- 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 АТ «Сумське машинобудівне НВО»;
- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 2ГМ4-1,3/12-250 виробництва РФ;
- 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.

Результати розрахунків представлено на рисунку 1.

Зазначимо, що найбільший ефект від наповнення акумуляторів при використанні надзвучових газових ежекторів (до 40%) стає можливим для АГНКС-250 виробництва АТ «Сумське машинобудівне НВО» АГНКС та АГНКС-500 заводу Борець виробництва РФ при тиску

на вході в 0,5—0,6 МПа, який відповідає моменту автоматичного вимикання станцій за мінімальною величиною продуктивності.

Подальше використання цих станцій стає неможливим без вмикання дотискувальних компресорів. Використання надзвучових газових ежекторів дає можливість перевести момент автоматичного вимикання на цих станціях при вхідному тиску в 0,3 МПа.

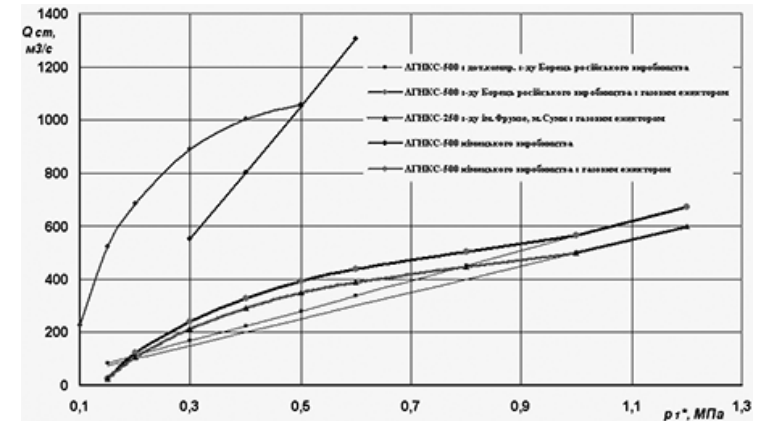


Рисунок 1 — Характеристики компресорних установок сучасних АГНКС з надзвучовими газовими ежекторами

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Капітанчук К.І., Овсянкін В.В., Бикова О.Г., Оніщенко С.П. Надзвучовий дотискувальний газовий компресор // Патент на винахід за №20040402810 від 16.04.2004 р.
2. Кулик М.С., Капітанчук К.І., Греков П.І., Оніщенко С.П., Бикова О.Г. Стабілізація тиску на вході в компресорну енергетичну установку за допомогою газового ежектора // Промислова гідравліка і пневматика — №2. — 2005. — с. 17—20.
3. Kulyk M.S., Kapitanchuk K.I., Grekov P.I., Onischenko S.P. Gas ejector as a pressure stabilizer at the inlet to compressor power installation // Proceedings of the NAU. — №2. — 2005. — p.29—33.
4. 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.

А.І. Панченко, д-р техн. наук,
А.А. Волошина, д-р техн. наук,
І.А. Панченко

Таврійський державний агротехнологічний
університет імені Дмитра Моторного

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИГОТОВЛЕННЯ РОТОРІВ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА

Технології виготовлення роторів орбітальних гідромоторів, зумовлюють певну похибку форми їх зубчастої поверхні, це призводить до коливань діаметрального зазору між роторами. Такі коливання чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик орбітального гідромотора [1, 2]. Попередні дослідження розглядають взаємодію роторів орбітальних гідромашин як беззазорне (теоретичне) з'єднання. У роботах не враховується відсутність жорсткої кінематичного зв'язку між роторами орбітального гідромотора, що дозволяє внутрішньому ротору вільно переміщатися у межах діаметрального зазору (самовстановлюється). Для моделювання коливання діаметрального зазору були обґрунтовані граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів [3] орбітального гідромотора.

Результати моделювання засвідчили (рисунок 1), що протягом роботи орбітального гідромотора, внаслідок відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між його роторами, відбувається постійна зміна (коливання) діаметрального зазору. Для серійного гідромотора ці коливання становлять $G = 0,055—0,21$ мм (крива 1), а для модернізованого гідромотора — $G = 0,05—0,06$ мм (крива 2).

Колівання діаметрального зазору мають хаотично-циклічний характер при кожному новому положенні зубів ротора і шестерні, що повторюється через певний цикл $z_{ii} = z_1 \cdot z_2$. Істотна різниця в амплітудах коливань діаметрального зазору G (рисунок 1) у серійного і модернізованого гідромоторів пояснюється наявністю великої сумарної похибки форми виготовлення роторів $E = 0,15$ мм серійного гідромотора. У модернізованого гідромотора похибки форми виготовлення роторів становить $E = 0,01$ мм.

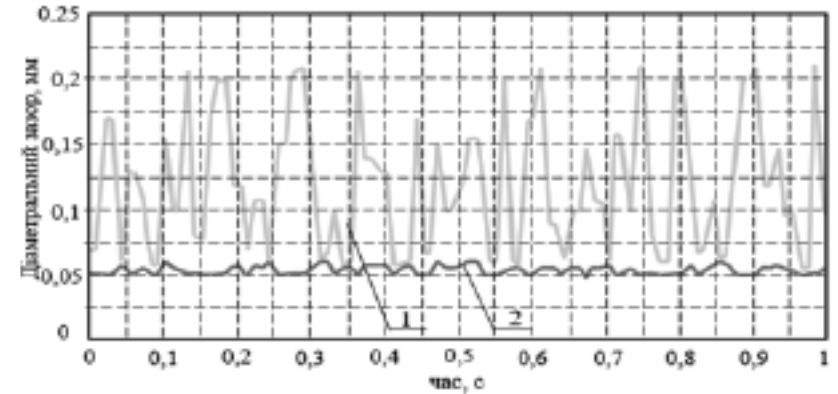


Рисунок 1 – Залежності зміни діаметрального зазору між роторами у процесі роботи: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Дослідженнями встановлено, що коливання похибки форми зубчастої поверхні роторів хаотично-циклічного характеру і істотно впливають на зміну діаметрального зазору. Обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів дозволили усунути коливання діаметрального зазору і забезпечити стабільність вихідних характеристик орбітального гідромотора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. — Вип. 19. — Т. 4. — С. 33—48.
2. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Panchenko I. and Titova O. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. International Journal of Engineering and Technology, 2018. 7 (4.3). — P. 1—5.
3. Панченко А.И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. Промислова гідравліка і пневматика. — 2005. — № 4 (10). — С. 102—112.

**Є.Ю. Сахно, д-р техн. наук,
С.В. Коваленко, канд. пед. наук**
Національний університет «Чернігівська політехніка»

РЕГУЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ ВАЛА ПО УСІЙ ПЛОЩИНІ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

При проектуванні систем автоматичного регулювання положення вала у гідростатичному підшипнику (ГСП) необхідно мати таку систему управління процесом мікропереміщень вала, яка б забезпечувала компенсацію тиску в зоні контакту вала з підшипником [1, 2].

Недоліком існуючого технічного рішення є обмежена зона регулювання тиску в кармані ГСП, яка формується за рахунок подачі додаткового обсягу робочої рідини у перемичці і, як наслідок, неможливість корегування мікропереміщеннями вала по усій площині гідростатичного підшипника при зміщенні вала під дією змінного навантаження, що виникає у системі протягом експлуатації гідровузла.

Тому пропонується нова ідея щодо подачі робочої рідини до карманів ГСП. У запропонованій системі існує основна і додаткова мережі подачі робочої рідини до карманів ГСП від насоса. В основній системі живлення рідина надходить до карманів опори, а у додатковій системі живлення подача рідини відбувається через отвори, що виконано безпосередньо у перемичці гідропідшипника, чим і досягається ефект мікропереміщень вала під дією зовнішнього навантаження. В основу винаходу поставлено задачу вдосконалити регулятор жорсткості ГСП (патент на винахід № 109810С2) через збільшення зони регулювання тиску між валом і перемичками ГСП при перекосі вала в опорі, для здійснення мікропереміщень вала по усій площині гідростатичного підшипника у залежності від напрямку прикладання ударних навантажень, які виникають при роботі машини.

Удосконалення полягає у тому (заявка на винахід а2020 01597), що у перемичках запропонованого підшипника (по периметру карманів) виконано n додаткових отворів, у залежності від конструктивних, технологічних та експлуатаційних характеристик роторного вузла. В

основній системі подача рідини відбувається постійно, а в додатковій подача відбувається порціонно у відповідні отвори у перемичках гідропори, у залежності від напрямку зміщення вала під навантаженням, і тим самим забезпечуючи процес регулювання мікропереміщеннями вала у ГСП усією площиною контакту поверхонь.

При цьому слід мати на увазі, що витрати у додаткових отворах підшипника значно менші, ніж витрати через основні, і це виключає зміну нормального режиму роботи підшипника. Слід відзначити, що додатковий об'єм рідини надходить короткочасно, і після стабілізації ударного навантаження подача рідини припиняється. Система забезпечує своєчасну компенсацію втрат тиску робочої рідини по усім зонам контакту вала з перемичками гідростатичного підшипника, тим самим забезпечуючи процес автоматичного регулювання мікропереміщеннями вала у гідровузлі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сахно Є.Ю. Створення системи стабілізації радіального положення кривошипа в гідроопорі / Є.Ю. Сахно // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. — Краматорськ, 2018. — № 42. — С.72—79.
2. Струтинський С.В. Гідростатичний сферичний опорний вузол поворотного стола із струменевим приводом мікропереміщень / С.В. Струтинський // Вісник НТУ «ХП», 2014. — №60(1102). — С. 130—138.
3. Сахно Є.Ю. Моделювання процесу обертання вала в модернізованій гідроопорі для стабілізації радіального зазору / Є.Ю. Сахно, В.М. Чуприна, С.В. Коваленко // Матеріали XX міжнародної науково-технічної конференції АСПГП, м. Київ, 22—25 жовтня «Промислова гідравліка і пневмітика». — Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2019. — С. 31—33.

**В.Ю. Кондусь, канд. техн. наук,
Р.В. Пузік**
Сумський державний університет,
Т.П. Котенко
Науково-впроваджувальна фірма «Спеціаліст»

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ТИПУ СВН З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИХРОВОГО РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

Процес передачі енергії у вільновихрових насосах типу СВН двоетапний. На першому етапі відбувається передача енергії від лопатей робочого колеса насоса тороподібному вихору. При цьому частина рідини безпосередньо надходить із міжлопатевих каналів робочого колеса до напірного патрубку насоса. На другому етапі енергія передається від тороподібного вихору потоку перебігу рідини, що не взаємодіє з лопатями робочого колеса. У цьому випадку тороподібний вихор виступає як так звана «рідка лопата», що у результаті силової взаємодії перебігу рідини з потоком передає останньому деякий момент кількості руху. У результаті к.к.д. насосів такого типу дещо нижче, ніж у відцентрових насосів.

Проте, беззаперечною перевагою вільновихрових насосів типу СВН є їх висока надійність, що забезпечується значно меншим зношуванням елементів проточної частини при транспортуванні рідин з будь-якими включеннями.

У роботі розглянуто теоретичні основи утворення тороподібного вихору та процес передачі енергії у вільновихровому насосі. Останній доцільно поділяти на лопатеву складову, що забезпечується безпосередньою взаємодією лопатей робочого колеса насоса з потоком рідини, що надходить; а також вихрову, у ході якої енергія передається потоку перебігом рідини шляхом його взаємодії з тороподібним вихором.

За результатами досліджень потоку в проточній частині вільновихрового насоса типу СВН встановлено факт наявності деяких додаткових гідравлічних втрат, що виникають унаслідок невідповідності

розташування центру тороподібного вихору і кромки лопаті робочого колеса.

При цьому у випадку, якщо центр тороподібного вихору знаходиться у вільній камері насоса, будова тороподібного вихору відхиляється від овальної траєкторії. Це пояснюється деяким сповільненням меридіональної швидкості потоку на проміжку між площиною кромки лопатей робочого колеса та площиною, що проходить через центр тороподібного вихору. У випадку, якщо центр вихору знаходиться у міжлопатевих каналах робочого колеса насоса, виникають додаткові гідравлічні втрати, спричинені протилежними напрямками дії відцентрової сили, а також напрямку руху рідини у тороподібному вихорі.

Актуальність роботи полягає у підвищенні к.к.д. вільновихрового насоса шляхом удосконалення його проточної частини. Модернізація насоса зводиться до теоретичного обґрунтування та практичної реалізації зниження вищенаведених додаткових гідравлічних втрат. У цьому аспекті приведено до відповідності розташування кромки лопаті робочого колеса з центром тороподібного вихору.

Дослідження виконано шляхом проведення чисельного моделювання з використанням програмного продукту Ansys CFX. Виконано розрахунки вільновихрового насоса з високим коефіцієнтом швидкодійності трьох різних конструктивних конфігурацій лопатей робочого колеса: 1) з центром вихору, що розташовується у вільній камері, 2) з центром вихору на кромці лопаті робочого колеса, 3) з центром вихору в міжлопатевих каналах робочого колеса.

Практично підтверджено підвищення напору (на 3,2 м) і к.к.д. до 5—6% насоса з другою конструктивною конфігурацією лопатей.

Таким чином, практично підтверджена гіпотеза про природу формування тороподібного вихору і виникнення додаткових гідравлічних втрат у проточній частині вільновихрового насоса.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Евтушенко А.А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А.А. Евтушенко // Технологические системы. — 2002. — №2. — С. 110—113.

**В.Ю. Кондусь, канд. техн. наук,
О.Г. Гусак, канд. техн. наук**
Сумський державний університет

ТЕХНОЛОГІЯ ПРОЕКТУВАННЯ ВИСОКОНАПІРНИХ НАСОСІВ

Проточні частини динамічних насосів піддаються інтенсивному зношуванню. Так, наприклад, у середньому, проточна частина насосів ЦНС-180-1900, що використовуються для підтримання пластового тиску в технологіях нафтовидобутку, потребує заміни з частотою один раз на місяць.

На сьогоднішній день існує три способи видобутку нафти з нафтового пласту: первинний — пряма відкачка нафти з резервуару; вторинний — створення тиску в нафтовому пласті шляхом закачування рідини або газу в резервуар за допомогою насосів; третинний — різні хіміко-фізичні методи, включаючи технологію фрекінгу, більш відомі як технологія гідравлічного розриву.

Переважає більшість вітчизняних нафтових компаній працюють за другим методом. Таким чином, вони досягають коефіцієнта видобутку нафти (коефіцієнт, що дорівнює відношенню обсягу нафти, яка може бути видобута з пласта до загального обсягу нафти в ній) не більше 45% у найкращому випадку.

Ми пропонуємо збільшити коефіцієнт видобутку нафти за рахунок підвищення тиску в нафтовому резервуарі.

Збільшення напірності відцентрових насосів забезпечується збільшенням загального діаметра робочого колеса D_2 , частоти обертання n або кута установки лопатей робочого колеса на виході β_2 .

Збільшення кута установки лопатей робочого колеса на вході β_1 забезпечує зменшення напору відцентрових насосів. Тому необхідно забезпечити якнайменше значення даного кута.

Таким чином, у випадку забезпечення незмінності габаритних розмірів проточних частин насосів неможливо вносити зміни до значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 та частоти обертання насоса n . У цьому випадку доцільно вдосконалювати відцентрові

насоси без необхідності заміни дорогих деталей корпусу насоса та електричного двигуна насоса.

Метою роботи є розроблення конструкції робочого колеса з найбільшою величиною кута установки лопаті на виході β_2 з робочого колеса, найменшим значенням кута установки лопатей на вході β_1 у робоче коло і найменшим значенням втрат гідравлічної потужності в його проточній частині.

Спеціалістами кафедри Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету розроблено технологію підвищення напору відцентрових насосів до 20% без необхідності зміни габаритних розмірів насосного обладнання. Такий ефект дозволяє збільшувати тиск у гідравлічних мережах шляхом заміни виключно елементів проточної частини насосів без необхідності заміни коштовних корпусних елементів, а також заміни приводної машини.

На основі технології розроблено ступені відцентрового насоса ЦНС-180-1900, які широко використовуються для створення пластового тиску в технологічних процесах видобутку нафти. Розроблена конструкція ступеня насоса дозволяє підвищити тиск у нафтовому резервуарі до 20%, що може значно збільшити коефіцієнт видобутку нафти для нафтовидобувних компаній. Це досягається конструктивними особливостями лопатевої системи робочого колеса інноваційної конструкції.

На запропоновану конструкцію високонапірного робочого колеса насоса отримано патент України на корисну модель №101977.

У результаті роботи досягнуто підвищення напора насоса ЦНС-180-1900 до 20% (з 1900 м водяного стовпа до 2190 м).

Модернізацію насосів даного типу при їх експлуатації у технологічних процесах підвищення пластового тиску можливо проводити шляхом заміни проточної частини без необхідності заміни коштовних корпусних елементів, а також привода. Оскільки внаслідок інтенсивного зношування елементів проточної частини, необхідна її заміна з частотою приблизно 1 раз на місяць, то модернізацію насоса можна виконати без додаткових витрат коштів у процесі планового ремонту.

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

ПОБУДОВА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА З СЕРВОДІЄЮ

Запобіжний клапан є агрегатом епізодичної дії і вступає в роботу для обмеження можливого підвищення тиску в гідросистемі, що є більшим за встановлені величини [1]. Метою даної роботи є побудова характеристики запобіжного клапана з серводією, зображеного на рисунку 1.

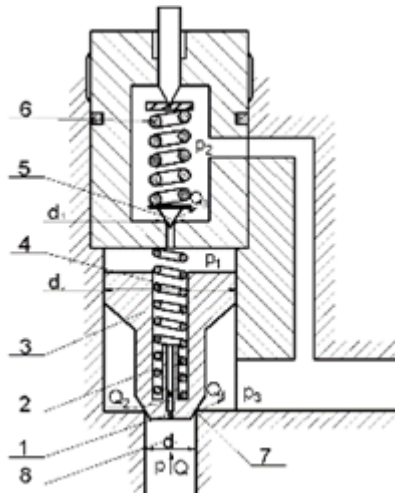


Рисунок 1 — Запобіжний клапан з серводією:

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

Принцип дії клапана заснований на урівноваженні зовнішньою силою (пружиною) тиску рідини, який діє на клапан [2]. Основними

перевагами клапана є його досконалі по формі характеристики та невеликі габаритні розміри [3].

Отримано рівняння для розрахунку характеристики:

$$p = \frac{\pi^2 \cdot d_3^2}{S_0^2} \cdot p_1 \cdot \left[\left(p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4 \cdot c_2} - \frac{F_2}{c_2} \right)^2 \right] + p_1 \quad (1)$$

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

Користуючись ЕОМ, при заданих витратах Q , отримуємо:

Таблиця 1. Результати дослідження

Q , м ³ /с	0,3	0,33	0,36	0,43	0,48	0,53
p , МПа	6	10	10,7	12	12,5	13

За отриманими значеннями будемо графік залежності $P=f(Q)$, що є характеристикою запобіжного клапана з серводією.

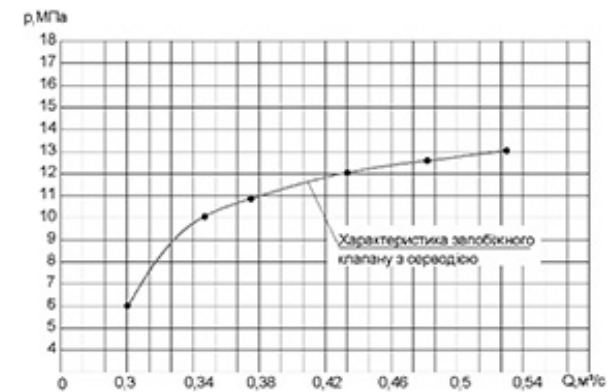


Рисунок 2 — Характеристика запобіжного клапана з серводією

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. Робочий процес гідравлічної гальмівної системи літака: http://www.kpi.kharkov.ua/archive/наукова_періодика/mekhmash/2012_1/2andre.pdf;

УДК. 616.55-002.089.12

В.М. Бадах, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет,

В.В. Скиба, д-р мед. наук
Національний медичний університет
імені О.О.Богомольця,

В.Ф.Рибальченко, д-р мед. наук
Національна медична академія післядипломної
освіти імені П.Л. Шупика

О.В. Іванько, канд. мед. наук,
В.В. Лисиця,
Дар Ясін Ахмед

ПВНЗ «Київський медичний університет»

ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД З ВИКОРИСТАННЯМ СТРУМЕНЕВОГО ГІДРОСКАЛЬПЕЛЯ В АБДОМІНАЛЬНІЙ ХІРУРГІЇ

З історії розвитку медицини та хірургії відомо, що маніпуляції та операції пов'язані з розділенням тканин були відомі людству з давніх часів. В часи Гіпократу (466—377 до н.е.) скальпель мав сучасний вигляд. З кінця XIX століття з появою стерилізації «красоті» інструментів почали приділяти менше уваги, а її поверхні почали робити максимально гладкими які не погіршували очистку.

Електрофікація слугувала поштовхом до розробки наступних інструментів електроскальпеля, а в подальшому аргонного та лазерного.

Вітчизняні науковці, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, вперше у світі розробили методику електрозварювання

живих м'яких тканин. Ідея розробки належала академіку Б. Патону, і у 1993 році провели дослідження, які підтвердили принципову можливість отримання зварного з'єднання різноманітних м'яких тканин тварин способом біполярної коагуляції [1, 2].

В подальшому у 2013 році вітчизняні науковці розробили апарат «Скальпель гідроструменевий®», який сконструйовано у тісній співпраці кафедри гідрогазових систем навчально-наукового Аерокосмічного інституту, Національного авіаційного університету з клініками України різної спеціалізації. Він призначений для вирішення широкого спектра завдань у хірургії відкритих порожнин, мікрохірургії (для препарування тканин), мінімально — інвазивної хірургії, а також у ендоскопії та лапроскопії. На сьогодні типові втручання, що виконуються водоструминним способом — це резекція печінки, холецистектомія, часткова нефректомія, поширене препарування при інших операціях [1, 2].

Мета — покращити результати хірургічного лікування хворих на гострі запальні та спайкові процеси черевної порожнини за рахунок використання струменевого гідроскальпеля.

Клінічний матеріал і методи дослідження. У клінічних хірургічних відділеннях кафедри хірургічних хвороб №1, ПВНЗ «Київський медичний університет» з 2006 р. по 2019 р. знаходилися на лікуванні 532 хворих, із яких 314 пацієнтів, що страждали на спайкову непрохідність та 218 пацієнтів з інфільтративними та рідинними утворами черевної порожнини та ранового каналу. Вік пацієнтів складав від 18 до 70 років. Пацієнтів чоловічої статі 199 (37,41%), жіночої — 333 (62,59%).

Усі хворі госпіталізовані за ургентними показаннями. При госпіталізації проводилося загальноклінічне у 100%, рентгенологічне дослідження 448 (84,21%) хворим, пасаж контрастної суміші у 127 (40,45%), комп'ютерна томографія (КТ) у 212 (39,85%), ультразвукове дослідження (УЗД) органів черевної порожнини проведено у 199 (37,40%) хворим.

Результати дослідження. Хворі розподілені на дві групи. До першої групи включено 314 (59,02%) пацієнтів, які клінічно мали спайкову непрохідність кишечника. До другої групи включено 218 (40,98%) пацієнтів з інфільтративними та рідинними утворами черевної порожнини та ранового каналу.

У першій групі з метою розділення спайкового процесу у 132 (24,81%) хворих оперативне лікування проводилося з використанням струменевого гідроскальпеля.

Використання з метою розділення спайок струменевого гідроскальпеля дозволило спочатку наводнити спайки, а тому під кутом сопла скальпеля до спайки в 90° , а потім під кутом 45° у місті прикріплення спайки до кишки продовжували наводнення допоки не станеться нависання спайки над кишкою, до якої вона припаялась. Наступним етапом було відділення спайки від кишки, і для цього сопло скальпеля переводиться під кутом в $10-15^{\circ}$ до осі кишки чи іншого органу, від якого відділялася спайка та проводиться збільшення тиску до 40–50 атм., що дозволяє відірвати спайку від кишки, не пошкоджуючи серозну оболонку, брижу чи судини.

Таким чином, використання струменевого гідроскальпеля дозволило запобігти значній кількості недоліків стандартного розділення спайок, що має щадну нетравматичну дію на судини та стінку кишки, а надалі сприяє більш адекватному відновленню перистальтики у ранній та віддалений періоди після хірургічного лікування.

У другій групі оперативне лікування інфільтративно-запальних процесів у 123 (23,12%) хворих проведено з використанням гідроструменевого скальпеля. За даними ревізії черевної порожнини, встановлено, що великий чепець брав участь в усіх інфільтративних утвореннях, а у 67 (12,59%) хворих пасма чепця, окрім інфільтрату, були фіксовані у порожнині малого тазу — місце накопичення гнійного вмісту — осумковані абсцеси.

Після ревізії визначали початок відділення інфільтративно-запального утворення, для чого розміщували сопло гідроструменевого скальпеля під кутом $10-15^{\circ}$ до осі кишки — складової стінки інфільтрату (за наявності козирка інфільтративного утвору), а потік фізіологічного розчину відділяв (підривав) інфільтрат (спочатку козирьок інфільтрату) від кишки. За допомогою струменевого гідроскальпеля вдалося відділити усі 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 часткова резекція у 63 (11,84%) пацієнтів. Дренування черевної порожнини проводилося двопросвітним дренажем в усіх оперованих пацієнтів.

Використання струменевого гідроскальпеля у хірургічному лікуванні гострих запальних та спайкових процесів черевної порожнини за рахунок зміни як тиску, так і розташування струменя до патологічного процесу, дозволяє прецизійно відділити органі структури як від спайок, так і запальних утворень.

При використанні методики вдається мінімізувати крововтрати, попередити пошкодження анатомічних структур та скоротити час операції, а як наслідок, покращити якість життя пацієнтів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бадах В.М. Скальпель гідроструменевий / В.М. Бадах, В.П. Бочаров, В.В. Скиба, О.В. Іванько, Ю.М. Рикуніч, О.Г. Зінчук, В.Ф. Рибальченко, В.В. Лисиця — Київ. АСПГП., ТОВ «НВФ «Славутич-Дельфін». — 2019, — 160 с. — Навчальний посібник. Друге видання.
2. Скиба В.В., Рибальченко В.Ф., Іванько О.В., Стець М.М., Козлов В.В., Бадах В.М., Бочаров В.П. / Струменевий гідроскальпель в лікуванні запальних та спайкових процесів черевної порожнини у підлітків. Шпитальна хірургія імені Л.Я. Ковальчука. 2017. №3 с.69-72.
3. Skyba V. V., Rybalchenko V. F., Ivanko A. V., Badakh V. M., Bucharov V. P. Of hydrojet scalpel in surgical treatment of inflammatory and adhesive processes in the abdominal cavity. Third World Congress on Public Health and Nutrition (Public Health 2018) scheduled on February 26-28, 2018 at London, UK.

О.Т. Башта, канд. техн. наук,
О.В. Джурик,
В.Г. Романенко, канд. техн. наук,
О.В. Башта, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

КАВИТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ З ПОДІБНИМИ КАЧАЮЧИМИ ВУЗЛАМИ

Аксіально-поршневі насоси знайшли широке застосування в авіаційному гідроприводі. Якщо проаналізувати конструкцію їх модельного ряду, то за наявності конструктивних особливостей кожного, для більшості можна відзначити подібність качаючих вузлів. Цей фактор і став ключовим у проведенні досліджень. Їх мета полягає в отриманні математичних залежностей для визначення кавітаційного запасу та кавітаційних характеристик насосів з подібними качаючими вузлами. Безкавітаційний режим роботи об'ємного насоса може здійснюватись тільки за наявності достатнього тиску на його вході. Для забезпечення цієї вимоги енергія потоку на вході до насоса повинна дорівнювати або бути більшою енергії, необхідної для подолання втрат від вхідного штуцера насоса до його робочих камер. Для оцінки достатності запасу енергії потоку на вході до насоса користуються значеннями кавітаційного запасу та кавітаційних характеристик [1].

Застосувавши теорію гідродинамічної подібності [2], були отримано формули для насосів з подібними качаючими вузлами.

$$\frac{\Delta h_{\text{доп1}}}{\Delta h_{\text{доп2}}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (1)$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр.1}}}{p_{\text{вх.кр.2}}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}. \quad (2)$$

де $p_{\text{вх.кр}}$ — вхідний критичний тиск; $h_{\text{доп}}$ — кавітаційний запас, що допускається; K — коефіцієнт подібності; n — частота обертів.

Коли значення коефіцієнта подібності дорівнює одиниці матимуть місце подібні режими одного і того ж насоса при різних значеннях частоти обертання приводного вала n_1 і n_2 . Формули матимуть вигляд:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп1}}}{\Delta h_{\text{доп2}}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad (3)$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр.1}}}{p_{\text{вх.кр.2}}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}. \quad (4)$$

Також для витрат Q отримано співвідношення:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (5)$$

Цими формулами можна скористатися при перерахуванні значень критичних точок на кавітаційних характеристиках насоса при переході з однієї частоти на іншу. Тобто, можна одержати сімейство кривих, кожна з яких відповідає значенню n_2, n_3, n_4, n_5 .

На кожній кривій знайдеться точка, що відобразить подібний один одному стан на характеристиках. Для подібних точок можна записати співвідношення:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп1}}}{Q_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп2}}}{Q_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп3}}}{Q_3^2} = \dots = \text{const} = C$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр.1}}}{Q_1^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.2}}}{Q_2^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.3}}}{Q_3^2} = \dots = \text{const} = B$$

$$\frac{\Delta h_{\text{доп1}}}{n_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп2}}}{n_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп3}}}{n_3^2} = \dots = \text{const} = L$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр.1}}}{n_1^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.2}}}{n_2^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.3}}}{n_3^2} = \dots = \text{const} = A$$

Для подібних режимів будемо мати:

$$\Delta h_{\text{доп}} = C Q^2; \quad p_{\text{вх.кр}} = B Q^2; \quad \Delta h_{\text{доп}} = L n^2; \quad p_{\text{вх.кр}} = A n^2.$$

Розглядаючи чотири останні вирази, можна зробити висновок про те, що низка подібних точок, кожна з яких розташована на одній з кривих сімейства відповідних характеристик, описується параболою.

Таким чином, застосовуючи теорію гідродинамічної подібності можна визначити кавітаційний запас об'ємного насоса використовуючи цей же, але вже відомий параметр іншого насоса, що має подібний качаючий вузол. Запропоновані співвідношення позбавляють від

необхідності проводити виконання експериментальних робіт з визначення кавітаційного запасу насоса і при необхідності надає можливість перерахувати значення критичних точок на кавітаційних характеристиках насоса при переході його з однієї частоти обертання до іншої.

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. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах: учебное пособие/ Б.Б. Некрасов. —М: Машиностроение, 1967. — 367 с.

УДК 621.924.093

**А.П. Багач,
О. П. Ящук**

Національний авіаційний університет

РЕКУПЕРАЦІЯ АБРАЗИВУ ЯК СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ

Переробка піскоструминного середовища виключно корисна, коли є можливість правильно очистити піскоструминний носій перед його повторним використанням. У вирішенні даного питання варто розглянути такі методи рекуперації, як використання механічної або пневматичної систем вилучення піскоструминного очисника.

Одним із недоліків гідроабразивної обробки є висока вартість витратних матеріалів, тому важливе значення має можливість відновлення і повторного використання абразивних матеріалів. При використанні матеріалів без рекуперації їх очисна спроможність швидко знижується. Суміш починає одержувати все більше домішок, які складаються із зруйнованих частин самого абразивного матеріалу і фрагментів від покриттів оброблюваних поверхонь. В ній залишається менше частинок потрібного розміру і ваги.

Також варто враховувати те, що брудна суміш значно підвищує пилоутворення, що ускладнює роботу. Якщо використовувати матеріал, що пройшов через систему рекуперації абразиву, то строк його служби та ефективність впливу значно підвищуються.

Не менш важливою є можливість швидкого збору відпрацьованого матеріалу. Трудовитрати на збір абразиву після проведення або під час проведення піскоструминних робіт можуть бути дуже високі, особливо якщо мова йде про великі об'єкти в нафтогазовому секторі, суднобудуванні і судноремонті або мостобудуванні. Використання ручної праці для збору відпрацьованого матеріалу в більшості випадків економічно неефективно. Наприклад, навіть система початкового рівня, мобільна установка збору та рекуперації абразиву здатна збирати до 4 тонн абразиву на годину.

При здійсненні робіт в повністю або частково закритих просторах, наприклад, у внутрішній частині резервуара пил, що утворюється при очищенні, може істотно знизити продуктивність праці через низьку видимість. У цьому випадку застосування вакуумних систем збору абразиву допомагає усунути цю проблему.

Регенерація абразиву проходить, зазвичай, за допомогою двоступеневого очищення від пилу, продуктів корозії, залишків старих покриттів, окалини, а також великих сторонніх включень. Далі регенерований абразив накопичується в бункері, а потім подається знову в абразивоструминний апарат, а відпрацьоване повітря очищається від пилу і виводиться в атмосферу.

Для збору абразиву (рисунок 1) оператор бере всмоктуючий рукав і збирає використаний матеріал. Відпрацьований абразив подається потоком повітря в рекуператор, який діє за принципом циклонного сепаратора, створюючи завихрення абразивно-повітряної суміші. Цілі важкі частинки осідають у нижній частині посудини, а все сміття видаляється системою відтічної вентиляції, оскільки воно легше. Абразивний пил і частинки інших забруднень, які осідають на стінках фільтруючого елемента, періодично струшують короткочасним імпульсом стисненого повітря в конусний приймач для збору пилу. У нижній частині конусного приймача встановлений дисковий поворотний затвор з класом герметичності «А».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

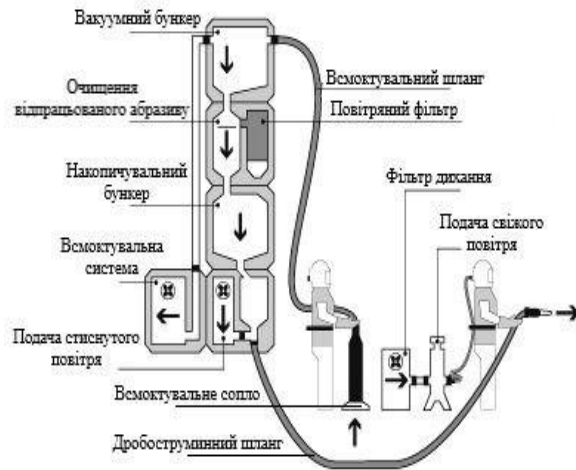


Рисунок 1 — Принципова схема процесу рекуперації абразивного матеріалу

Очищений абразив можна використовувати вдруге. Поступово його кількість буде зменшуватиметься. Але це набагато ефективніше, ніж просто використовувати абразив кілька разів, поки він зовсім забрудниться, а потім просто викинути.

Застосування систем замкнутого циклу економічно виправданий і ефективний метод зниження витрат при виконанні абразиво-струминних робіт. У комплексі із застосуванням високоякісного абразиву, загальний ефект посилюється і дозволяє істотно підвищити економічність обробки. Додаткові можливості часткової механізації збору та упакування відпрацьованого абразиву також позитивно впливають на продуктивність праці і скорочують витрати, а відсутність пилу в зоні проведення робіт може розширити можливості процесу гідро-абразивної обробки.

Переваги багаторазового використання абразиву:

- зменшення кількості використовуваного абразиву, а, відповідно, і загальної вартості процесу абразиво-струминної обробки;
- зменшення вартості утилізації абразиву;
- вища продуктивність процесу через велику питому вагу (у сталевому дробу).

1. Багач А.П. Оптимізація процесу гідро абразивного струминного різання шляхом підбору оптимальних параметрів абразиву / А.П.Багач, І.О.Ящук, О.П.Ящук // Гідро- та пневмоприводи машин — сучасні досягнення та застосування. — Вінниця: ВНТУ, 2019. — С. 25— 28.

2. Мочалин Е.В. Проблемы промышленной очистки жидкостей от механических загрязнений и применение ротационных фильтров / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов // Промышленная теплотехника.— 2009.— Т. 31. — №2.— С. 57— 69.

3. Мочалин Є.В. Аналіз руху твердих завислих часток у ротационному фільтрі очищення рідин з накопичувальним бункером / Є.В. Мочалин, В.М. Браженко // Промислова гідраліка і пневматика. — 2015. — № 1 — С. 3— 9.

4. Мочалин Є.В. Вплив конструкції бункера у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі на рух частинок домішок / Є.В. Мочалин, В.М. Браженко // Промислова гідраліка і пневматика. — 2015. — № 4 — С. 15— 20.

**СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ
ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ.
ТЕХНОЛОГІЯ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДІВНОГО
ВИРОБНИЦТВА**

УДК 621, 531

**П.В. Лук'янов, канд. фіз.-мат. наук,
В.М. Бадах, канд. техн. наук,
М.С. Іванов,
Т.В. Тарасенко, канд. техн. наук**
Національний авіаційний університет

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРИБИРАННЯ
ТА ВИПУСКУ ШАСІ ЛІТАКА**

Математична модель, що описує кінематику та динаміку руху шасі, базується на теоремі теоретичної механіки про зміну кінетичного моменту [1]. Отже, якщо розглянути моменти усіх сил, що у кожную мить діють на стійку шасі, то в решті решт отримуємо нелінійне диференціальне рівняння:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = J \left(A \sin \varphi + B \cos \varphi + E \sin^2 \varphi \right), \quad E = D \cdot V_{\xi}^2$$

$$A = P \cdot a \cdot \cos \varphi_1 + G \cdot b \cdot \cos \varphi_2 \quad (1)$$

$$B = P \cdot a \cdot \sin \varphi_1 + G \cdot b \cdot \sin \varphi_2$$

$$\int^{\varphi(t)} \left(E \cdot \xi - 2 \cdot A \cos \xi + 2 \cdot B \cdot \sin \xi - E \sin 2\xi / 2 + C_1 \right)^{-1} d\xi - t - C_2 = 0;$$

Загальні розв'язки (1) (їх два) мають наступний вигляд (2):

Якщо перший розв'язок (2) відповідає збільшенню із часом кута повороту стійки шасі, то другий — навпаки.

$$- \int^{\varphi(t)} \left(E \cdot \xi - 2 \cdot A \cos \xi + 2 \cdot B \cdot \sin \xi - E \sin 2\xi / 2 + C_1 \right)^{-1} d\xi - t - C_2 = 0;$$

$$\pm \left(E \cdot \varphi(t) - 2 \cdot A \cos \varphi(t) + 2 \cdot B \cdot \sin \varphi(t) - E \sin 2\xi / 2 + C_1 \right)^{-1} - 1 = 0.$$

Інакше кажучи, перший розв'язок відповідає підняттю шасі. Розв'язки (2) зручно використовувати для знаходження залежності тиску, що необхідно підтримувати у гідроциліндрі, від кута повороту стійки шасі. Дійсно, якщо скористатись властивістю інтегралу із змінною верхньою межею, то після диференціювання за часом, маємо наступні відповідні рівності:

Або ж у більш простішому вигляді:

$$E \cdot \varphi(t) - 2 \cdot A \cos \varphi(t) + 2 \cdot B \cdot \sin \varphi(t) - E \cdot \sin 2\varphi(t) / 2 + C_1 = \pm 1. \quad (3)$$

Співвідношення (3) — вже алгебраїчне рівняння. Очевидно, що знаходити функцію кута повороту стійки $\varphi(t)$ аналітично неможливо в силу трансцендентності рівняння (3). Але можна побудувати залежність тиску у гідроциліндрі від кута повороту стійки шасі.

Отже, слідкуючи за кутом повороту, можна кожної миті визначати необхідний тиск у гідроциліндрі.

$$P = \frac{f(t)}{h(t)} \quad (4)$$

Якщо підставити (1) у (3), функція тиску набуде наступного вигляду:

$$f = J \cdot E / 2 \cdot \sin 2\varphi(t) + J \cdot (\pm 1 - C_1) + 2 \cdot G \cdot b \cdot \cos \varphi_2 \cos \varphi(t) - 2 \cdot G \cdot b \cdot \sin \varphi_2 \sin \varphi(t),$$

$$\text{де: } h(t) = -2a \cos \varphi_1 \cos \varphi(t) + 2a \sin \varphi_2 \sin \varphi(t).$$

Значення константи C_1 звичайно знаходиться із початкової умови.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики / Л.Г. Лойцянский, А. И. Лурье — М.: ГИТТЛ, 1954, 596 с.

**Ю.С. Головка, канд. техн. наук,
О.О. Довгань**
Національний авіаційний університет

ПРИСТРІЙ КОНТРОЛЮ ЗА СИНХРОННІСТЮ ЗАКРИЛКІВ КРИЛА ЛІТАКА

Винахід відноситься до області авіації. Пристрій контролю за синхронністю одного або декількох закрилків.

Винахід стосується пристрою контролю за синхронністю одного або декількох закрилків літакових крил, при цьому пристрій містить трос управління, з'єднаний з закрилками таким чином, що він завдає спільний рух з закрилками.

При експлуатації закрилків може наступити небажана ситуація, коли у приводній системі виникають несправності, які в залежності від свого характеру можуть спричинити перекіс, дефекти орієнтації або навіть втрату окремих закрилків чи їх елементів. Це пов'язано з тим недоліком, що небажано погіршуються аеродинамічні властивості крил, наприклад, через моменти крену.

Для своєчасного виявлення таких аварійних станів відомо застосування механізму у вигляді троса управління для контролю за синхронністю закрилків системи забезпечення великої підйомної сили. Недоліком такої відомої з рівня техніки системи є те, що внаслідок розташування точок кріплення троса управління на закрилках увесь сенсорний механізм повинен здійснювати спільний рух з закрилками. Інший недолік полягає у тому, що у відомих з рівня техніки системах порушення рухів можуть бути виявлені тільки для двох суміжних закрилків крила літака. Застосування відомої системи стає неможливим, якщо на крилі є чи повинен контролюватися тільки один закрилків.

Зазначена задача вирішується за допомогою пристрою, наведеного у винаході. Передбачено, щоб траса прокладки троса управління проходила від першої точки до другої, причому одна з них або обидві розташовувалися на нерухомих елементах конструкції крила літака.

Таке виконання контрольного пристрою дозволяє здійснювати контроль також і в тому випадку, коли на кожному літакової крилі є

чи підлягає контролю тільки один закрилків. Крім того, система може використовуватися для контролю за кінцями закрилків на зовнішньому і внутрішньому краях крила, через те, що траса прокладки троса управління може також проходити по кінцях закрилків до нерухомих елементів конструкції. У цьому відношенні пристрій відповідно до винаходу є функціональним удосконаленням у порівнянні з відомою контрольною системою, при цьому ступінь складності контрольного пристрою не зростає.

Інша перевага полягає в тому, що сенсорний елемент не обов'язково розташовувати на рухомому закрилку. Через це прокладка відповідного необхідного електричного дроту до сенсорного елементу не повинна проводитися по зазору зі змінною шириною між нерухомими і рухливими елементами конструкції крила.

**Ю.С. Головка, канд. техн. наук,
В.М. Гаман**
Національний авіаційний університет

ВИКОРИСТАННЯ L1-АДАПТИВНОГО КОНТРОЛЕРА В ЦИФРОВОМУ РЕГУЛЯТОРІ ТИСКУ ПОВІТРЯ У ГЕРМЕТИЧНІЙ КАБІНІ

Розширення діапазону висот і швидкостей польоту ПС потребує більш точного регулювання тиску повітря у герметичній кабіні. При цифровому управлінні аналогові автоматичні регулятори замінюють цифровими. Як орган управління застосовують випускні клапани з електроприводом.

Перевагою цифрових систем перед аналоговими є простота підстроювання параметрів регулювання, а також можливість застосування більш складних законів управління, що відповідає непростим завданням, покладеним на сучасні САРТ [2,].

Внаслідок розширення діапазону висот і швидкостей польоту сучасних і перспективних ПС, а також посилення вимог до масогабаритних характеристик САРТ відбувається поступове витіснення традиційних пневматичних і електропневматичних систем цифровими. Використання останніх дозволяє замінити безліч

аналогових автоматичних регуляторів одним цифровим блоком. Однак велика кількість регулювань, виконуваних класичним ПД-регулятором, негативно позначається на довговічності органів управління. У зв'язку з цим виникає потреба у нових алгоритмах підтримки тиску в герметичній кабіні літака для цифрових систем, здатних при малій кількості регулювань забезпечити високу точність цього процесу.

Одним з шляхів є L1-адаптивний контролер. У моделі герметичної кабіни є ефект невідомих збурень і гістерезис, що виникає через люфт і сухе тертя. Такі нелінійності спричиняють коливання, що негативно позначається на терміні експлуатації виробу. Результати моделювання показали переваги L1-контролера у системах з високою нелінійністю перед лінійними контролерами, не здатними згладити такі негативні особливості, як гістерезис і вплив вхідного потоку тиску на випускний клапан.

Таким чином, використання адаптивного контролера з L1-архітектурою дозволяє збільшити термін експлуатації механічних систем через пом'якшення нелінійної динаміки, яка інакше давала б велике навантаження на актуатори. Крім того, такий адаптивний контролер точніше відстежує бажане положення випускного клапана [1].

Дослідження в даному напрямку ведуться. Пропонуються не лише даний метод, але й інші різні підходи для підвищення точності регулювання тиску в герметичній кабіні. Проте, усі ці системи значно складніші для розробки і синтезу, а їх надійність у критичних ситуаціях невідома. Крім того, відсутня єдина методика розробки адаптивних систем регулювання тиску для різних ПС. У зв'язку з цим потрібні додаткові дослідження при високих динамічних змінах параметрів САРТ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автоматическое регулирование авиационных систем кондиционирования воздуха. / Щербаков А.В. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. — 290 с.
2. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования / Г.И. Воронин. — М.: Машиностроение, 1978. — 544 с.

**А.В. Жулай,
Т.В. Тарасенко, канд. техн. наук**
Національний авіаційний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДА

Важливість динамічних характеристик привода полягає у забезпеченні його стійкості на усіх режимах роботи для надійної і коректної роботи рульових поверхонь і впливає на стійкість і керованість літака у цілому, а значить позначається на безпеці польоту.

Досліджуваний рульовий привод є незворотнім слідкуючим гідромеханічним підсилювальним механізмом двосторонньої дії, поступального типу з жорстким зворотним зв'язком [1]. Вихідна ланка привода переміщається слідом за вхідною зі швидкістю, пропорційною розузгодженню між ними. Необхідне підсилення потужності на вихідній ланці забезпечується за рахунок енергії робочої рідини, що підводиться до привода від гідросистем літака.

Знижений тиск у системі зменшує прискорення вихідної ланки при рівному розузгодженні. Це призводить до зниження динамічної жорсткості привода, що у свою чергу може спричинити за собою втрату стійкості [2].

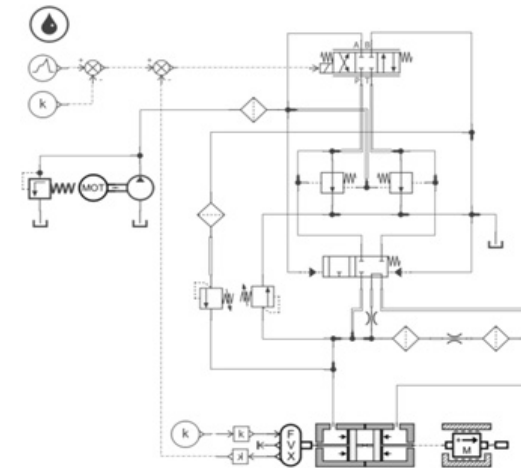


Рисунок 1. Розрахункова схема рульового привода

Тому доцільним є дослідження впливу зниження тиску на зміну логарифмічної амплітудно-фазової частотної характеристики рульового привода. Для цього будемо порівнювати розрахункові випадки для нормальної роботи і для декількох знижених тисків.

Дослідження проводились на еквівалентній моделі рульового привода з замкнутим зворотним зв'язком в системі Siemens Simcenter Amesim. Розрахункова схема рульового привода наведена на рисунку 1.

Динамічні характеристики гідроциліндра рульового привода і золотникових розподільників виражені системами рівнянь другого порядку. Оцінка динамічних властивостей рульового привода системи керування літака може бути зроблена за допомогою одного з двох способів:

- 1) за результатами аналізу реакції привода на керуючий сигнал $x_{\text{вх}}$ за відсутності і за наявності зовнішнього навантаження;
- 2) за результатами аналізу реакції привода на збурення з виходу у випадку затиснутого керування ($x_{\text{вх}}$).

У першому випадку динамічні властивості привода оцінюють за характером перехідних процесів у системі при ступінчастій зміні вхідного керуючого сигналу $x_{\text{вх}}$, а також за частотними характеристиками замкнутого і розімкнутого контурів привода при гармонійній зміні керуючого сигналу (при $x_{\text{вх}} = A_x \sin(\omega t)$, де A_x — амплітуда керуючого сигналу $x_{\text{вх}}$; ω — колова частота).

У другому випадку досліджуються характеристики динамічної жорсткості привода за умови синусоїдальної зміни характеру навантаження (при $R_{\text{зов}} = A_R \sin(\omega t)$, де A_R — амплітуда коливань сили $R_{\text{зов}}$ і власні коливання привода при різкому скиданні зовнішнього навантаження [3]).

На рисунку 2 наведено сімейство перехідних характеристик, що відповідають переміщенню вихідної ланки рульового привода у крайнє положення без прикладеного зовнішнього навантаження при різних значеннях тиску в гідросистемі. На рисунку 3 показано відповідні навантажувальні характеристики. При зниженні тиску живлення швидкодія та навантажувальна здатність рульового привода знижується.

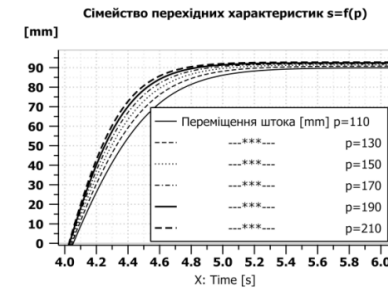


Рисунок 2. Перехідна характеристика рульового привода

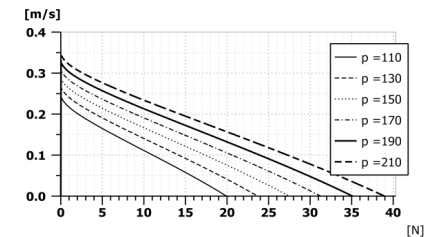


Рисунок 3. Навантажувальна характеристика рульового привода

Протягом досліджень визначено динамічну жорсткість рульового привода у залежності тиску в гідросистемі для діапазону частот 1—1000 Гц. Модуль динамічної жорсткості задано відношенням амплітуди вимушених коливань до амплітуді першої гармоніки коливань переміщення штока.

За результатами розрахунків побудовано амплітудні частотні характеристики. Отримані дані можна представити у вигляді графіків (рисунку 4), що відображають зміну запасу стійкості по амплітуді і по фазі внаслідок зниження тиску.

Очевидно, що при зниженні тиску в системі запаси стійкості за амплітудою та за фазою знижуються. З графіків також видно, що при зниженні тиску зменшується коефіцієнт демпфірування системи і виявляються характерні ознаки системи як коливальної ланки, що при подальшому зниженні тиску може призвести до втрати стійкості привода і зниження його протифлатерних властивостей.

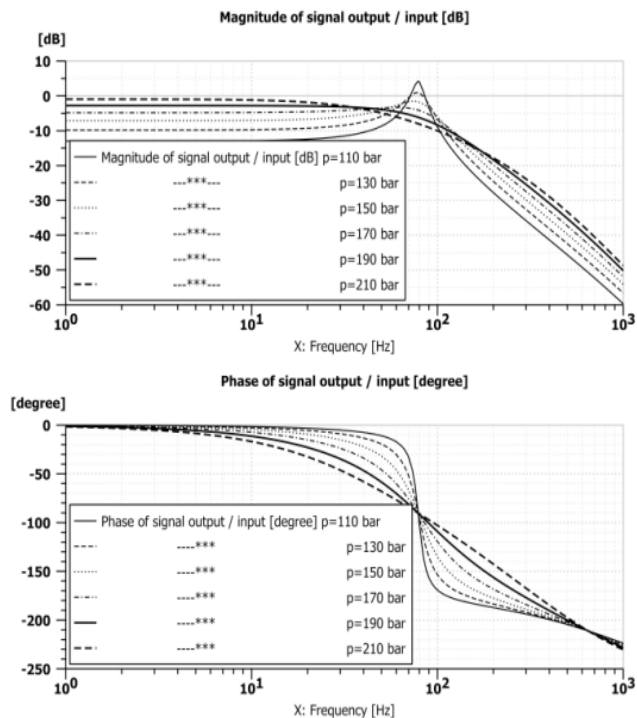


Рисунок 4. Сімейство ЛФАЧХ динамічної жорсткості при зниженні тиску в системі

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
2. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. — М. : Машиностроение, 1982. — 423 с.
3. Абрамов Е.И. Проектирование систем управления летательными аппаратами / Абрамов Е.И., Зайончковский Г.Й. — К.: КМУГА, 1998. — 152 с.

УДОСКОНАЛЕННЯ КЛАПАНА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЕРЕБІГУ РІДИНИ В ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОМУ АМОРТИЗАТОРІ ШАСІ ЛІТАКА

Амортизатори різних типів та видів набули широкого використання в авіабудуванні як гідравлічні демпфіруючі пристрої, що поглинають енергію удару при посадці літака. Для перебігу рідини в амортизаторі використовується гідравлічний клапан [1], [2]. Особливістю цієї роботи є вдосконалення гідравлічного клапана амортизатора, побудова його імітаційної моделі в пакеті LMS.Amesim.Imagine.Lab та моделювання його роботи.

Вдосконалений гідравлічний клапан складається з компонентів, наведених на рисунку 1.

До пристрою перебігу рідини належать: корпус 1, плунжер 2, діафрагма 3, клапан гальмування прямого ходу 4, центральний отвір 5, периферійні отвори 6, клапан зворотного гальмування 7, днище 8, бокова стінка 9, пружина 10, гайка 11, захисна втулка 12, розпірна втулка 13, відбиваючий борт 14, фланець 15.

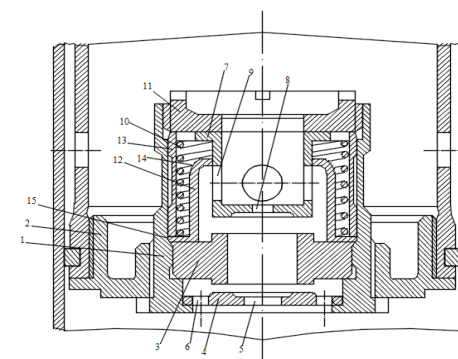


Рисунок 1. Пристрій для перебігу рідини у пневмогідравлічному амортизаторі

Відбиваючий борт у верхній частині захисної втулки 12 створює відскакуючий потік рідини, який зменшує вплив рідини на пружину. При русі клапана рідина витискатиметься не тільки через кільцевий зазор між захисною втулкою 12 і клапаном 7, але і крізь пази на фланці, що зменшує гідравлічний опір руху клапана 7.

Синтез математичних моделей частин амортизатора як комбінації роботи пневматичної, гідравлічної та механічної систем було проведено в пакеті Amesim (рисунок 2). Проведення імітаційного моделювання демпфіруючого пристрою проводилось для випадку його роботи при посадці літака.

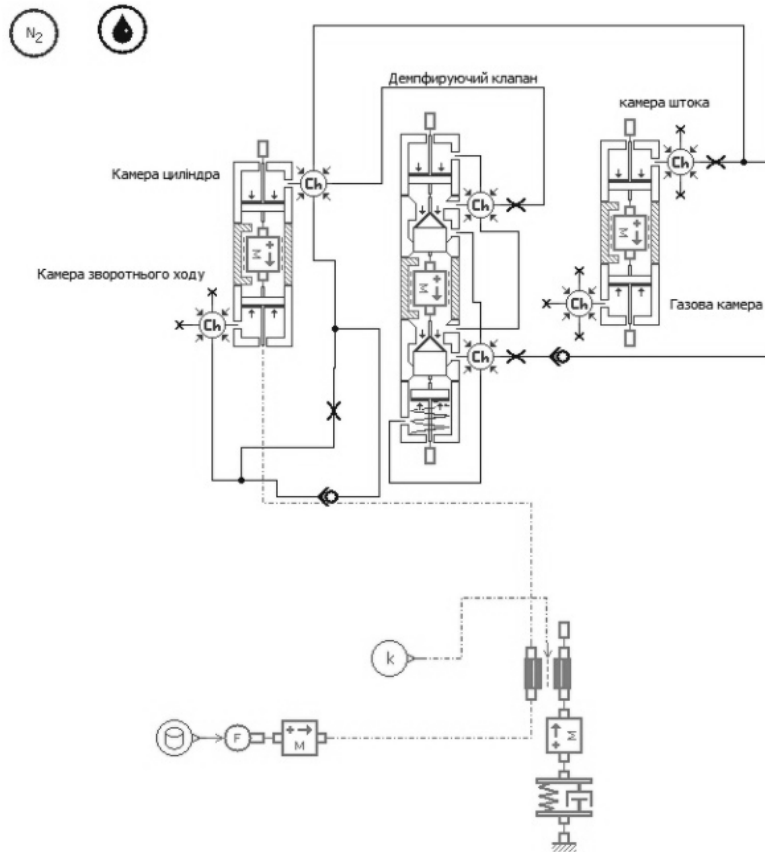


Рисунок 2. Імітаційна модель амортизатора

Проведене моделювання базового та модернізованого демпфіруючого пристрою підтвердило роботоспроможність удосконалення. Аналізуючи переміщення рухомої частини амортизатору в циклі коливань до положення статичної рівноваги можна дійти висновку, що модернізований пристрій для перебігу рідини у пневмогідравлічному амортизаторі забезпечує більш стійку роботу та ефективно поглинає енергію (рисунок 3).

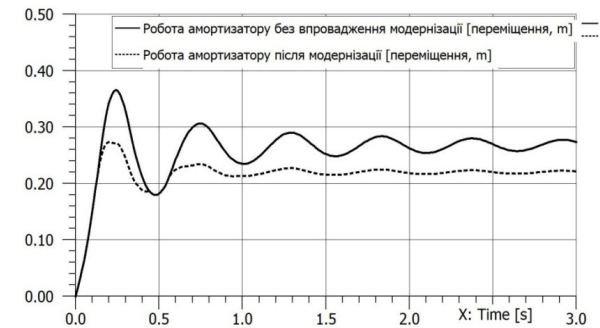


Рисунок 3. Результати моделювання переміщення рухомої частини амортизатора

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гаража В.В. Функциональные системы воздушных судов: учеб. Пособие / В.В. Гаража. — К.: КИИГА, 1992. — 404 с.
2. Снисаренко Т.В., Чубань В.Д. Математическое моделирование динамических нагрузок при взлёте и посадке упругого самолёта // Учёные записки ЦАГИ. Т. XXXIX. № 3. 2008. — С.73—86.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ
НА КАВІТАЦІЙНУ СТІЙКІСТЬ

Не дивлячись на велику кількість робіт з вивчення механізмів кавітаційної ерозії [1, 2], питання вивчено не повністю. Дослідження цих процесів ускладнюється їх швидкоплинністю (порядок 10^{-6} с), а також тією обставиною, що кавітаційна ерозія виникає у малих об'ємах. Колапс каверни розпочинається із розмірів 10^{-2} мм.

Додаткові ускладнення створюють високі локальні тиски і підвищена температура. Більшість дослідників відзначають наявність двох основних видів зношування металів: механізм ударної хвилі і механізм кумулятивних мікроструменів.

Механізм ударної хвилі [3] засновано на моделі колапсу каверни у ідеальній рідині. Теорія дає значення тиску при повному змиканні каверни. Високі тиски від радіальних ударних хвиль спричиняють механічні руйнування поверхонь, що знаходяться поблизу колапсу каверн. Проведені дослідження уточнюють ці результати із урахуванням стисливості рідини, в'язкості, а також демпфірування через наявність у кавернах газу, що дозволило встановити реальний рівень тиску і температури при змиканні каверн.

Каверни можуть змикатись симетрично і асиметрично, оскільки колапс, на відміну від розширення меж, процес нестійкий. Спостереження показали, що поблизу стінки каверна у процесі деформації набуває тороїдальної форми з наступним утворенням у центрі тороїду мікроструменя. Роботи [4] та ін. вказують на те, що не дивлячись на наявність ударних хвиль та мікроструменів, великий вплив на руйнування конструктивного матеріалу чинять ударні хвилі. Експериментально встановлено, що тиск у центрі каверни, яка зімкнулася, становить декілька тисяч атмосфер. Це значно більше за межу міцності більшості матеріалів. Наприклад, сталь 45 у нормальному стані має межу міцності 610 МПа, а у загартованому стані — 800 МПа. Характер кавітаційних руйнувань залежить від пластичності металу. У пластичних металах (наприклад, для сплаву

Д16АТВ) деформація призводить до виникнення кратерів, отже поверхня зношення має вигляд “місячного” ландшафту.

Подальші удари руйнують кільцеві кратери. Метал руйнується по межах зерен, оскільки вони чинять опір пластичній течії. Крихкі метали під дією знакозмінних напружень пошкоджуються унаслідок виникнення тріщин. Механізм пластичного руйнування, характерний для металів, що мають твердість не більшу від 400 одиниць за шкалою Бринеля. Високі локальні тиски і температури призводять до деструкції робочої рідини. Вплив кавітації на властивості рідин полягає у тому, що кавітація посилює деградацію окислення, нітрацію і утворення коксу. У гідравлічних рідинах на нафтовій основі кавітація спричиняє місцеве пригоряння, відоме як „дизельний ефект”.

В агрегатах гідропривода ерозія найчастіше всього породжується кавернами, що переміщуються. Каверни виникають і руйнуються у міру проходження потоком зони низького і відновленого тиску. Каверни у дросельних каналах руйнуються відразу ж за зоною найбільшого стискання потоку, де тиск починає відновлюватись. Кавітаційна ерозія локалізується у обмеженій зоні малої протяжності. Значний інтерес представляють порівняльні дослідження кавітаційної стійкості різних металів і сплавів, що використовують у гідромашинобудуванні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Богачев И.Н. Кавитационное разрушение и кавитационностойкие сплавы / И.Н. Богачев. — М.: Металлургия, 1972. — 189 с.
2. Глазков М.М. Эрозионные разрушения деталей гидросистем ВС / М.М. Глазков, П.А. Андзембе // Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем ЛА: сб. тез. докл. НТК. — Куйбышев, 1990. — С. 133—114.
3. Глазков М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов / М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. — К.: КИИГА, 1987. — 62 с.
4. Кнэпп Р.Ф. Кавитация: пер. с англ. / Р. Кнэпп, Л. Дейли, Ф. Хеммит. — М.: Мир, 1974. — 679 с.

С.В. Струтинський, д-р техн. наук,
Р.В. Семенчук

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ МАНІПУЛЯТОРА НАЗЕМНОГО РОБОТИЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ

Наземні роботизовані комплекси широко використовуються для виконання спеціальних операцій у складних дорожніх умовах, у тому числі, при русі зі значними швидкостями. Динамічні навантаження, що діють на рухомий роботизований комплекс можуть бути достатньо значними.

Типова конструкція наземного роботизованого комплексу містить маніпулятор, що включає дві штанги, які з'єднані поворотними вузлами. Запропонована схема дозволяє забезпечити значний робочий простір та за умови обладнання маніпулятора шістьма приводами забезпечує відповідну кількість ступенів вільності.

Запропоновано спрощену розрахункову схему маніпулятора відповідає переміщенням шарнірів В і С маніпулятора типової конструкції відносно основи наземного роботизованого комплексу, що включає шарнір А (рисунком 1).

Динамічні переміщення маніпулятора відбуваються внаслідок руху шасі, що призводить до вертикальних переміщень z_A шарніра А маніпулятора та його поперечно-кутових переміщень на кут θ . При цьому відповідні переміщення шарнірів В та С характеризуються змінними z_B та z_C , x_C . Ці переміщення пов'язані зі зміною куткового положення приводів q_1, q_2, q_3 . Маніпулятор подано у вигляді двох мас m_B і m_C , які зосереджені у шарнірах В і С. Важелі маніпулятора, довжини яких L_1 та L_2 прийняті деформованими. Важелям, а також шарнірам поворотних вузлів відповідають характерні для них жорсткості та коефіцієнти опору. При цьому зусилля, що виникають під дією зовнішніх навантажень у важелях маніпулятора T_1 та T_2 .

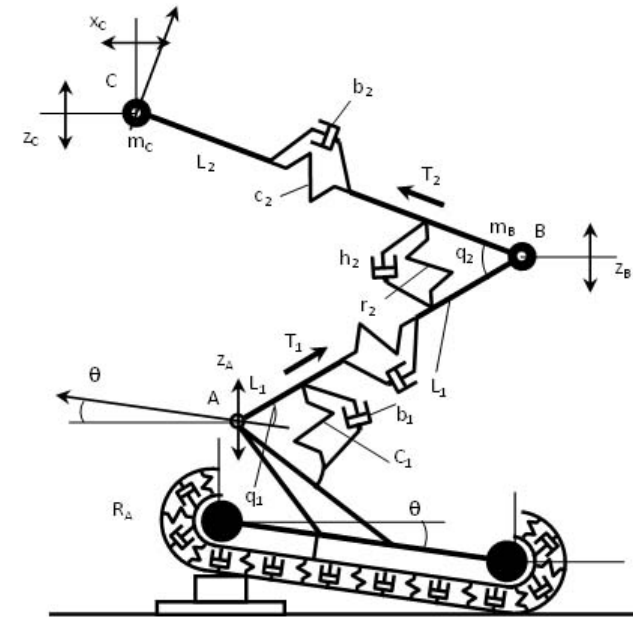


Рисунок 1. Математична модель маніпулятора

Запропонована розрахункова схема дозволяє математично описати динаміку маніпулятора та розробити його математичну модель. Розроблена модель дозволила провести перевірку обчислювальної процедури, використовуючи різні вхідні параметри. У результаті було визначено перехідні процеси при ступінчастій зміні положення шасі. Отримані результати свідчать про те, що модель може бути використана у системі керування, що виключає керовані демпфірні пристрої.

Запропонована математична модель у якості вихідних параметрів використовує переміщення шарнірів маніпулятора із встановленим на них обладнанням (оптичними пристроями). Вона дозволяє сформувати структуру та вибрати параметри системи стабілізації положення маніпулятора рухомого наземного роботизованого комплексу. Це у подальшому забезпечує можливість вдосконалення алгоритму керування та проведення апробації розробленої системи.

АНАЛІЗ РОБОТИ ШУНТУВАЛЬНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ-90

На сьогодні об'ємні гідравлічні приводи є основним типом привода у різних сільськогосподарських, дорожніх та спеціалізованих машинах. Сучасні тенденції розвитку гідравлічного машинобудування та попит на ринку призводить до необхідності створення укомплектованого гідравлічного привода, готового до використання [1]. Типовим представником таких приводів є гідростатична трансмісія типу ГСТ-90.

Гідравлічна схема гідростатичної трансмісії показана на рисунку 1.

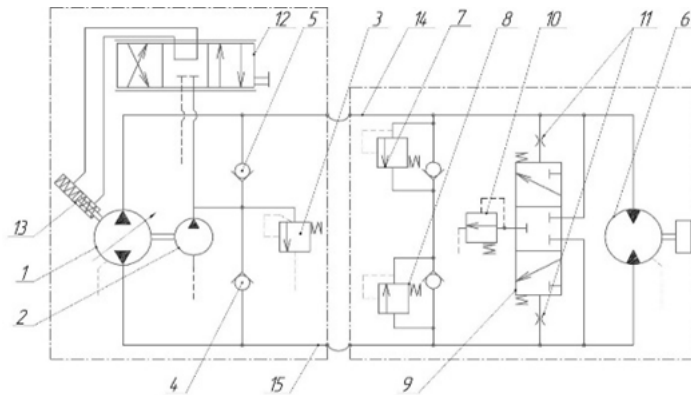


Рис. 1 — Гідравлічна схема гідростатичної трансмісії
удосконаленої конструкції

1 — насос; 2 — насос підживлення; 3, 7, 8 — запобіжні клапани;
4, 5 — зворотні клапани; 6 — гідромотор; 9 — шунтувальний розподільник;
10 — переливний клапан; 11 — дроселі; 12 — розподільник;
13 — гідроциліндр; 14 — гідролінія нагнітання; 15 — гідролінія всмоктування;

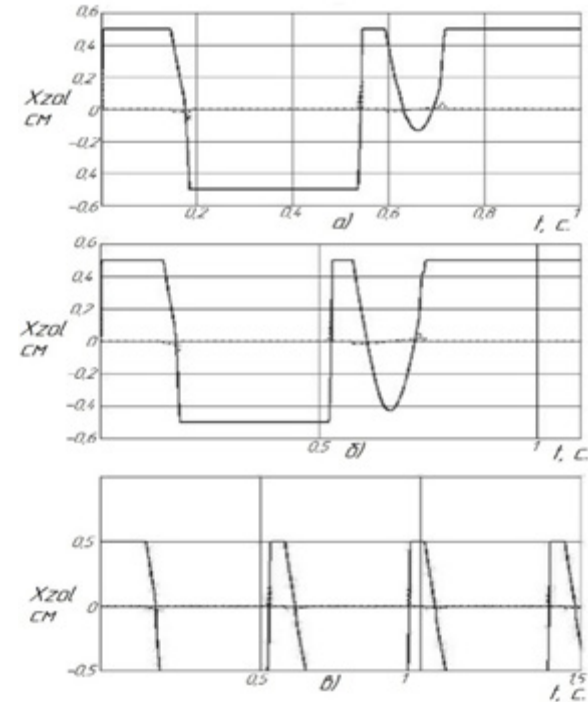


Рисунок 2. Осцилограми руху золотника шунтувального розподільника.
а — переміщення X_{z01} золотника шунтувального розподільника при запуску ГСТ-90 з дроселями діаметром 0,5 см; б — переміщення X_{z01} золотника шунтувального розподільника при запуску ГСТ-90 з дроселями діаметром 0,7 см; в — переміщення X_{z01} золотника шунтувального розподільника при запуску ГСТ-90 з дроселями діаметром 0,75 см.

У конструкції такої гідростатичної трансмісії, з метою стабілізації температурного режиму роботи, використовується шунтувальний розподільник 9 та переливний клапан 10. У процесі роботи гідростатичної трансмісії, коли тиск у гідролінії нагнітання зростає, шунтувальний розподільник з'єднує всмоктувальну гідролінію із переливним клапаном 10, який призначено для підтримання заданого тиску на виході шунтувального розподільника, і таким чином, обмеження витрати рідини, що потрапляє на охолодження. Якщо ж тиск зростає у гідролінії всмоктування, шунтувальний

розподільник з'єднує нагнітальну гідролінію із переливним клапаном 10. Для сповільнення перемикачів гідроліній і, відповідно, виключення можливості виникнення галопуючого режиму роботи гідромотора, під торці шунтувального розподільника встановлено постійні дроселі 11 [2]. Діаметр вказаних дроселей впливає на характер роботи шунтувального розподільника і гідростатичної трансмісії у цілому.

На рисунку 2 показано процес перемикачів золотника шунтувального розподільника. Відхилення від середнього положення значень переміщення X_{zol} свідчить про відкриття одного з робочих вікон шунтувального розподільника, які з'єднують нагнітальну або всмоктувальну гідролінію з гідролінією зливу рідини на охолодження.

При інерційному навантаженні $I=3000 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$ на валу гідромотора та установці під торці шунтувального розподільника дроселів діаметром $d_1=d_2=0,5 \text{ мм}$ спостерігається стійкий режим роботи ГСТ-90 (рисунки 2, а). Водночас слід відзначити, що при пуску гідромотора при такому рівні інерційного навантаження спостерігається перерегулювання по швидкості гідромотора. У зв'язку з цим виникає насосний режим роботи гідромотора із відповідним ефектом пікових значень тисків у гідролініях нагнітання та всмоктування. Пікове значення тиску в гідролінії нагнітання при цьому може досягати 200 бар. У даному випадку виникає достатньо потужний поштовх з боку гідромотора, що впливає на золотник шунтувального розподільника. Останній починає переміщатись X_{zol} (рисунки 2, а) у бік відкриття робочого вікна, для зливу робочої рідини з гідролінії, яка в цей час знаходиться під низьким тиском.

У подальшому, завдяки демпфіруючій дії дроселів під торцями, золотник шунтувального розподільника виходить у фіксовану позицію, яка відповідає відведенню рідини на охолодження з основної гідролінії низького тиску, гідростатична трансмісія потрапляє у стабільний режим роботи. Аналогічна картина спостерігається при установці дроселів діаметром $d_1=d_2=0,7 \text{ мм}$.

Процес запуску гідросистеми у даному випадку характеризується дещо підвищеною коливальністю, але достатньо високий рівень демпфірування золотника шунтувального розподільника гасить його коливання та стабілізує роботу гідростатичної трансмісії,

але стійкість роботи шунтувального розподільника знаходиться на межі виникнення автоколивального режиму роботи (рисунки 2, б).

При установленні дроселів діаметром $d_1=d_2=0,75 \text{ мм}$ (рисунки 2, в), відбувається розгін гідромотора до швидкості, при якій він починає працювати у насосному режимі. Значне прискорення інерційної маси призводить до того, що процес розгону гідромотора відбувається з перерегулюванням, коли швидкість гідромотора і, відповідно, витрати рідини, яку споживає гідромотор, стають більшими за подачу насоса. Це призводить до спрацювання шунтувального розподільника, в результаті чого відбувається різке падіння тиску в напірній гідролінії та підвищення тиску у всмоктувальній гідролінії.

Коли швидкість гідромотора починає зменшуватися, то тиску в напірній гідролінії починає підвищуватися, і як тільки він стає більшим за тиск у всмоктувальній гідролінії, переключается золотник шунтувального розподільника, і робоча рідина із всмоктувальної гідролінії відводиться на зливання. При цьому тиск у всмоктувальній гідролінії завдає новий цикл зміни швидкості гідромотора.

Таким чином, виникає стійкий автоколивальний режим роботи гідростатичної трансмісії — галопуючий. Розвитку такого режиму роботи сприяє те, що при збільшенні діаметра дроселів, установлених у допоміжних гідролініях шунтувального розподільника, збільшується швидкість перемикачів його золотника.

З'ясування природи виникнення автоколивальних галопуючого характеру дозволяє цілеспрямовано розробляти заходи по їх усуненню.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Панченко, А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2013. — Вип. 13., Т. 6. — С. 3—19.
2. Пат. UA 136934 U України, МПК8 В60К7/10, F15B15/00. Гідростатична трансмісія/ О.З. Шамшур, М.І. Іванов, В.Ф. Мазуренко, О.М. Переяславський, С.М. Головка, Р.О. Гречко; — № u201905741, — заявл.27.05.2019; опубл. 10.09.2019. Бюл. № 17 від 10.09. 2019 р.

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

УДК 621.694.2:629.3.082.3(043.3)

**М.П. Андрійшин, канд. техн. наук,
К.І. Капітанчук, канд. техн. наук**
Національний авіаційний університет

ОСОБЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ РУХУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ГАЗОПРОВОДІ ПРИ МАЛИХ ЗНАЧЕННЯХ ТИСКУ

Величина надлишкового тиску, при якому відбувається розподіл природного газу у відповідності до Державних будівельних норм (ДБН «Газопостачання») прийнятих у 2018 році [1] приведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Допустимий надлишковий тиск природного газу
в газорозподільних системах

Категорія газопроводів	Мінімальне значення, бар	Максимальне значення (включно), бар
Високого тиску I категорії із сталевих труб	6	12
Високого тиску I категорії із поліетиленових труб	6	10
Високого тиску II категорії	3	6
Середнього тиску	0,05	3
Низького тиску	0,017	0,05
Низького тиску, що подається до житлових будинків *	0,007	0,025

Гідравлічний розрахунок розподільних газових мереж, включно до газопроводів середнього тиску, відповідає класичним підходам газової динаміки та не спричиняє ніяких ускладнень. Відомо, що оптимальне значення надлишкового тиску, при якому надходить природний газ до постачальника, має дорівнювати 20 мбар. На такий тиск розраховується сучасне газорегулювальне та газоспалювальне обладнання. Також відомо, що природний газ — це складна газова суміш вуглеводнів, яка крім метану, також містить етан, пропан та вищі вуглеводні (в значно меншій кількості), а також деякі негорючі складові — наприклад, азот та діоксид вуглецю [2].

Густина природного газу за стандартних умов приблизно становить значення $0,7 \text{ кг/м}^3$, що значно менше за густину повітря (за стандартних умов $1,205 \text{ кг/м}^3$ [3]. За умови, що температура газу в трубопроводі дорівнює температурі навколишнього середовища повітря (288,15), проведено відповідні розрахунки: густини природного газу в газопроводі при надлишковому тиску 20 мбар; густини повітря при барометричному тиску; абсолютного тиску газу в трубопроводі.

За результатом розрахунку, природний газ, що знаходиться в трубопроводі під надлишковим тиском, у 1,69 рази легший за повітря. Отже, у процесі гідравлічних розрахунків трубопроводу необхідно додатково враховувати гравітаційну складову.

Це важливо у випадках, коли є витоки природного газу до навколишнього середовища, тоді відбувається взаємозаміщення природного газу повітрям. Гравітаційні процеси взаємозаміщення газу повітрям припиняються, коли густина природного газу за реальних умов стає більшою за густину повітря, і в даному випадку надлишковий тиск газу в газопроводі повинен бути більшим за величину у 0,2 бар.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Газопостачання. ДБН В.2.5-20:2018. Київ, Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. 2019.

2. ДСТУ ISO 14532:2018 Газ природний. Словник термінів. — К.: УкрНДНЦ, 2018.

3. Газ природний, палива та оливи: монографія / М.П. Андрійшин, Я.С. Марчук, С.В. Бойченко, Л.А. Рябоконт — Одеса: Астропринт, 2010, — 232 с.

А.М. Медвідь,
В.О. Панченко, канд. техн. наук
Сумський державний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ТА РОЗМІРІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО ТІЛА УПРОДОВЖ ОБІГУ ЙОГО ПОТОКОМ ПОВІТРЯ З НИЗЬКИМИ ШВИДКОСТЯМИ

Сучасний стан промисловості потребує збільшення вироблення електричної енергії. Використання традиційних викопних паливних ресурсів негативно впливає на довкілля. Вітроенергетика — це один з напрямів відновлюваної енергетики, що найактивніше розвивається. При зниженні швидкості вітру потужність традиційних вітрогенераторів знижується, та їх використання стає недоцільним. Це спонукає до розроблення нового вітрового двигуна, який працював би при малих швидкостях вітру та був максимально ефективним [1].

Аналізуючи новітні розробки, можемо відзначити іспанських вчених компанії Wortex Bladeless на чолі з David Villarreal. Вони запропонували перетворювати коливання обтічних тіл у потоці повітря в електричну енергію [2]. Конструкція складається з циліндра, що коливається, та генератора, який перетворює енергію коливань в електричну енергію. Перевагою даного вітряка є низька робоча швидкість та його постійна орієнтованість на обігаючий потік повітря. Недоліком є складний та надто дорогий механізм перетворення енергії. Тому даний тип вітрогенератора потребує подальшого вдосконалення.

Створення вітрогенератора коливального руху потребує детального дослідження руху циліндра при заданих умовах. Необхідно також дослідити залежність оптимальних розмірів робочого органу від швидкості повітря. Метою досліджень є встановлення геометричних параметрів оптимального поперечного перерізу робочого органу.

Крім того, невід'ємною складовою для розробки механізму перетворення енергії є дослідження обігу рідиною циліндра з двома ступенями свободи. У роботах багатьох вчених, зокрема [3], наведено траєкторії руху циліндра з двома ступенями свободи, що нагадують вісімку (рисунок 1). Траєкторія руху може дещо відрізнятися залежно від розмірів циліндра та від швидкості набігаючого потоку. Обіг циліндра

потоком повітря з траєкторією руху у вигляді вісімки, максимально наближеної до симетричної та витягнутої перпендикулярно до напрямку обігаючого потоку повітря (рисунок 2) дозволить отримати максимальне переміщення вала генератора перпендикулярно потоку повітря, яке надходить та мінімізує переміщення за потоком, що дозволить спростити та здешевити конструкцію.

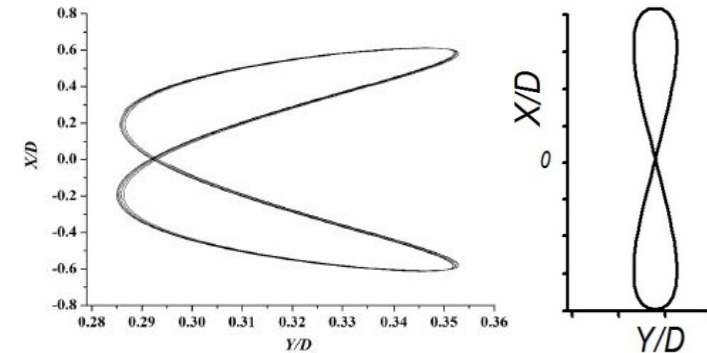


Рис. 1 — Траєкторія руху циліндра [3]

Пошук оптимальної конструкції вітрового двигуна коливального руху має відбуватись шляхом підвищення коефіцієнта використання вітрової енергії та спрощення конструкції за рахунок отримання бажаної траєкторії руху робочого органу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Українська асоціація відновлюваної енергетики — <https://uare.com.ua/>
2. Wortex Bladeless <https://vortexbladeless.com/>
3. «Control of two-degree-of-freedom vortex-induced vibrations of a circular cylinder using a pair of synthetic jets at low Reynolds number: Influence of position angle and momentum coefficient», Haibo Wang, Lin Ding, Li Zhang, Qunfeng Zou, Chunmei Wu. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2019

П.М. Андренко, д-р техн. наук
 Національний технічний університет «ХПІ»,
А.С. Роговий, д-р техн. наук
 Харківський національний
 автомобільно-дорожній університет

АЛГОРИТМ ВИБОРУ ТИПУ ПРИВОДА МАШИНИ

У доповіді розглядаються алгоритм та критерії вибору привода машини — пристрою для приведення в дію механізмів. Він складається з джерела енергії, механізму для передачі енергії (руху) та апаратури управління [1].

Джерело енергії: двигун (тепловий, електричний, пневматичний, гідравлічний, стисненого газу тощо) або пристрій, який видає задалегідь накопичену механічну енергію (пружинний, інерційний, гирьовий механізми тощо), чи використовує мускульну енергію.

Механізм — система тіл, яка призначена для перетворення руху одного або декількох твердих тіл до необхідного руху інших твердих тіл [1]. Механізм для передачі енергії складається з перетворювача руху (перетворює параметри руху швидкість, крутний момент, завдає закон руху), з'єднаним з виконавчим (робочим) органом, який здійснює функціональний рух.

В якості апаратури управління в сучасних системах приводів використовують багатоконтурні програмовані логічні контролери з відповідними датчиками.

Приводи загального призначення класифікуються за низкою ознак: кількістю двигунів (груповий, одно- та багатодвигунний) і схемою їх з'єднання з передачами; типом двигуна і передачі. Особливу групу складають приводи, в яких використовуються вбудовані двигуни або вбудовані механічні передачі — мотор-редуктори.

Велику увагу приділено механічним передачам, основним призначенням яких є узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна і встановлення яких забезпечує: оптимальну швидкість руху та її регулювання; перетворення виду руху: обертального на поступальний (передачі рейкові і гвинт-гайка) та навпаки (кривошипно-хитуновий механізм); зміни напрямку руху;

зміни обертальних моментів і зусиль при русі; передачі потужності на відстань.

Значну увагу приділено визначенню ефективних галузей застосування окремих типів приводів.

Запропонований алгоритм вибору типу привода розглядає: умови довкілля, в яких функціонує привод (радіаційне, електротехнічне, магнітне поле, пожежобезпечність, вологість, забруднення, температура, механічні впливи, екологічність); його призначення — забезпечення напрямку руху (лінійного, обертального, неповно-поворотного); вид джерела енергії; характер навантаження та фізичний стан об'єкта, що переміщується виконавчим механізмом (тверде, крихке, рідке тіло); кінематичні параметри (необхідні кутові та лінійні переміщення, швидкості, закони руху виконавчих механізмів); динамічні параметри (кількість точок позиціонування або точність відтворення руху та забезпечення бажаної характеристики); експлуатаційні показники — ресурс, енергетичні та шумові характеристики; вартісні; інші фактори. Крім того, враховують: характеристичний габаритний розмір, показники уніфікації та швидкісний, коефіцієнти готовності та енергоємності, критерій надмірного перевантаження, добротність привода тощо [2].

За запропонованими ознаками і критеріями складають таблицю відповідності параметрів функціонування для різних типів приводів та проводять їх аналіз. Це дозволяє обрати тип привода, який забезпечить раціональні конструктивні та робочі параметри.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Политехнический словарь / Редкол.: А.Ю. Ишлинский (гл. ред.) и др. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Советская энциклопедия, 1989. — 653 с.
2. Андренко П.М. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв // П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев / Промислова гідравліка і пневматика. — Вінниця. — 2017. — №3 (57). — С. 3—12.

**С. В. Воронін, д-р техн. наук,
Н. М. Аношкіна,
О. С. Харківський**
Український державний університет
залізничного транспорту

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ІНДУСТРІАЛЬНИХ ОЛИВ ПРИ ДОДАВАННІ ПРИСАДОК РІДКОКРИСТАЛІЧНОГО ТИПУ

В багатьох машинах та механізмах транспортної та будівельної галузі широко застосовують індустриальні оливи. Цей тип оливи є відносно дешевим, однак не містить функціональних присадок, що компенсують такий його недолік, як низька мастильна здатність. Саме тому перспективним напрямком досліджень є пошук недорогих альтернативних речовин, які покращували би властивості індустриальних оливи і при цьому не погіршували їх якісні характеристики.

Згідно аналізу попередніх досліджень, встановлено, що рідкокристалічні присадки утворюють на поверхнях тертя мастильні плівки, які мають високу несучу здатність і при цьому низьке тертя в їх шарах, що робить їх перспективними для застосування в індустриальних оливах.

Аналіз результатів деяких робіт свідчить про високу ефективність холестерик в якості присадок. Вони значно покращують мастильну здатність базових оливи. У наших попередніх дослідженнях нами було обрано і протестовано рідкокристалічну речовину з фенантеновим скелетом, яку додавали у різних концентраціях до індустриальної оливи И-30А. Результати трибологічних досліджень показали максимальне зменшення середнього діаметра плями зносу при концентрації присадки 0,4% приблизно на 35–50% по відношенню до діаметра плями зносу, отриманої при дослідженні оливи без присадок. Також на 48–49% зростає індекс задиру в досліджуваному діапазоні, відповідно, зростає й критичне навантаження. Отже рідкокристалічна присадка з фенантеновим скелетом позитивно впливає на протизносні та протизадирні властивості індустриальної оливи.

Є.О. Римаренко
Державне підприємство «АНТОНОВ»

ВИКОРИСТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ АКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОГЛИНАЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ

Зростаючий попит на авіаційні перевезення призводить до збільшення виробництва повітряних суден. В період з 2010 по 2040 роки темп зростання світового авіаційного парку складатиме 3,6% [1]. Збільшення кількості літаків призводить до зростання авіаційного шуму, що негативно впливає на населення, яке проживає поблизу аеропортів. Для зменшення впливу авіаційного шуму літаків розробляються міжнародні стандарти з шуму [2], а також у аеропортах багатьох країн діють пов'язані з шумом експлуатаційні обмеження [3].

Авіаційний шум є складним джерелом шуму, який можна розділити на шум двигуна (вентилятор, компресор, камера згорання, турбіна, реактивний струмінь) та шум планера (фіюзеляж, крило, закрилки, передкрилки, шасі, оперення). У сучасних літаках з турбореактивними двоконтурними двигунами головним джерелом авіаційного шуму є вентилятор [4, 5].

Для зменшення шуму вентилятора широко застосовуються звукопоглинаючі конструкції, що розміщуються на стінках каналів силової установки. При проектуванні звукопоглинаючих конструкцій необхідно враховувати значну кількість параметрів, таких як рівень та частота звукового тиску в каналі двигуна, швидкість потоку повітря в каналі, геометричні параметри звукопоглинаючих конструкцій і т.д. Тому в практиці їх проектування застосовуються експериментальні дослідження — випробування на установці канал з потоком та за допомогою інтерферометра [5].

Використання інтерферометра необхідне на початкових етапах для дослідження впливу параметрів звукопоглинаючих конструкцій та рівня звукового тиску на їх звукопоглинаючі властивості. Метод визначення цих властивостей за допомогою інтерферометра, передбачений міжнародним стандартом ISO [6], є одним з найбільш широко застосовуваних.

Експериментальна установка складається з труби круглого перерізу, обійми для вимірювального зразка, коробки з динаміком, вимірювального щупа, мікрофонного візка, вимірювальної лінійки, генератора сигналів, мікрофонного підсилювача, аналогово-цифрового перетворювача, комп'ютера. В трубі утворюється стояча хвиля, що складається із хвилі, створеної динаміком, та відбитої хвилі від поверхні дослідного зразка. Визначивши максимальне та мінімальне значення звукового тиску в трубі можна визначити звукопоглинаючі властивості звукопоглинаючих конструкцій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Халецкий Ю.Д. ИКАО: новый стандарт на шум самолётов гражданской авиации [Текст] / Ю.Д. Халецкий // Двигатель. — 2014. — №2 (92) — С. 8—11.
2. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Охрана окружающей среды. Том 1. Авиационный шум. Издание восьмое [Текст]. Монреаль: Международная организация гражданской авиации. — 2017. — 264 с.
3. Doc 9829. Инструктивный материал по сбалансированному подходу к управлению авиационным шумом. Издание восьмое [Текст]. Монреаль: Международная организация гражданской авиации. — 2008. — 130 с.
4. Корин И.А. Определение импеданса крупногабаритной звукопоглощающей конструкции на основе численного моделирования распространения звука в канале с заданным азимутальным модальным составом [Текст] / И.А. Корин, В.В. Пальчиковский, В.В. Павлоградский // Вестник самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2018. — Т. 17, № 2. — С. 109—121.
5. Федотов Е.С. Исследование влияния вида акустического сигнала на определение импеданса образцов звукопоглощающих конструкций [Текст] / Е.С. Федотов, О.Ю. Кустов, И.В. Храмцов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. — 2017. — № 50. — С. 113 — 127.
6. ISO 10534-1. Acoustics — Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Part 1: method using standing wave ratio [Text]. Geneva. International Organization for Standardization, 1996, 24 p.

ПРО ФОРМАЛІЗАЦІЮ КОНСТРУЮВАННЯ

Будь-яка галузь промисловості, яка пов'язана тим чи іншим чином з машинобудуванням, з обробкою матеріалів та відповідним обладнанням, стикається з нагальною потребою забезпечити ефективну діяльність конструкторів: чи то розробка нового обладнання, чи то удосконалення існуючого.

При створенні нової конструкції чи розширенні можливостей, зокрема, технологічних (до речі, на базі переважно стандартних і уніфікованих елементів, а зараз — з використанням готових, найчастіше покупних, модулів), розробник повинен приймати обґрунтоване рішення по технічних пропозиціях, і воно повинно бути альтернативним, бо немає рішень на 100% позитивних й позбавлених недоліків. Конструктор обирає фізичний принцип дії для конкретних умов, раціональне технічне рішення та оптимальні параметри об'єкту. Лише задачі розрахунку і оптимізації параметрів можуть бути формалізовані. Все інше є суб'єктивно-інтуїтивним, належить до експертних оцінок і ґрунтується саме на інтуїтивно прийнятих рішеннях, без достатнього їхнього обґрунтування. І саме такі задачі є найскладнішими для розробника.

Вихідна інформація може бути недостатньою або визначеною для розв'язку строго конкретної задачі. Але й сама інтуїція базується не лише на досвіді, а й на певних знаннях щодо об'єктивно існуючих закономірностей, які ми навіть не намагаємося конкретно виявити та підпрядкувати логічній системі.

Якби таке завдання було поставлене було розв'язане, то сформульовані досвідченим конструктором евристичні закономірності, що узагальнюють досвід розробників, допомогли би впоратись із багатокритеріальними та слабо структурованими задачами через їхньої формалізації. Досвід конструктора передається молодим фахівцям здебільшого усно, протягом спільної праці з розробки нової конструкції

чи усунення недоліків існуючої, і цей процес відбувається досить специфічно у сучасних умовах.

Зростання складності технологічного, зокрема верстатного, обладнання, спричиняє ситуації, де традиційними методами розроблення конструкції із врахуванням якщо не усіх, так хоч багатьох досягнень технічного прогресу, просто неможливо.

Існують спроби звести процес конструювання до формалізованих (абстрагованих від конкретного об'єкту) дій над деякою моделлю об'єкту, представленою у вигляді структури, отриманої за певними правилами. І виникає недолік: зникає індивідуальність конструювання. Однакові формалізовані дії — однаковий результат. А де ж технічна творчість, винахідництво? Також лишається проблемою оцінка отриманого результату, наприклад, показників працездатності.

Автоматизація проектування, використання конструкторського досвіду і інтелектуальної інформації для розробки відповідних моделей, в цілому зумовить підвищення ефективності процесу конструювання — це позитив. Але поєднати моделі на базі евристики й логічного представлення інтуїтивних знань з математичними моделями та відповідним програмним забезпеченням з метою узгодження дій над цими моделями та керування процесом на усіх рівнях дій — це мета, до реалізації якої ще не близько. Системний аналіз, теорія прийняття рішень — знайомі назви, чи не так? І використання у менеджменті, економіці, управлінні, тощо. А в техніці, в конструюванні? Не дуже широко, часто побіжно-фрагментарно, переважно з використанням експертних оцінок, наприклад, векторної оптимізації за узагальненим критерієм чи інших методів. У інформаційних джерелах багато розробок, скерованих у цьому напрямі, більш менш докладних, але дуже небагато тих, що придатні для використання пересічним інженером. Тобто «мистецтво заради мистецтва»?

Подібні дослідження формалізації у конструюванні з виходом на практичну методику заслуговують найпильнішої уваги, зокрема з огляду на те, що цьому треба навчати студентів, тобто методика повинна бути по зможі простою й придатною для практичного застосування.

С.В. Лозня, канд. техн. наук
ООО «Котрис» Україна,
Е.П. Ясіницький, канд. техн. наук,
І.Е. Ясіницька
Національний Авіаційний університет

ВИКОРИСТАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГАЗОТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОЦІНКИ ЙОГО ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

Сучасні газотурбінні технології широко використовуються у різних галузях промисловості та на транспорті. У газовій галузі України експлуатуються 20 типів газокompресорних агрегатів, біля 80% з них мають газотурбінний привод.

Система експлуатації промислової техніки потребує оперативної та достовірної оцінки технічного стану основного обладнання підприємств для своєчасного прийняття заходів з відновлення обладнання для забезпечення економії енергоресурсів. Така оцінка здійснюється через контролювання теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів в умовах експлуатації, порядок проведення якого регламентується «Стандартом організацій України» [1].

У процесі контролювання таких характеристик з встановленою періодичністю визначають параметри агрегата та коефіцієнти, які характеризують технічний стан агрегата. Однак недоліком такої методики є значний період часу між вимірюваннями, упродовж якого у технічному стані обладнання можливі значні зміни.

Протягом останніх років отримали інтенсивний розвиток чисельні методи аналізу усталених і нестационарних режимів роботи як окремих об'єктів, так і різних систем газової галузі.

На базі цих методів розроблено різноманітні математичні моделі об'єктів, які дозволяють з різним ступенем точності та деталізації аналізувати роботу обладнання [2].

У складі ДК «Укргазвидобування» працюють дотискуючі компресорні станції, на яких експлуатуються компресорні установки з газотурбінним приводом. Турбокомпресорний агрегат ТКА-Ц-6,3/0,49 — 5,5 включає відцентрову двокаскадну компресорну установку з

проміжним охолодженням природного газу та газотурбінний привод (ГТП Д-336). Для оцінки технічного стану обладнання пропонується математична модель технічного комплексу, яка складається з існуючої математичної моделі ГТП Д-336 і розробленої математичної моделі компресорної установки.

Математична модель турбокомпресорного агрегата складалась наступним чином.

1. Проведено апроксимацію існуючих характеристик [5] каскадів низького та високого тиску компресорної установки, з використанням наступних функцій:

$$p_{\text{кнд}} = f(ncT, Q)$$

$$N_{\text{кнд}} = f(ncT, Q)$$

$$N_{\text{квд}} = f(ncT, Q)$$

де $n_{\text{ст}}$ — частота обертання ротора вільної турбіни, об/хв,

$p_{\text{кнд}}$ — тиск на виході з каскаду низького тиску, МПа,

Q — комерційна продуктивність каскаду компресора, млн. $\text{м}^3/\text{доб.}$,

$N_{\text{кнд}}$ — споживна потужність каскаду низького тиску, кВт,

$N_{\text{квд}}$ — споживна потужність каскаду високого тиску, кВт.

Характеристики апроксимовані для восьми значінь частоти обертання вільної турбіни.

2. За базовими параметрами каскадів компресорної установки та фактичним часом вибігу ротора визначено момент інерції та розроблено методику та програму розрахунку динаміки ротора [3].

3. За даними останнього обстеження теплотехнічних параметрів двигуна та компресорної установки розроблено методику відновлення у реальному часі фактичних параметрів технічного стану компресорної установки та газотурбінного привода за параметрами, що контролюються автоматизованою системою керування компресорної установки.

5. Запропоновану методику реалізовано у вигляді програми на окремому контролері обліку та реєстрації інформації, що в реальному часі обмінюється інформацією з автоматизованою системою керування компресорної установки.

За результатом реалізації проекту очікується:

- суттєве скорочення витрат на отримання параметрів технічного стану газотурбінного привода та компресорної установки;

- визначення фактичного збільшення витрат паливного газу при забрудненні проточної частини газотурбінного привода;
- визначення погіршення стану газотурбінного привода, що вимагає промивки проточної частини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. СОУ 60.3-30019801-011:2004. Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів. — К.: ДК «Укртрансгаз» 2004 — 119 с.

2. Ковалко М.П. Методи та засоби підвищення ефективності функціонування систем трубопровідного транспорту газу / М.П. Ковалко К.: «Українські енциклопедичні знання» 2001— 287 с.

3. Кулик М.С. Системи автоматичного керування газотурбінних двигунів і газотурбінних установок / М.С. Кулик, І.І. Гвоздецький, Е.П. Ясиніцький. Підручник. — К.: НАУ, 2017. — 364 с.

4. Технический каталог. Компрессорное оборудование и газоперекачивающие агрегаты. ПАО “Сумское НПО”
http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy_npo_turbocompressors_catalog_ru.pdf

УДК. 621.924.093

**А.П. Багач,
О.П. Ящук**

Національний авіаційний університет

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ГІДРОАБРАЗИВНОГО РІЗАННЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Постійний розвиток авіації потребує нових технічних рішень. Для сучасної авіаційної техніки одним з головних завдань розвитку є зниження маси конструкції, що виступає як засіб підвищення економічної ефективності літальних апаратів.

Це завдання повною мірою вирішують композиційні матеріали, які перевершують за багатьма параметрами традиційні металеві засоби (рисунок 1).

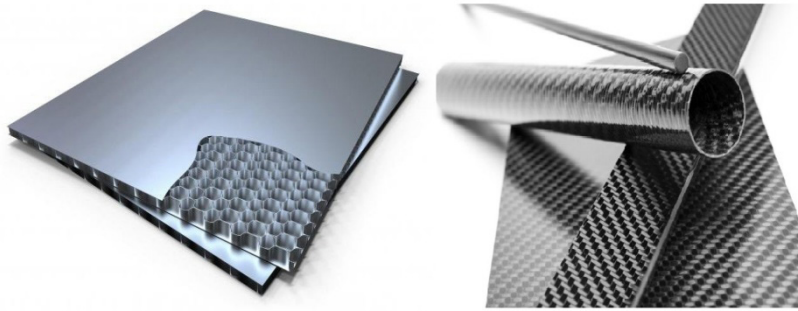


Рисунок 1 — Композиційні матеріали

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

Потреба у якійсній обробці композитних матеріалів надзвичайно висока. Для цих нестандартних матеріалів традиційне обладнання, таке як: стрічкові пилки, циркулярні пилки з абразивними або алмазними дисками, ручний алмазний або твердосплавний інструмент, відійшло на другий план. Пов'язано це з тим, що різка на такому обладнанні призводить до розшарування композитів і деформації через їх нагрівання у зоні різання.

Механічна фреза порушує структуру композиту: з'являються розриви ниток, матеріал розшаровується, кромки залишаються шорсткими, на поверхні з'являються відколи, через що дороговартісна деталь виявляється бракованою.

Вплив лазером призводить до деструкції матриці і обуглювання країв. 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 через затуплення ріжучого інструменту. Альтернативним методом є гідроабразивне різання композитних матеріалів.

Процес струменевої гідроабразивної 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 спрямовується на поверхню, яка розрізається. У процесі зіткнення з заготовкою кінетична енергія струменя перетворюється у механічну енергію мікроруйнування оброблюваного матеріалу, і відбувається різання (рисунок 2).

Компактність струменя суспензії визначає площу перетину струменя при зустрічі з оброблюваною поверхнею і за інших рівних умов 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.

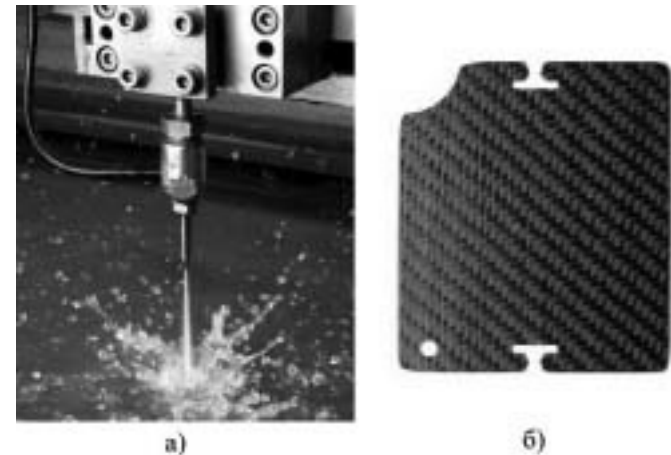


Рисунок 2. а) процес струменевої гідроабразивної обробки
б) зразок деталі із композиційного матеріалу після гідроабразивної обробки

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 багат шарових матеріалів. У процесі обробки композити не розшаровуються. Різка виробляється з великою точністю (близько $\pm 0,1$ мм) і з мінімальними втратами матеріалу, що є актуальним при зростаючих цінах на сировину. Кромка готової деталі виходить гладкою і рівною, без задилок, не вимагає додаткової обробки.

Таким чином, гідроабразивне різання пропонує низку переваг для обробки композитних матеріалів. Різка водою за допомогою насоса високого тиску не створює зон термічного впливу (ЗТВ) і не залишає гострих кутів/задилок, 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. Багач А.П. Оптимізація процесу гідроабразивного струминного різання шляхом підбору оптимальних параметрів абразиву / А.П. Багач, І.О. Ящук, О.П. Ящук // Гідро- та пневмоприводи машин — сучасні досягнення та застосування. — Вінниця: ВНТУ, 2019. — С. 25—28.
2. Саленко О.Ф., Струтинський В.Б., Загірняк М.В. Ефективне гідрорізання: монографія. — Кременчук: КДПУ, 2005. — 488 с.
3. Тихомиров Р.А., Гуенко В.С. Гидрорезание неметаллических материалов. — К.: Техніка, 1984. — 150 с.
4. Тихомиров Р.А. Гидрорезание судостроительных материалов — Л. Судостроение, — 1987. — 164 с.
5. Бочаров В.П., Струтинский В.Б., Бадах В.П., Таможний П.П. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники. / К.: Техника, 1987. — 128 с.

УДК 007.1

**В.М. Браженко, канд. техн. наук,
Ли Шу Хен (李书恒)**
Чжецзянський педагогічний університет,
Інженерний коледж, Цзиньхуа, КНР

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ФІЛЬТРАЦІЇ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН ТА ФРАКЦІОНУВАННЯ СУСПЕНЗІЙ

Розвиток та поліпшення методів виробництва призводить до ефективнішого використання відновлюваних природних ресурсів, агротехнологічних продуктів, хімічних реагентів тощо.

Це важливо не лише для виробництва кінцевої продукції та збереження ресурсів, а також для розробки нових технологічних виробничих шляхів та виробництва спеціальних матеріалів.

Багато процесів вимагають наявності чистих компонентів або певної фракції вихідної сировини. Оскільки бажані компоненти часто входять до складу неоднорідних сумішей, то технології розділення приділяється більше уваги. Що стосується очищення рідин, то цього можна досягти поділом на основі різниці фізичних властивостей, як показано у таблиці 1.

У більшості сучасних застосувань мікрофільтрації достатньо відділяти всі частинки від рідини. Інколи для фракціонування суспензій використовується розділ менших і більших частинок. Це є більш складним, оскільки утримання великих частинок повинно поєднуватися з пропусканням менших частинок через мембрану (рисунок 1).

Для вирішення завдання очищення або фракціонування суспензій (сумішей) пропонується використовувати динамічну фільтрацію, а саме ротаційні фільтри [2].

Розглянуті питання:

- аналізу напрямів розвитку динамічної фільтрації;
- впливу механічних домішок на характеристики рідинних системи та фізичні характеристики рідин;
- потенційного вирішення завдання очищення робочих рідин від механічних домішок та фракціонування суспензій за допомогою ротаційного фільтра [2].

Таблиця 1: Принципи поділу та приклади процесів розділення [1]

	Принцип	Процеси
Поділ фаз	За густиною	Центрифугування, седиментація, флотація
	За розміром	Просіювання, фільтрація, мікрофільтрація, ультрафільтрація, фракціонування, спричинене зсувом
	За властивостями поверхні (поверхнєве натягнення)	Флотація, міжфазнерозділення Коагуляція
Молекулярна сепарація	За принципом поверхневої адсорбції	Хроматографія, адсорбція
	Комплексоутворення	Іонообмін, оборотне хімічне комплексоутворення
	Розчинність	Екстракція, кристалізація
	Летючість	Перегонка, сушка
	Мембрани (розчинність і дифузійність)	Нанофільтрація, зворотний осмос, діаліз, електродіаліз, поділ газів, первапорація

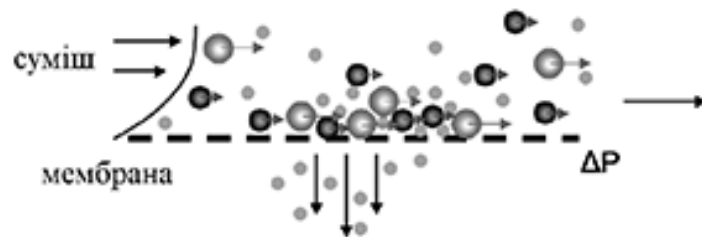


Рисунок 1 — Фракціонування рухомої суспензії за допомогою мембрани

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Grandison, A., Lewis, M. (1996). *Separation processes in the food and biotechnology industries: principles and applications*. Woodhead, Cambridge.

2. Brazhenko, V., & Mochalin, I. (2020). Numerical simulation and experimental tests of the filter with a rotating cylindrical perforated filter element. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. <https://doi.org/10.1177/0954406220950346>

УДК 629.7.025.3

Р.О. Єременко,
В.М. Бадах, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА ДЛЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЛІТАКА

Специфіка визначення перспективного напрямку дослідження електрогідрравлічного привода для системи керування основними рульовими поверхнями літака полягає, у першу чергу, в тому, що такий привод вимагає радикально нової системи генерації і передачі електричної потужності на борту літака, що на даний момент також є предметом активних науково-технічних досліджень [1].

Відсутність конкретики у визначенні перспективної електричної та суміжних систем літальних апаратів, їх конструкції, параметрів і режимів роботи додають чимало складнощів у визначенні вихідних параметрів, необхідних для розробки перспективного електрогідрравлічного привода [2].

Також слід зазначити той факт, що велика кількість авіаційної конструкторської документації є комерційною таємницею, що ускладнює проведення чисто академічного дослідження за даним напрямком без співпраці із підприємствами галузі [3].

У зв'язку з цим, для визначення перспективного напрямку дослідження електрогідрравлічного привода необхідно провести широкий огляд сучасних теоретичних напрацювань, в основному, за даними напрямками:

- більш електричний літак (more electric aircraft);
- електрогідрравлічний привод (electrohydrostatic actuator);
- електромеханічний привод (electromechanical actuator).

Знайдену інформацію пропонується проаналізувати за допомогою когнітивних методів, таких як, наприклад, когнітивні карти, або карти думок:

- карта конструкцій, переваг та недоліків окремих типів електрогідравлічних приводів;
- карта граничних та початкових умов при проектуванні електрогідравлічних приводів.

Раціональне застосування цих методів у аналізі даних може бути доцільним в обґрунтуванні подальших рішень щодо конкретизації напрямку дослідження перспективного електрогідравлічного привода для системи керування основними рульовими поверхнями літальних апаратів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Tardy, Alain, Xavier Roboam, Pericle Zanchetta, Dushan Boroyevich, Rolando Burgos, Jean-Luc Schanen, Frédéric Wurtz, Bruno Sareni, and Patrick Wheele. «Towards More Optimization for Aircraft Energy Conversion Systems.» 2015.

2. Бадах В.М., Єременко Р.О. Проблема розробки перспективного електрогідравлічного привода більш електричного літака // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Київ, 6–9 жовтня 2020 р.: Матеріали конференції — Київ: 2020. С. 373—375.

3. Yeremenko R., Badakh V. Public access data in aerospace industry. «Science progress in European countries: new concepts and modern solutions»: Papers of the 8th International Scientific Conference. July 12, 2019, Stuttgart, Germany. 338 p.

In Memoriam



ЛУР'Є ЗІНОВІЙ ЯКОВИЧ
16.09. 1927 — 31.05.2020

31 травня 2020 роки після важкої і тривалої хвороби пішов з життя доктор технічних наук, професор кафедри гідравлічних машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», учасник Великої Вітчизняної Війни, ветеран труда, відмінник освіти України, талановитий педагог, наставник і керівник.

Під керівництвом Зіновія Яковича розроблено методи та способи досягнення високої продуктивності металообробного устаткування шляхом оптимізації динамічних процесів, які впроваджено в промисловість при створенні гами координатно-револьверних пресів, які серійно виробляються на Чімкентському виробничому об'єднанні з випуску ковальсько-пресового обладнання.

З.Я. Лур'є заснував наукову школу з моделювання динаміки та оптимізації гідравлічних систем промислового устаткування. Під його керівництвом підготовлено 2 докторів технічних наук та 11 кандидатів,

опубліковано більш ніж 300 наукових робіт, в тому числі 17 авторських свідоцтв та патентів, чотири навчальних посібника.

Зіновій Якович брав активну участь у роботі Міжнародної громадської організації «Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики», був членом редакційної колегії Всеукраїнського науковотехнічного журналу «Промислова гідравліка і пневматика», членом спеціалізованої ради з захисту докторських дисертацій. За багаторічну плідну працю його нагороджено 7 медалями.

У пам'яті колег Зіновій Якович залишиться людиною високого професіоналізму, наполегливості у досягненні поставленої мети, людиною чуйною, уважною до колег, людиною, що зробила багато для підготовки молодих учених і спеціалістів.

***Висловлюємо глибоке співчуття
родині і близьким Зіновія Яковича Лур'є***



ФІНКЕЛЬШТЕЙН ЗЕЛЬМАН ЛАЗАРЕВИЧ
23.03.1934 — 29.10.2020

29 жовтня 2020 роки після важкої і тривалої хвороби пішов з життя доктор технічних наук, професор кафедри прикладної гідромеханіки, Заслужений працівник освіти, академік Академії технологічних наук України, академік Міжнародної академії наук екології та безпеки життєдіяльності, талановитий педагог, наставник і керівник.

Світове визнання Зельман Лазарович Фінкельштейн отримав завдяки розробці і впровадженню ним системи поділу багатофазних рідких середовищ. Теоретичні і практичні розробки професора знайшли практичне застосування у багатьох галузях промисловості: вугільній, металургійній, хімічній, автомобільній, автотракторній, авіаційній, електротехнічній, нафтовидобувній та нафтопереробній.

Зельман Лазаревич є автором понад 350 наукових праць, з яких чотири монографії (одна удостоєна Золотої медалі ВДНГ СРСР), повний набір навчальних посібників зі спеціальних дисциплін (з 13 посібників — 9 з грифом МОН), 108 винаходів (у тому числі патенти України, Росії, Польщі, Німеччини).

З.Л. Фінкельштейн брав активну участь у роботі Міжнародної громадської організації «Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики», був членом редакційної колегії Всеукраїнського науково-технічного журналу «Промислова гідравліка і пневматика».

У пам'яті колег Зельман Лазаревич залишиться людиною високого професіоналізму, наполегливості у досягненні поставленої мети, людиною чуйною, уважною до колег, людиною, що зробила багато для підготовки молодих учених і спеціалістів.

*Висловлюємо глибоке співчуття родині і близьким
Зельмана Лазаревича Фінкельштейна*

**XXI МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП**

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Відповідальний редактор

Т. Трубнікова

Оригінал макет розроблено

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 12.10.2019

Підписано до друку 15.12.2019

Формат 60x84/16. Папір офсетний.

Гарнітура TIMES. Друк цифровий.

Ум. друк. арк. 6,7. Замовл. 23-20.

Наклад за замовленням

Віддруковано з оригіналів замовника.

ТОВ «Нілан-ЛТД»

21034, а/с 8825, м. Вінниця, вул. Немирівське шосе, 62а.

Тел.: (0432) 69-67-69, 603-000.

E-mail: info@tvoru.com.ua, <http://www.tvoru.com.ua>